

**T.C.
ONDOKUZ MAYIS ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**



**MANYETİK VOLANLI REDÜKTÖRÜN TASARIMI, İMALATI VE
PERFORMANS ANALİZİ**

Ahmed Elnour Mohammed MOZAMEL

DOKTORA TEZİ

**T.C.
ONDOKUZ MAYIS ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

DOKTORA TEZİ

**MANYETİK VOLANLI REDÜKTÖRÜN TASARIMI, İMALATI
VE PERFORMANS ANALİZİ**

Ahmed Elnour Mohammed MOZAMEL

MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

**SAMSUN
2019**

Her hakkı saklıdır.

TEZ ONAYI

Ahmed Elnour Mohammed MOZAMEL tarafından hazırlanan “Manyetik Volanlı Redüktörün Tasarımı, İmalatı Ve Performans Analizi” adlı tez çalışması 08/11/2019 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Ondokuz Mayıs Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makina Mühendisliği Anabilim Dalı’nda **Doktora Tezi** olarak kabul edilmiştir.

Danışman Doç. Dr. Kemal YILDIZLI
Ondokuz Mayıs Üniversitesi
Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Jüri Üyeleri
Başkan Prof. Dr. Erdem KOÇ
Ondokuz Mayıs Üniversitesi
Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Üye Prof. Dr. Şahin YILDIRIM
Erciyes Üniversitesi
Mekatronik Mühendisliği Anabilim Dalı

Üye Prof. Dr. Bahattin KANBER
Samsun Üniversitesi
Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Üye Doç. Dr. Hakan ÖKTEM
Samsun Üniversitesi
Havacılık ve uzay Mühendisliği Anabilim Dalı

Yukarıdaki sonucu onaylarım. ... / ... /2019

Prof. Dr. Bahtiyar ÖZTÜRK
Enstitü Müdürü

ETİK BEYAN

Ondokuz Mayıs Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü tez yazım kurallarına uygun olarak hazırladığım bu tez içindeki bütün bilgilerin doğru ve tam olduğunu, bilgilerin üretilmesi aşamasında bilimsel etiğe uygun davrandığımı, yararlandığım bütün kaynakları atıf yaparak belirttiğimi beyan ederim.

08 /11/2019

Ahmed Elnour Mohammed MOZAMEL

ÖZET

Doktora Tezi

MANYETİK VOLANLI REDÜKTÖRÜN TASARIMI, İMALATI VE PERFORMANS ANALİZİ

Ahmed Elnour Mohammed MOZAMEL

Ondokuz Mayıs Üniversitesi

Fen Bilimleri Enstitüsü

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Doç. Dr. Kemal YILDIZLI

Son yıllarda, tam otonom makinelerin (kendi kendini süren araçlar veya trenler gibi) tasarlanması ihtiyacı ortaya çıkmıştır. Bu gereklilikleri karşılamak amacıyla; kontrol kolaylığı, yüksek dayanıklılık ve güvenilirlik gibi özelliklere sahip akıllı mekanik sistemlerin tasarlanmasına ihtiyaç duyulmaktadır. Bu tez çalışması kapsamında; iki kademeli manyetik volan redüktör sistemi tasarlanıp imal edilmiştir. Tasarlanan manyetik volanlı redüktör sisteminin birinci grubu planet dişli mekanizması; ikinci grubu ise manyetik dişli mekanizmasıdır. Bu tez çalışmasının amacı; temassız redüktör tasarımı, üretimi ve sistemin performansını değerlendirmektir. Üretilen manyetik volanlı redüktör sisteminin ana özellikleri; arzalardan otomatik olarak kendini koruması, aktarılan gücü koruması, yüksek güvenilirlik ve esneklik sağlayabilmesidir. Planet dişli mekanizması tasarımı yapılırken; tabular yöntem kullanılmıştır. Manyetik dişli mekanizması ve manyetik alan incelemesi ise Ansys Maxwell yazılımı kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Ansys Maxwell yazılımı ile üç boyutlu manyetik dişli mekanizması modellenmiş ve manyetik alandan uygulanan manyetik kuvvet, tork ve güç incelenmiştir. Ayrıca tasarım aşaması sonrasında; Manyetik volanlı redüktör sisteminin üretmesi ve montaj işlemleri yapılmıştır. Üretilen Manyetik Volan Redüktör sisteminin performansı deneysel olarak incelenmiştir. Manyetik volanlı redüktör sisteminin çıkış mili manyetik dişli mekanizmasına bağlı olduğundan; sürtünme olmadan güç iletimi gerçekleşmiştir. Ansys Maxwell simülasyon analiz sonuçları ve deney sonuçları birbirleri ile karşılaştırılarak değerlendirilmiştir. Manyetik volanlı redüktörün çıkış milinin kuvveti, torku, gücü ve verimliliği deneysel olarak ölçülmüştür. Deney sonuçlarına göre, manyetik volanlı redüktör sisteminin giriş mili hızını 500 dev/dk den 2500 dev/dk'ya kadar başarıyla çalıştırılmıştır. Ayrıca manyetik volanlı redüktör sisteminin verimi %93 olarak bulunmuştur.

Kasım 2019, 186 sayfa

Anahtar Kelimeler: Dişli çarkı, Planet dişli, Manyetik dişli, İletim oranı, Verim, Dönme momenti, Dişli sistemi performansı.

ABSTRACT

Doctoral Thesis

DESIGN, MANUFACTURE AND PERFORMANCE ANALYSIS OF A REDUCTOR WITH MAGNETIC FLYWHEEL

Ahmed Elnour Mohammed MOZAMEL

Ondokuz Mayıs University

Institute of Sciences

Department of Mechanical Engineering

Supervisor: Associate Professor. Dr. Kemal YILDIZLI

In the current century, the need for creation of fully autonomous machines (self-driving vehicles or trains) has been appeared. To meet these requirements, creation of intelligent mechanical systems compatible with these purposes in terms of easy of control, high durability and high reliability has been raised. A two-stage gear reducer with magnetic flywheel system was introduced in this research. The system is comprised of one group of mechanical gear and another group of magnetic gear. The goal of this thesis is to design, manufacture and investigate the ability of applying a magnetic gear (contactless) by employing magnetic energy to create a self-protective reductor. This type of the reducer with magnetic flywheel is capable of providing high reliability and high flexibility in term of self-control to meet the desired objectives. Planetary gear mechanism design was performed using Tabular method in analytical calculations. The magnetic gear mechanism was determined using Ansys Maxwell for magnetic field investigation. Using Ansys Maxwell software, two-dimensional magnetic gear mechanism was modeled and the magnetic force, torque and power exerted from the magnetic field were examined. In addition, after the design stage, the production and installation works of the Magnetic Flywheel Reducer system were carried out. The performance of the produced Magnetic Flywheel Reducer system was investigated experimentally. As the output shaft of the reducer with magnetic flywheel system is connected to the magnetic gear mechanism, so that it is capable to transmits power without friction. The simulation results of Ansys Maxwell analysis and experimental results were gathered and discussed compared to each other. The reducer system output shaft's forces, torques, powers and efficiency are experimentally measured. The results show that, the system is able to work successfully within range of speed from 500 rpm to 2500 rpm with reduction ratio of 2:1 and efficiency of 93 %.

November 2019, 186 pages

Keywords: Gear transmission, Planetary gear, Magnetic gear, transmission ratio, efficiency, torques, reductor performance.

ÖNSÖZ VE TEŞEKKÜR

Danışmanıma Doç. Dr. Kemal YILDIZLI, Tez çalışma süresinde teknik ve akademik rehberliği, teşviki ve verdiği büyük destek içiniçten teşekkür ve şükranıma sunmak isterim.

Jüri Başkanımıza Prof. Dr. Erdem KOÇ, bu tez çalışmasında bilgi ve birikimleriyle beni yönlendiren, akademik görevlerine rağmen bana zaman ayıran tezime okumak, düzeltmek, yönlendirmek ve tasarımın temel noktalarına yöneltti için içtenlikle minnettarıma sunuyorum. Bu tez çalışma sürecinde çalışmaları boyunca yardımları, rehberliği, eleştirileri, ilgileri ve teşvikleri için teşekkür ediyorum.

Jüri üyeliğimiz Doç. Dr. Hakan ÖKTEM'e özellikle Manyetik alanın değerlendirilmesi, manyetik kuvveti belirlemesi ve Manyetik torku değerlendirilmesi konularında değerli önerleri ve tartışmalara verdiği büyük yardımdan dolayı teşekkür ediyorum.

Bu projede katkı eden ve yardımcı olan tüm hocalarıma, araştırma görevli arkadaşlarıma ve Teknik hizmeti veren arkadaşlarıma hep birlikte sonsuz teşekkürlerime sunarım. Çalışmalarım boyunca Nyala Üniversitesi'ne ve Ondokuz Mayıs Üniversitesi'ne, destekleri için teşekkür ediyorum ve saygılarımı sunarım.

Her şeyden önce, aileme ve akrabalarıma öğrenime devam etmeleri için beni her gün teşvik eden, yüreklendirdikleri cesaret, nimet, destek, sabır ve sevgi için yürekten teşekkür ediyorum.

Kasım 2019, Samsun

Ahmed Elnour Mohammed MOZAMEL

İÇİNDEKİLER DİZİNİ

ÖZET	i
ABSTRACT	ii
ÖNSÖZ VE TEŞEKKÜR	iii
İÇİNDEKİLER DİZİNİ.....	iv
SİMGELER ve KISALTMALAR.....	vii
ŞEKİLLER DİZİNİ	viii
ÇİZELGELER DİZİNİ.....	x
1. GİRİŞ.....	1
1.1. Çalışmanın Amaçları.....	4
1.2. Çalışmanın Kapsamı.....	4
1.3. Tez Düzeni.....	5
2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI.....	7
2.1. Mekanik Dişli Mekanizmaları	7
2.2. Manyetik Dişli Mekanizmaları	10
2.3. Mevcut Çalışma	13
3. DIŞLI SİSTEMLERİ	14
3.1. Eş Merkezli (Coaxial) Mekanik Dişli Mekanizmaları.....	15
3.1.1. Planet dişli mekanizması	17
3.1.2. Sikloid dişli mekanizması.....	17
3.1.3. Harmonik dişli mekanizması	18
3.2. Dişli Çark Üretim Yöntemleri	19
3.2.1. Modül freze ile dişli çark yapımı.....	20
3.2.2. Kremayer şeklindeki kesici takımla dişli çark yapımı.....	20
3.3. Planet Dişli Sistemi Tasarımı	20
3.3.1. Tabular yöntemi.....	23
3.3.2. Dişli tasarım parametrelerinin belirlenmesi.....	25
3.3.2.1. İçte kıvrık diş parametreleri (involute)	26
3.3.2.2. Genel dişli kanunu	29
3.3.2.3. Düz dişli mukavemet hesapları.....	32
3.3.2.4. Diş yüzeyinin çalışma ömrü hesabı	33
3.3.2.5. Temas gerilmesi.....	34
3.3.2.6. Diş yüzeyi yorulma dayanımı.....	35

3.4. Manyetik Dişli Mekanizmaları	35
3.4.1. Manyetik dişli çalışma prensibi	38
3.4.2. Manyetik dişli uygulamaları	38
3.4.3. Manyetik dişli çeşitleri	39
3.4.3.1. Manyetik planet dişli mekanizması.....	39
3.4.3.2. Manyetik Akı modülasyonlu dişli mekanizması.....	40
3.5. Kalıcı Mıknatısların Çekim Vektör Kuvvetinin Analitik Yaklaşımı.....	42
3.5.1. Toplam manyetik enerji yöntemi.....	42
3.5.2. Koulomb yüzey yük yoğunluk yöntemi	45
4. MANYETİK VOLANLI REDÜKTÖRÜN PERFORMANS ANALİZİ	49
4.1. Manyetik Volanlı Redüktör Tasarım ve İmalatı	49
4.1.1. Mekanik planet dişli mekanizması tasarımı	49
4.1.1.1. Düz dişli için hesaplanan mukavemetleri	50
4.1.2. Manyetik dişli sisteminin tasarımı	51
4.1.3. Manyetik volanlı redüktör imalatı	53
4.1.3.1. Redüktör yatakları ile millerinin imalatı ve montajlanması..	54
4.1.3.2. Mekanik ve manyetik dişli mekanizmalarının imalatı	55
4.1.4. Manyetik volanlı redüktör sisteminin montaj işlemleri.....	57
4.2. Manyetik Volanlı Redüktörün Performans Analizi.....	59
4.3. Tork Ölçümü Cihazlar	61
5. PERFORMANS ANALİZ TESTİ	64
5.1. Performans Testi Konseptleri	66
5.2. Manyetik Volanlı Redüktörün Performans Analizi.....	66
5.3. Performans Test Süreci.....	67
5.4. Deneysel Test	67
5.4.1. Redüktörün giriş ve çıkış milinin dönme hızı.....	69
5.4.2. Deneysel olarak ölçülen kuvvetleri.....	69
5.4.3. Redüktör giriş mili torku.....	69
5.4.4. Redüktör çıkış mili hızları	70
5.4.5. Redüktör çıkış mili kuvveti.....	70
5.4.6. Redüktör çıkış mili torku	70
5.4.7. Güç hesabı.....	70
5.4.8. Verimlilik hesabı.....	71
6. BULGULAR VE TARTIŞMA	72
6.1. Simülasyon Analiz Sonuçları	74

6.1.1. Manyetik dişli sistemi modellemesi.....	75
6.1.2. Manyetik dişli meş işlemi	77
6.1.3. Manyetik alan simülasyon analizi.....	79
6.1.4. Manyetik volanlı redüktör simülasyon kuvvet ve tork sonuçları	82
6.2. Deneysel Test Sonuçları	84
6.2.1. Deneysel olarak ölçülen reaksiyon ve direnç kuvvetleri	84
6.2.2. Redüktörün giriş ve çıkış kuvvet sonuçları karşılaştırması	94
6.2.3. Deneysel olarak ölçülen tork sonuçları.....	96
6.3. Simülasyon ve Deneysel Sonuçları Değerlendirmesi.....	107
6.3.1. Simülasyon ve deneysel kuvvet sonuçları	107
6.3.2. Simülasyon ve deneysel tork sonuçları.....	109
6.3.3. Simülasyon ve deneysel güç sonuçları.....	110
6.3.4. Manyetik volanlı redüktörün simülasyon ve deneysel verimi ...	111
6.4. Manyetik Redüktör Sistemin Verimi.....	112
6.4.1. Elektromanyetik frenin giriş akımına karşı sistemin verimliliği..	112
6.4.2. Sistemin tahrik motoru hızlarına karşı verimliliği	113
7. SONUÇLAR VE ÖNERİLER.....	116
7.1. Redüktörün Giriş ve Çıkış Milinin Kuvveti Değerlendirmesi	116
7.2. Redüktörün Giriş ve Çıkış Milinin Tork Değerlendirmesi	117
7.3. Redüktörün Giriş ve Çıkış Milinin Güç Değerlendirmesi.....	118
7.4. Manyetik Volanlı Redüktör Verimi Genel Değerlendirmesi	119
7.5. Öneriler.....	120
KAYNAKLAR.....	123
EKLER	130
EK1. LEWİS FORM FAKTÖRÜ	131
EK 2. ELASTİK KATSAYISI C_p ($\text{MPa}^{0.5}$).....	131
EK 3. AŞIRI YÜK FAKTÖRÜ K_o	132
EK 4. ÇEVRE HIZI FAKTÖRÜ f_g	132
EK 5.YÜK PAYLAŞIM FAKTÖRÜ K_m	132
EK 6. EMNİYET GERİLMELERİ σ_m	133
EK 7. Ömür faktörü K_L	133
EK 8. GÜVENİLİRLİK FAKTÖRÜ K_R	133
EK 9. YÜK FAKTÖRÜ	133
EK 10. SABİT BİLYALI RULMANLAR İÇİN TEMEL YÜK TAŞIYICI..	134

SİMGELER ve KISALTMALAR

ρ_T	Tork yoğunluğu [$N.m/m^3$]
V_g	Dişli kutusu hacmi [m^3]
AC	Alternatif akım motoru [-]
CNC	Bilgisayar Sayısal Kontrolü makineleri [-]
Z_R	Halka dişlinin diş sayısı [-]
Z_P	Planet dişlinin diş sayısı [-]
Z_S	Güneş dişlinin diş sayısı [-]
G_r	Hız oranı [-]
m	Dişliler tasarım modülü [mm]
D_P	Bölüm dairesinin çapı [mm]
D_b	Temel dairesinin çapı [mm]
$\emptyset$	Kavrama açısı [derece]
C_R	Diş temas oranı [-]
F_t	Teğetsel kuvveti [N]
F_r	Radyal kuvveti [N]
F_n	Normal kuvveti [N]
ω	Acisal hızı [rad/s]
σ_b	Eğilme gerilmesi [Mpa]
σ_d	Dinamik gerilmesi [Mpa]
σ_H	Temas gerilmesi [Mpa]
σ_{sf}	Yüzey yorulma gerilimi [Mpa]
P_h	Dış rotordaki kutup çifti sayısı [-]
P_L	İç rotordaki kutup çifti sayısı [-]
B	Manyetik alanı [wb/m]

ŞEKİLLER DİZİNİ

Şekil 3.1. Mekanik ve Manyetik dişli çark çeşitleri	15
Şekil 3.2. Planet dişli mekanizmasının bileşenleri	17
Şekil 3.3. Sikloid dişli mekanizması temel bileşenleri	18
Şekil 3.4. Harmonik dişli mekanizması temel bileşenleri	19
Şekil 3.5. Plant dişli mekanizması tasarım süreç şeması	22
Şekil 3.6. Planet dişli mekanizması	24
Şekil 3.7. Dişli terminolojisi	29
Şekil 3.8. Dişli diş temas mekanizması	30
Şekil 3.9. Açısal adım	31
Şekil 3.10. Dişli çark dişine etki eden kuvvetleri.....	32
Şekil 3.11. Yakın aralıklı manyetik dişli iletim sistemi.....	40
Şekil 3.12. Manyetik Akı Modülasyonlu Dişli Mekanizmaları	41
Şekil 3.13. Kalıcı mıknatısların zıt kutupları arasındaki manyetik kuvvet	42
Şekil 3.14. Teğetsel kuvvet vektörleri.....	44
Şekil 3.15. Manyetik dişli mekanizması ve boyutları	45
Şekil 3.16. Manyetik kuvvet vektörleri.....	46
Şekil 4.1. Eşmerkezli manyetik dişli çark mekanizması.....	52
Şekil 4.2. Miller için kuvvet denge diyagramı.....	55
Şekil 4.3. Planet dişli mekanizması.....	56
Şekil 4.4. Üretilen dış ve iç rotor	56
Şekil 4.5. Dış rotorun işlenmesi	57
Şekil 4.6. Rotorların üretim işlemleri.....	57
Şekil 4.7. Manyetik dişli Mekanizması montaj hali.....	58
Şekil 4.8. Manyetik volanlı redüktörün montajı	58
Şekil 4.9. Manyetik volanlı Redüktörün ön ve arka görünüşü.....	59
Şekil 4.10. Manyetik volanlı redüktör şematik gösterimi	60
Şekil 4.11. Deneysel kurulum testinin blok şeması	61
Şekil 4.12. Burulmaya maruz kalan dairesel çubuk	62
Şekil 4.13. Tam köprü	63
Şekil 5.1. Dişli verimliliği test düzeneği şematik görünüşü	65
Şekil 5.2. Manyetik volanlı redüktörün dişli verimliliği test düzeneğine montajı.....	65
Şekil 6.1. Manyetik volanlı redüktör üç boyutlu modeli	76

Şekil 6.2. Manyetik volanlı redüktörün bileşenleri üzerinde meş işlemleri.....	78
Şekil 6.3. Manyetik alan vektörleri	80
Şekil 6.4. Manyetik dışlinin akı çizgileri	81
Şekil 6.5. Manyetik dışlisinin enerji çizgileri	81
Şekil 6.6. Ansys Maxwell Yazılımı Değişkenlerin Seçimi Penceresi	82
Şekil 6.7. Ölçülen kuvvetlerin, uygulanan akımlara karşı değişimi	86
Şekil 6.8. Ölçülen kuvvetlerin, uygulanan akımlara karşı değişimi	87
Şekil 6.9. Ölçülen kuvvetlerin, uygulanan akımlara karşı değişimi	88
Şekil 6.10. Ölçülen kuvvetlerin, uygulanan akımlara karşı değişimi	89
Şekil 6.11. Ölçülen kuvvetlerin, uygulanan akımlara karşı değişimi	90
Şekil 6.12. Ölçülen kuvvetlerin, uygulanan akımlara karşı değişimi	91
Şekil 6.13. Variation of measured forces versus applied currents	92
Şekil 6.14. Ölçülen kuvvetlerin, uygulanan akımlara karşı değişimi	93
Şekil 6.15. Ölçülen kuvvetlerin, uygulanan akımlara karşı değişimi	94
Şekil 6.16. Reaksiyon kuvvetleri ile dönme hızları karşılaştırması	95
Şekil 6.17. Direnç kuvvetleri ile dönme hızları karşılaştırması	96
Şekil 6.18. Direnç kuvvetleri ile dönme hızları karşılaştırması	96
Şekil 6.19. Redüktör torkları uygulanan akıma karşı değişiklikler.....	98
Şekil 6.20. Redüktör torkları uygulanan akıma karşı değişiklikler.....	99
Şekil 6.21. Redüktör torkları uygulanan akıma karşı değişiklikler.....	100
Şekil 6.22. Redüktör torkları uygulanan akıma karşı değişiklikler.....	101
Şekil 6.23. Redüktör torkları uygulanan akıma karşı değişiklikler.....	102
Şekil 6.24. Redüktör torkları uygulanan akıma karşı değişiklikler.....	103
Şekil 6.25. Redüktör torkları uygulanan akıma karşı değişiklikler.....	104
Şekil 6.26. Redüktör torkları uygulanan akıma karşı değişiklikler.....	105
Şekil 6.27. Redüktör torkları uygulanan akıma karşı değişiklikler.....	106
Şekil 6.28. Redüktörün giriş milin hızına karşı direnç kuvvetleri karşılaştırması ...	108
Şekil 6.29. Redüktörün giriş milin hızına karşı direnç torkları karşılaştırması	110
Şekil 6.30. Redüktörün giriş milin hızına karşı direnç gücü karşılaştırması	111
Şekil 6.31. Redüktörün giriş milin hızına karşı verimi karşılaştırması.....	112
Şekil 6.32. Redüktörün giriş mili hızına elektrik akımına karşı verimi değişimi	113
Şekil 6.33. Giriş milin dönme hızlarına karşı redüktör verimliliği	114

ÇİZELGELER DİZİNİ

Çizelge 2.1. Mekanik dişli mekanizmaları ile ilgili literatürdeki çalışmaları	12
Çizelge 2.2. Manyetik dişli mekanizmaları ile ilgili literatürdeki çalışmaları	12
Çizelge 3.1. Planet dişli çark mekanizması kinematik denklemleri.....	24
Çizelge 3.2. İç rotor üzerindeki manyetik torklar ve kuvvetler	44
Çizelge 4.1. Tasarlanan planet dişli mekanizmasının parametreleri.....	50
Çizelge 4.2. Hesaplamaların özeti.....	50
Çizelge 4.3. Diş dayanımı analizinin özet.....	51
Çizelge 4.4. Manyetik dişli çarkının hesaplanan parametreleri	53
Çizelge 4.5. Manyetik dişli mekanizması özellikleri	60
Çizelge 6.1. Manyetik volanlı redüktörün giriş ve çıkış kuvvetleri	83
Çizelge 6.2. Simülasyon analizi tork verileri	83
Çizelge 6.3. 500 dev/dk sabit hıza göre ölçülen kuvvetler	85
Çizelge 6.4. 750 dev/dk sabit hıza göre ölçülen kuvvetler	86
Çizelge 6.5. 1000 dev/dk sabit hıza göre ölçülen kuvvetler	87
Çizelge 6.6. 1250 dev/dk sabit hıza göre ölçülen kuvvetler	88
Çizelge 6.7. 1500 dev/dk sabit hıza göre ölçülen kuvvetler	89
Çizelge 6.8. 1750 dev/dk sabit hıza göre ölçülen kuvvetler	90
Çizelge 6.9. 2000 dev/dk sabit hıza göre ölçülen kuvvetler	91
Çizelge 6.10. 2250 dev/dk sabit hıza göre ölçülen kuvvetler	92
Çizelge 6.11. 2500 dev/dk sabit hıza göre ölçülen kuvvetler	93
Çizelge 6.12. 500 dev/dk sabit hıza göre hesaplanan tork	98
Çizelge 6.13. 750 dev/dk sabit hıza göre hesaplanan tork	99
Çizelge 6.14. 1000 dev/dk sabit hıza göre hesaplanan tork	100
Çizelge 6.15. 1250 dev/dk sabit hıza göre hesaplanan tork	101
Çizelge 6.16. 1500 dev/dk sabit hıza göre hesaplanan tork	102
Çizelge 6.17. 1750 dev/dk sabit hıza göre hesaplanan tork	103
Çizelge 6.18. 2000 dev/dk sabit hıza göre hesaplanan tork	104
Çizelge 6.19. 2250 dev/dk sabit hıza göre hesaplanan tork	105
Çizelge 6.20. 2500 dev/dk sabit hıza göre hesaplanan tork	106
Çizelge 6.21. Simülasyon ve ölçülen direnç kuvvetleri karşılaştırması.....	107
Çizelge 6.22. Simülasyon ve deneysel olarak ölçülen torkların karşılaştırılması....	109
Çizelge 6.23. Giriş mili hızına karşı hesaplanmış verimlilik	114

1. GİRİŞ

Dişli çarklar iki mil arasında şekil esaslı moment ve hareket ileten elemanlar olup eş çalışan iki dişli çarktan oluşan sistem dişli mekanizması olarak bilinmektedir. Dişli çarklar veya dişli mekanizmaları endüstriyel uygulamalarda kullanılan en önemli elemanlardandır (Budynas, 2011; Koç, 2009). Mekanik gücün iletimi amacıyla mühendislik ve maliyet avantajı sunulan dişli çarkları, günümüzde hassas mekanizmalarda kol saati gibi, otomobil, takım tezgahları ve uçak-uzay teknolojilerine kadar geniş bir alanda yaygın bir şekilde kullanılmaktadır (Kerim vd, 2010). Dişli çarklar çok zor şartlar altında çalıştıklarından dolayı zamanla çeşitli aşınma problemleri ile karşılaşmaktadırlar. Dişli çarklarda meydana gelen problemlerde en büyük etken sürtünme ve meydana getirdiği aşınmadır. Dişli çarklarda, diş dibinde kırılma, temas yüzeyinde çok küçük çukurcukların oluşması neticesinde yorulma (pitting) aşınması ve dişin yenmesi gibi hasarlar en yaygın görülen hasarlardır. Diş dibinde kırılma ve temas yüzeyindeki pitting aşınması dişlilerin birbirini kavramaya başlaması sonucu tekrarlanan yüklere maruz kalan dişlerde ortaya çıkmaktadır. Makine elemanlarında sürtünme etkisi kaynaklı olumsuzluk kırılma, aşınma ve yenme gibi çeşitli kayıplara neden olabilmektedir (Kerim vd, 2010; Ünal ve Taşdemir, 2018).

Mekanik dişli çarklar günümüzde yaygın olarak kullanılmasına rağmen bu elemanlarda yukarıda da belirtilen aşınma, yorulma, kırılma gibi problemler ortaya çıkabilmektedir. Ayrıca bu elemanların gürültülü çalışması, yağlama gereksinimi ve düzenli bakım ihtiyacı gibi çeşitli dezavantajları da bulunmaktadır. Bu dezavantajlar nedeniyle mekanik dişli çarkların yerine kullanılabilecek manyetik dişli çarklar kullanılması ile ilgili çeşitli çalışmalar yapılmıştır. Manyetik dişli çark sistemlerinin, gelecekte kullanılacak yeni nesil makine tahrik sistemlerinde kullanılacak daha verimli ve daha güvenilir sistemler olacağı düşünülmektedir (Atallah ve Howe, 2011).

Manyetik dişliler (MD'ler) hareketli parçaların (dış ve iç rotorları) fiziksel olarak birbirine temas etmemesi veya izolasyonu yağlamaya ihtiyacını ortadan kaldırması, aşırı yükten gelen hasarlardan koruması sağlayarak sistemi koruyabilmesi ve düşük bakım maliyetleri nedeniyle gelecek vaat eden mekanizmalar olarak karşımıza çıkabilecektir (Yawei vd, 2019).

MD'nin ilk fikri, 1900'lerin başlarına kadar uzanmakta olup Amstrong tarafından alınan patentte bobin vasıtasıyla oluşturulan manyetik kuvvetlerden yararlanılan güç aktarma organı geliştirilebileceği fikri ortaya atılmıştır (Tlali vd, 4014). Amstrong bu eleman sayesinde aşınmasının ve gürültünün ortadan kaldırılabileceğini belirtmiştir. İlk manyetik dişlilerde düşük tork yoğunluğu ve düşük aktarım verimliliği gibi sorunlar da mevcuttur. Bu sorunların çözümü ile ilgili çeşitli çalışmalar yürütülmüş ve bazı gelişmeler sağlanmıştır. Bu gelişmeler sayesinde manyetik dişlilerle daha iyi tork yoğunluğu sağlanabilmiş olup bu durum manyetik dişlilere olan ilgili artmasını sağlamıştır.

Manyetik dişliler, mekanik dişlilere göre çeşitli avantajlara sahiptir. Bu avantajları sayesinde manyetik dişlilerin birçok uygulamada mekanik dişlilerin yerine geçebileceği düşünülmektedir. Manyetik dişlilerin söz konusu avantajları aşağıda verilmiştir (Gerber ve Stiaan, 2015).

- Sürtünmesiz tork transferi: Tork manyetik kuvvetler tarafından iletiğinden manyetik dişlilerde mekanik dişlilerde olduğu gibi aşınma ve dişlerde meydana gelen hasarlar oluşmamaktadır.
- Düşük bakım maliyetleri: Manyetik dişlilerde yağma gerektiren tek parça yataklar olduğundan bu elemanların bakım maliyetleri de mekanik dişlilere göre düşüktür.
- Aşırı yüklenmeden gelen hasar tiplerinden korumak: Manyetik dişlilerde aktarılabilecek tork belirli bir değerinden fazla yük geçtiğinde manyetik dişliler boşa dönmektedir. Bu özellik sayesinde bütün tasarım veya sistemin korunması da sağlanabilmektedir.
- Düşük ses veya gürültüsüz: Manyetik dişliler düzgün tork transferi sağladığından ve dişlerde temas olmadığından dolayı mekanik dişlilere göre titreşimsiz ve gürültüsüz çalışma avantajı vardır.
- Yüksek verimlilik: Manyetik dişlilerin güç kaybı ile ilgili mekanik dişlilerden farklıdır. Mekanik dişliler çalışma süresinde sürtünme etkisinden kaynaklanan büyük bir kayıp miktarı sebep olur. Manyetik dişliler de temassız olarak çalışma sahip olup sürtünme kayıpları yok etmesine sağlayıp güç aktırma işleri verimli bir şekilde avantaj kazanmaktadır.

- Yeni nesil dişli sistemleri: Geleneksel mekanik dişli çark sistemlerin yerine sayısal kontrollü manyetik dişli çark sistemleri de olarak sağlamakta olup bu durum, manyetik dişli çark sistemlerin uzaktan kontrol edilebilmesini ve arıza olasılığının azaltılmasını sağlamaktadır.

Günümüzde manyetik dişli çarkların rüzgar türbinleri, özellikle elektrikli araçlardaki tahrik sistemleri ve gemi tahrik sistemleri gibi ağırlık/hacim sınırlamalarının olduğu düşük hız uygulamalarında kullanılması ile ilgili çeşitli çalışmalar yürütülmektedir. Rüzgar türbinlerinde özellikle de deniz üstü rüzgar türbinlerinde bakım işlemleri zor ve maliyetli işlemler olduğundan manyetik dişli sistemlerinin burada kullanımı ile ilgili çeşitli çalışmalar yapılmaktadır.

Manyetik dişli teknolojisinin hala başlangıç aşamasında olan ve çeşitli zorlukları bulunan sistemler olduğu düşünülmektedir. Bu teknolojinin nasıl kullanılacağı ile ilgili tasarım yöntemleri henüz yeterli düzeyde geliştirilmemiştir. Ancak kalıcı mıknatıs malzemesinin kolay bir şekilde bulunabilmesi ve maliyetinin uygun olması, bu teknolojinin birçok uygulamada kullanılabilirliğinin araştırılmasını sağlamaktadır (Gerber ve Wang, 2015). Manyetik dişliler mekanik dişlilere göre çeşitli avantajlara sahip olmasına rağmen manyetik dişliler halen ticarileşme öncesi araştırma aşamasında olan ve çeşitli sıkıntıların bulunduğu bir teknolojidir. Bu nedenle bu konu araştırmacılar ve sanayi tarafından araştırılmaya değer bir alandır (Yawei vd, 2019).

Bu tez çalışmasında manyetik volanlı redüktöre odaklanılmış olup manyetik ve mekanik dişlilerin birarada kullanıldığı iki kademeli bir sistem tasarımı yapılmıştır. Bu kapsamda yapılan işlemler aşağıda belirtilmiştir;

- Redüktörün birinci kademesindeki kullanan planet dişli çark mekanizması tasarımı.
- Redüktörün İkinci kademesindeki kullanan manyetik dişli mekanizması tasarımı.
- Manyetik dişli sisteminin Ansys Maxwell yazılımı kllanarak modellemesi ve analizi.
- Tasarlanan sistem için gerekli parçaların imalatı ve montajı.
- Birinci ve ikinci kademedeki dişli çark mekanizmaları birleştirilmesi.
- Ondukuz Mayıs Üniversitesi, Makina mühendisliği bölümü, İmalat laboratuvarındaki mevcut olan GUNT AT200 dişli verimlilik belirleme

düzeneginden yararlanılarak üretilen manetik volavlı redüktör sisteminin deneysel olarak incelenmesi.

1.1. Çalışmanın Amaçları

Bu çalışmanın temel amacı, iki kademeli Manyetik Volanlı Redüktör Sistemi olarak adlandırılan redüktör sistemi tasarlamak, üretmek ve bu sistemin performans analizini yapmaktır. Bu çalışma aşağıda belirtilen işlemlerden oluşmaktadır.

- Birinci kademesi mekanik dişli mekanizmasından ve ikinci kademesi manyetik dişli mekanizmasından oluşan bir dişli sistemi tasarımı.
- Sürtünmeyi azaltarak ve sürtünme kaynaklı kayıp problemlerini azaltmak.
- Etkin, uyumlu ve bir dişli iletim mekanizması tasarlamak ve üretmek.
- Aşırı ani yüklemelerden gelen hasarlara karşı kendinden koruyucu bir dişli mekanizması oluşturmak.

1.2. Çalışmanın Kapsamı

Literatürdeki çalışmalar, mekanik sürtünmenin güç iletim sistemlerini olumsuz etkilediğini göstermiştir (Hao vd, 2019; Gould vd, 2019; Stephan vd, 2019). Sürtünmenin olumsuz etkilerini azaltmak için çeşitli çalışmalar yapılmıştır. Son yıllarda, sürtünme olayını kalıcı olarak ortadan kaldıracı manyetik dişli sistemleri üzerine yoğunlaşmıştır. Bu sistemler temassız bir şekilde gücü sürtünme olmadan tahrik milinden diğer mile aktarabilme avantajına sahiptir. Bu çalışma, birinci kademedede planet dişli mekanizması ve ikinci kademedede manyetik dişli çark mekanizmasının bir araya getirilmesi ile oluşturulmuş yeni temassız redüktör sistemi geliştirmeyi amaçlamaktadır. Manyetik volanlı redüktör sisteminin temassız (sürtünmesiz) olarak çalışan ikinci kademesi, manyetik dişli çark mekanizmasının bileşenidir. Manyetik dişli çark mekanizması bu iletim sisteminde, sürtünme kayıplarını önemli miktarda ortadan kaldırarak sistem etkinliğini artırmaktadır. Ayrıca bu sistem uzaktan da kontrol edilebilmekte ve meydana gelebilecek sistem arızası olasılığını en aza indirmektedir. Bu amaçla manyetik volanlı redüktör sisteminin tasarımı için aşağıdaki sorular cevaplanarak bazı tasarım gereksinimlerinin belirlenmesi gerekmektedir.

- a) Sistemin özellikleri ve sistemi oluşturan bileşenler nelerdir? Bu sorunun amacı, sistem güç iletim oranını, sistem bileşenlerini, miller eksenlerini ve tasarım yöntemlerini belirlemektir.
- b) Manyetik volanlı redüktör sisteminin performansını etkileyen parametreler nelerdir? Sistem güvenilirliğini etkileyebilecek çok sayıda parametre vardır. Bu sistemde, manyetik kutup çift sayıları, hava boşluğunun uzunluğu, dişli elemanlarının diş sayısı, basınç açısı ve diş modülü gibi sistem elemanları tasarımını etkileyen parametrelerin yanı sıra hız oranı, giriş ve çıkış mil torkları, güç gibi parametreler de sistemin performansını etkilemektedir.
- c) Sistem deneysel olarak nasıl test edilir? Deneye düzeniğinde, AT 200'ün dişli verimliliği deneyi düzeni makinesi kullanılarak yapılmaktadır. Dişli verimliliği belirleme deney düzeni, deney yapılırken sürücü motorun giriş hızı miktarının ve elektromanyetik fren ünitesi giriş akımı miktarının seçilebilmesini sağlamaktadır. Daha sonra, dişli verimliliği belirleme deney düzeniğinde bulunan enstrümanlar sayesinde, redüktörün giriş ve çıkış millerine ait kuvvetleri ölçülür. Ölçülen kuvvetler vasıtasıyla sistemin tork, güç ve verimlikle ilgili parametreler hesaplanmaktadır.

1.3. Tez Düzeni

Bu araştırma çalışması temel olarak 7 ana bölümden oluşmaktadır ve bu bölümler tez çalışması için genel bakış açısı sunmaktadır.

Bölüm 1: Giriş: Bu bölüm dişli iletim sistemleri ve uygulamalarının genel olarak anlatılmıştır; yanı sıra çalışma amaçları, çalışma kapsamı ve araştırma yapısı hakkında genel bilgiler vermektedir.

Bölüm 2: Literatüre araştırması: Bu bölüm mekanik dişli iletim mekanizmaları ve manyetik dişli iletim mekanizmaları mevcut çalışmaları detaylı bir şekilde incelenmiştir; yanı sıra mevcut çalışmalar ile tezde yapılan çalışma farkları tabolar şekil de gösterilmektedir.

Bölüm 3: Bu bölümde dişli sistemleri ile ilgili mekanik dişli mekanizmaları ve manyetik dişli mekanizmaları genel bilgileri verilerek tasarımı ve üretim yöntemleri anlatılmıştır. Ayrıca, manyetik dişli mekanizması çalışma prensibi, uygulamaları ve çeşitleri detaylı bir şekilde incelenmiştir. Buna ek olarak, kalıcı mıknatıslardan çıkan

itme ve çekme kuvvetleri analitik olarak belirlenmiştir; yanı sırada kullanan analitik analiz yöntemleri anlatılmıştır.

Bölüm 4: Bu bölümde manyetik dişli mekanizmalar çeşitleri, tasarım yöntemleri, imalat koşulları incelenmiştir. Ayrıca, manyetik volanlı redüktör performans analizine yer verilmiştir.

Bölüm 5: Tasarlanan manyetik volanlı redüktör sisteminin performans analiz konseptleri ve analiz süreçleri incelenmiştir. Aynı zamanda deneysel olarak sistemin performans parametreleri kuvvet, tork, güç ve sisteminin verimi değerlendirilmiştir.

Bölüm 6: Bu bölümde araştırma sonuçlarına yer verilmiştir. Deneysel ve simülasyon analizlerden elde edilen sonuçları değerlendirilmiştir. Yanı sıra da, deneysel sonuçları ile simülasyon sonuçları karşılaştırması gösterilmiştir.

Bölüm 7: Bu bölümde elde edilen sonuçlar ve gelecekteki yapılan iş önerilerine yer verilmiştir.

2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

Günümüzde yaygın olarak mekanik dişli çarklar kullanılmasına rağmen mekanik dişli çarkının elemanlarına meydana gelen aşınma, yorulma, kırılma gibi problemler ve bu elemanların gürültülü çalışması, yağlama gereksinimi ve düzenli bakım ihtiyacı gibi çeşitli dezavantajlarından dolayı mekanik dişli çarkların yerine kullanılabilecek manyetik dişli çarklar kullanılması ile ilgili çeşitli çalışmalar yürütülmektedir. Bu kısımda mekanik ve manyetik dişli çarklarla ilgili yürütülen önemli çalışmalardan bazıları aşağıda özetlenmiştir.

2.1. Mekanik Dişli Mekanizmaları

Planet dişli mekanizmaları; kompakt hacmi, yüksek güç aktarma oranı ve yüksek yük taşıma kapasitesi gibi benzersiz özelliklere sahip makina elemanları olup bu özellikleri sayesinde takım tezgahları, otomobiller ve uçaklar gibi birçok mekanik uygulamada yaygın bir şekilde kullanılmaktadır. Mekanik dişli çarklarla ilgili literatürde birçok çalışma bulunmakta olup yapılmış önemli çalışmalar aşağıda özetlenmiştir. Bu çalışma kapsamında oluşturulan sistemde planet dişli mekanizması kullanıldığından mekanik dişlilerle ilgili literatür araştırmasında planet dişli mekanizmalarıyla ilgili son yapılmış çalışmalara odaklanılmıştır.

Hammami vd (2016) tarafından yürütülen bir çalışmada planet dişli mekanizmasının dinamik analizi yapılmıştır. Bu çalışmada planet dişli mekanizmasının işletme koşullarında maruz kalınabilecek hatalar ve ani durma koşullarındaki mekanik davranışı incelenmiştir.

Feng (2019) tarafından yapılan başka bir çalışmada planet dişli mekanizmasında meydana gelebilecek hatalarını incelemek için iki farklı yeni yöntem önerilmiştir. Bu yöntemlerde planet dişli mekanizmalarında ortaya çıkabilecek hataları keşfetmek veya belirlemek için bir genlik modülasyonu esas alan bir yöntem ve frekans modülasyonu (AM-FM) esas alan başka bir yöntem önerilmiştir. Bu çalışmada söz konusu yöntemlerle hataları incelemek için tahrik motor akımlarından yararlanılmıştır.

Zhixing ve Boqiang (2018) döner makinelerin güç iletim elemanlarındaki çalışma hatalarını incelemiştir. Çalışma hatalarını belirleyebilmek için stochastic rezonans yöntemi ile bistable sınırlandırma potansiyeli metodu ile araştırma yapmıştır.

Wei vd (2017) çok kademeli planet dişli mekanizmasında dış dişlinin temas bağlantısı dinamiğinin analizi için yeni bir yöntem geliştirilmiştir. Bu çalışmada, planet dişli mekanizması için kaplin titreşim analizi yapılırken, topaklanmış parametre yöntemi ve sonlu elemanlar yöntemi (FEM) gibi iki yaygın kullanılan modelleme yaklaşımından yararlanılmıştır.

Baoshan vd (2019) kompresörler ve farklı uygulamalarda kullanılan dişli mekanizmalarında aşınma ilerlemesi, güç aktarma oranlarında meydana gelebilecek arızalarının çalışma anında belirlenmesi, sistem çalışırken oluşabilecek hatalar veya kayıpların azaltması ve ani durma gibi koşullar dikkate alınarak incelenmiştir. Dişli mekanizmalarının performansını değerlendirmek için geleneksel Bispectrum (CB) yöntemi ve Modulation Signal Bispectrum (MSB) yöntemlerini kullanılmıştır.

Düz dişlilerde sürtünme kuvvetinin dişlide meydana getirdiği hasarın analiz edildiği bir çalışmada Kubilay vd (2002) iki dişin birbiri üzerinde yaptıkları yuvarlanmalı-kayma teması neticesinde yüzeyde ve yüzey altında meydana gelen gerilmeler incelenmiştir. Farklı sürtünme katsayıları için yapılan çözümlemelerle yüzey altında meydana gelen gerilmelerin, hasar oluşumu üzerindeki etkisi araştırılmıştır. Diş yüzeyleri arasında meydana gelen temas durumu için Hertz' in elastik temas teorisi temel alınmış ve nümerik çözümleme için ise ANSYS sonlu eleman paket programından yararlanılmıştır.

Xihui vd (2018) yürüttükleri çalışmada, mekanik dişli iletim sistemler bileşenlerinin arıza durumları, erken belirlenememesi durumunda, dişli iletim sistemi tamamen bozulmaktadır. Bu durum kullanıcı açısından ekonomik zarar meydana getirmektedir. Bu mekanik dişli sistemleri çalışırken ortaya çıkan sürtünme kaynaklı dişli elemanlarının arızasını belirlemek için Viterbi Algoritması, Stokastik Rezonansın Entegrasyonu ve Gizli Markov Modellemesi gibi birçok yöntem bulunmaktadır (Clement vd, 2018). Bu yöntemlere ek olarak; planet dişli çark mekanizması bileşenlerinin arızasını tespit etmek için genlik ve frekans demodülasyonu analiz yöntemi de kullanılmaktadır. Bu çalışmalar, tork salınımlarının planet dişli çark mekanizması bileşenlerini etkileyerek arızaların meydana gelmesine sebep olduğunu

ve dolayısıyla dişli iletim sistemlerinin olumsuz etkilendiğini göstermektedir (Zhipeng vd, 2019).

Xuan vd (2019), Scribed ve arkadaşları, mekanik gerilmelerin dişli çarkların dişleri üzerindeki etkilerini ve dişli çark arızalarının nedenlerini gözlemlemişlerdir (Scribed, 2015). Planet dişli mekanizması, yüksek tork gerektiren endüstriyel ve otomotiv uygulamalarında yaygın olarak kullanılan mekanik dişli sistemidir. Planet dişli mekanizmalarının seçiminde hız oranı, diş sayısı ve millerin eksenlerinin göreceli pozisyonları gibi faktörler dikkate alınmalıdır. Her dişli elemanında diş sayısı ve dönme hız, planet dişli mekanizmanın kinematik denklemlerine ve tasarım koşul sınırlarına uygun olmalıdır (Budynas, 2008). Planet dişli mekanizması, orta büyüklükteki dişlilere göre daha küçük bir alanda yüksek hız oranlarının iletilmesi için uygundur. Uygulamada, planet dişli iletim mekanizması, sikloid dişli iletim mekanizması ve harmonik tahrik dişli iletim mekanizması olmak üzere üç çeşit eşmerkezli dişli iletim sistemi bulunmaktadır.

Kyoung vd (2018), ANSYS yazılımı kullanılarak, planet dişli çarkı mekanizmalarda, dişli taşıyıcı hasarları ve yük dağılımları gözlemlenmiştir (Kyoung vd, 2018; Budynas, 2008). Makine tasarımı alanındaki hızla değişen gelişmelerin benimsenmesinde, dişli iletim sisteminin yapısal davranışının ve karakteristiklerinin anlaşılması arzu edilmektedir (Faris vd, 2017; Charles vd, 2017).

Xihui vd (2018), Bazı araştırmalar, aynı boyuttaki bileşik veya basit bir dişli sistemine kıyasla planet dişli çark mekanizması setinin daha yüksek tork, hız ve geniş hız aralıklarını aktarılabilirdiğini göstermiştir.

Rakesh vd (2019), Planet dişli çark mekanizması elemanların tasarımı ve üretimi basit ve bileşik dişli sistemine elemanlarına kıyasla daha zordur ve yüksek hassasiyet gerektirmektedir. Planet dişli mekanizmanın elemanları tasarımında, sistemin montajını sağlamak ve kolaylaştırmak için herhangi bir bileşenin diş sayısı kesin olarak seçilmelidir. Çalışmaların çoğu, dişli iletim mekanizmaların verimliliği, tasarım optimizasyonu, sapma, kontrol ve dişli iletim sistemlerinin dinamikleri üzerinde yoğunlaşmıştır.

Xiu vd (2016), Rüzgâr türbini, otomobil, denizcilik, havacılık ve diğer mühendislik uygulamalarında güç iletimi, üretimi veya dönüşümü için dişli iletim sistemleri kullanılmaktadır. İmalat sektöründe üretilen birçok makinede dişli iletim

sistemleri en çok kullanılan parçalardır. Dişli iletim mekanizmalar için dönme hızını artırma/azaltma veya dönme hızının yönünü değiştirme çoğu zaman bir dişli iletim sistemini kullanma gereksinimi doğurur (WU vd, 2013).

2.2. Manyetik Dişli Mekanizmaları

Manyetik dişliler, dönen çift mekanik dişlileri arasında olumsuz temas etkisini ortadan kaldırmak için tasarlanan güç aktarım organları olup temassız çalışmaları sayesinde dişlilerdeki aşınma ve kırılma problemleri ortadan kalkmıştır. Manyetik dişliler, geniş bir sıcaklık aralıklarında çalışabilen uzun ömür ve sabit mekanik özelliklere sahip elemanlar olarak tanımlanmaktadır (Puchhammer ve Gregor, 2014).

Tlali vd (2014), İlk manyetik dişli fikri, 1900'lü yıllara kadar uzanmaktadır. Armstrong tarafından önerilen bir patentte, manyetik kuvvetlerin kalıcı mıknatıslar yerine bobinler tarafından üretildiği bir tasarımda, oluşturulan bu manyetik kuvvet aracılığıyla bir güç aktarma tertibatı geliştirilmesi önerilmiştir. Manyetik dişliler, dönen parçalar arasında fiziksel izolasyon sağlanan, dişli yağlaması ihtiyacı bulunmayan, sisteme aşırı yük koruması özelliği kazandıran, uzun ömürlü ve daha az bakım maliyeti olan yakın gelecekte yaygın bir şekilde kullanılacağı düşünülen bir teknolojidir (Yawei vd, 2019).

Matthee vd (2015), Eşmerkezli manyetik dişli mekanizmaları, manyetik planet dişli mekanizması, harmonik manyetik dişli mekanizması ve akı modülasyonlu manyetik dişli mekanizması; diğer manyetik dişli çeşitlerine göre yüksek tork yoğunluklarına sahiptir.

Stiaan ve Wang (2015), Manyetik dişli olarak akış modülasyonunu esas alan bir tasarım 2001 yılında Stallah and Howe tarafından önerilmiş olup bu çalışmada kullanılan sistemin özellikleri tarafından incelenmiş olup bu sistem ilk modern manyetik dişli olarak kabul edilmektedir.

Abolhasani ve Pakdelian (2019), tarafından yürütülen bir çalışmada eşdeğer akım analiz metodundan (Equivalent Circuit Analysis Method) yararlanarak manyetik dişli mekanizmasının sistem dinamiği incelenmiş ve sistemin kontrol analizi yapmıştır. Bu çalışmada, kullanılan metodun bütün manyetik dişli sistemlerine de uyarlanabileceği not edilmektedir.

Libing vd. (2019), tarafından yapılan bir çalışmada manyetik dişlilerin tork yoğunluğunu ölçmek için elektrik akımı yerine sistemde oluşan sıcaklığı ölçen süper iletken bir sensör kullanılan yeni bir yöntem önerilmiştir.

Bu çalışmada manyetik dişlinin tork yoğunluğunun artırılması için iç rotor üzerinde sabit mıknatısların eşmerkezli bir yapısı için farklı bir mıknatıs dağılımı önerilmiştir. Bu çalışmada kullanılan dış rotor üzerinde ise Halbach sabit mıknatıslı dizileri kullanılmıştır. Bu çalışma kapsamında önerilen sistem topolojisi, iç rotorda dört kutup çifti ve kalıcı mıknatısların dış rotorunda 23 kutup çiftinden oluşmaktadır.

Wentao vd (2019), tarafından yürütülen bir çalışmada eksenel yöndeki manyetik alanla güç aktarımı yapan bir manyetik dişli sistemi önerilmiştir. Bu çalışmayla mıknatıs boyutlarının eksenel yöndeki manyetik alanla güç aktarımındaki etkisi teorik olarak incelenmiştir. Mekanik dişli iletim sistemleri, manyetik dişli iletim tiplerine karşı sınıflandırmak için Tork yoğunluğu yaklaşımı yaygın olarak kullanılmaktadır ve bu yaklaşım dişli iletim sisteminin seçiminde kolaylık sunmaktadır. Tork yoğunluğu ile ilgili Denklem (2.1)'de belirtildiği gibi, tork yoğunluğu ρ_T , dişli iletim sisteminin tork kapasitesini belirlemek için önemli bir faktör olarak kabul edilmektedir ve birimi tork biriminin hacim birimine bölünmesi ile N.m/m³ olarak elde edilmektedir.

$$\rho_T = \frac{T_m}{V_g} \quad (2.1)$$

Burada;

ρ_T : Tork yoğunluğu (N.m/m³),

T_m : Redüktör üniteleri tarafından (N.m)'de iletilen maksimum torkları

V_g : dişli iletim sisteminin hacmi (m³) olarak ifade edilmektedir.

Literatürde, tork yoğunluğunun dişli iletim sistemlerinin çeşidine göre farklılık gösterdiği belirtilmiştir (Libing vd, 2019; Xing vd, 2019).

Literatürdeki çalışmalarda mekanik dişli mekanizmaları ve manyetik dişli mekanizmaları ile ilgili yapılan önemli çalışmalar Çizelge 2.1'de ve Çizelge 2.2'de özetlenmiştir.

Çizelge 2. 1. Mekanik dişli mekanizmaları ile ilgili literatürdeki çalışmaları

Yazarlar	Yapılan işlem
Baoshan vd 2019	Mekanik dişli mekanizmalarının incelendiği bu çalışmada, çeşitli uygulamalarda, dişli kutuları ve dişli kompresörler gibi yerlerde kullanılan mekanik dişlilerde çalışma anında meydana gelen arızalar incelenmiştir. Farklı çalışma koşullarında dişli temas yüzeylerindeki aşınma ilerlemesi, güç aktarma kayıpları ve meydana gelebilecek arızalar bu çalışma kapsamında incelenmiştir. Bu çalışmada Dişli mekanizmalarının performansı değerlendirmek için geleneksel Bispectrum (CB) yöntemi ve Modulation Signal Bispectrum (MSB) yöntemlerini kullanılmıştır
Engin ve Vedat 2018	Çalışan dişli çarkların temas yüzeylerinde genellikle yorulma hasarları meydana gelmektedir. Bu çalışmada, temas halindeki dişli çarkların yüzeylerinde oluşan hasarlar ve etki eden temas gerilmeleri ile dişli sisteminde giriş ve çıkış mili arasındaki hız oranları teorik olarak hesaplanmıştır.
Hammami vd 2016	Bu çalışmada planet dişli mekanizmasının dinamik analizi yapılmıştır. Bu çalışmada planet dişli mekanizmasında işletme koşullarının etkisiyle oluşabilecek hatalar ve ani durma koşullarında dişlinin mekanik davranışı incelenmiştir

Çizelge 2. 2. Manyetik dişli mekanizmaları ile ilgili literatürdeki çalışmaları

Yazarlar	Yapılan işlem
Kang vd 2019	Rüzgar türbinlerinde kullanılacak güç aktarma organları için çok kademeli manyetik dişli mekanizması tasarımı yapılmıştır. Bu çalışmada tasarlanan manyetik dişli kutusu iki kademedan oluşmaktadır. Manyetik dişli mekanizmasında meydana gelen kayıplar ve tork dalgalanması ile ilgili tasarım sorunları bu çalışma kapsamında ayrıntılı bir şekilde incelenmiştir.
Gang vd 2019	Bu çalışmada, kremayer manyetik dişli mekanizmasının tork özellikleri harmonik analitik yönteminden yararlanılarak incelenmiştir. Bu çalışmada kalıcı mıknatıslar kullanılarak manyetik alan dağılımları elde edilmiş ve mekanizmanın tork özellikleri analitik olarak belirlenmiştir. Söz konusu tork özellikleri sonlu elemanlar metodunun kullanıldığı Maxwell yazılımından yararlanılarak numerik olarak de belirlenmiştir. Analitik sonuçlar numerik sonuçlarla karşılaştırılarak doğrulanmıştır. Ayrıca, analiz süresini azaltmak için analitik çözüm elde edilmiş ve bu çözüm yeni üretilmiş bir raf pinyonlu dişli modeline uygulanarak deneysel olarak da doğrulanmıştır. Bu çalışmada yüksek hızlı motorlarda kullanılabilen, daha az bakım gerektiren, düşük gürültülü ve düşük titreşimli çalışan, temassız güç aktaran manyetik dişli mekanizması geliştirilmiştir. Literatürdeki çalışmalarda kalıcı mıknatısların özellikleri nedeniyle yüksek hızlı motorlarda kullanım için uygun olmayan manyetik dişlilere odaklanılmış olup süper
Kohei vd 2018	

Xiaoxu vd 2019	yüksek hızlı motor için yeni bir akı modülasyon özelliğine sahip manyetik dişli tasarımı yapılmıştır. Bu akı modülasyonu manyetik dişlinin yüksek hızlı rotorunda demir parçaları yerleştirilerek sağlandığından yapı çok basit ve sağlam olup yüksek hız uygulamalarında kullanıma uygundur. Bu çalışmada yüksek tork yoğunluğu ve yüksek kalıcı mıknatıs kullanım verimliliğine sahip olan yeni çift akılı modülatör manyetik dişli mekanizması geliştirmiştir. Önerilen çift akılı modülatör mekanizması manyetik dişlilerde güç aktarım etkisini artırma kabiliyetine sahiptir. Bu çalışmada geliştirilen manyetik dişli sisteminde, iç ve dış dişli olarak kullanılan demir parçaları ve akı modülatörü gibi bileşenler bulunmaktadır. Bu tasarım, döner rotorlar üzerindeki çift kalıcı mıknatıs kutupları arasındaki manyetik akı kaçaklarının önemli ölçüde azaltılması ve kullanışlı manyetik alan harmoniklerinin artırılmasını sağlamaktadır.
Chan vd 2018	Ortak eksenli (coaxial) manyetik dişliler, yüksek verimlilik ve yüksek güvenilirlik avantajlarına sahip bir mekanizmadır. Bu manyetik dişliler çalıştığında, kutup parçası ile hava arasındaki manyetik direnç farkı nedeniyle tork dalgalanması oluşmaktadır. Bu tork dalgalanması, coaxial manyetik dişli üzerinde gürültü ve titreşime neden olmaktadır.

2.3. Mevcut Çalışma

Mevcut çalışmada iki kademeli mekanik ve manyetik dişli mekanizmalardan oluşan manyetik volanlı redüktör sistemi önerilmiştir. Bu çalışmanın literatürdeki çalışmalardan farkları aşağıda belirtilmiştir. Önceki çalışmaların çoğunda, mekanik dişli mekanizmaları ve manyetik dişli mekanizmalarında oluşan arızaların erken belirlenmesi ile ilgili çözüm yöntemleri incelenmiştir. Bazı çalışmalarda dişli mekanizmalarında, iletme gücü, kuvveti, hızı ve torku gibi parametreleri geliştirmek veya iyileştirmek için yoğun çalışmalar yapılmıştır. Bu çalışmada önerilen yeni nesil manyetik volanlı redüktör temassız çalışarak sürtünme kuvveti etkisini ortadan kaldıran bir çözüm sunmuştur. Böylece, bakım maliyeti, işletme maliyeti azalılarak güvenilir bir güç aktarım mekanizması geliştirilmiştir.

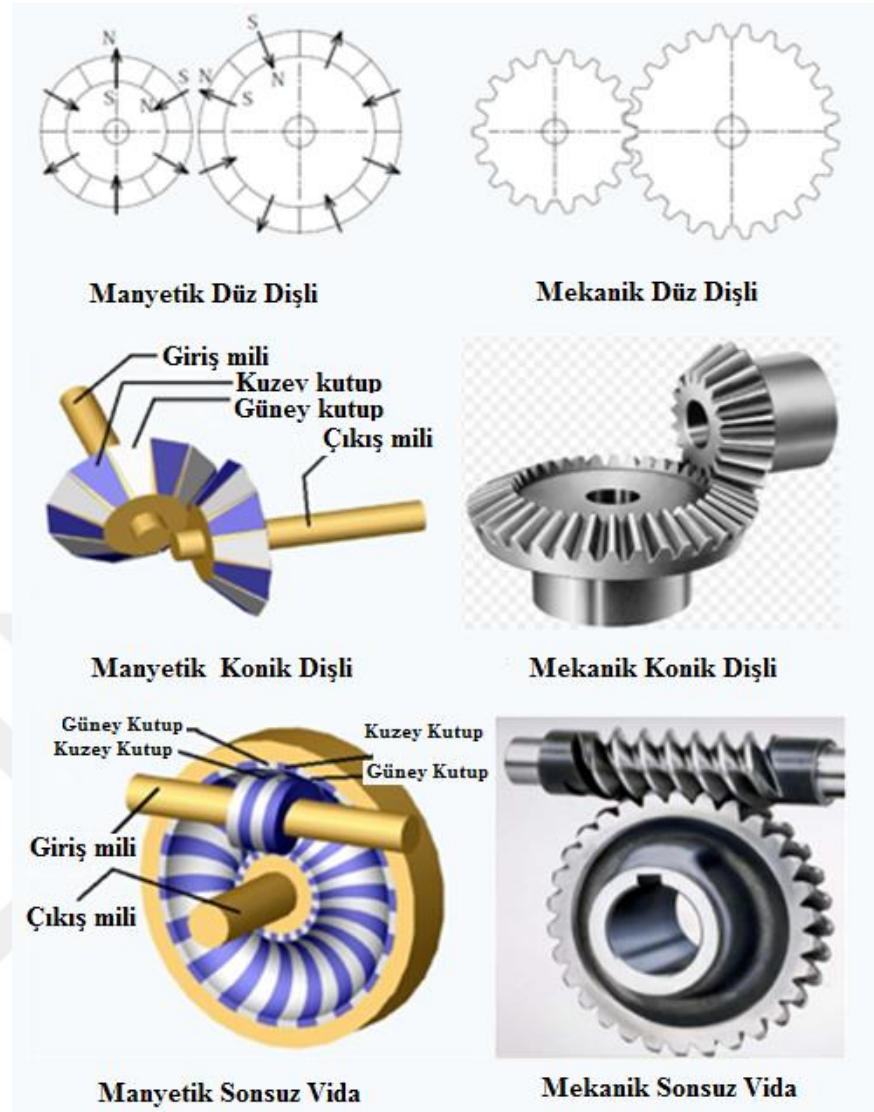
3. DİŞLİ SİSTEMLERİ

Dişli sistemleri veya dişli çarklar, genellikle tork iletmek veya artırmanın yanı sıra giriş milinden çıkış miline giden hızı azaltmak için de kullanılmaktadır (Wei vd, 2017). Bir dişli sisteminde arıza meydana geldiğinde, dişlilerin performansı düşmekte ve dişli iletim sistemi istenilen çalışma verimine ulaşamamaktadır (Tianyang vd, 2017). Önceki çalışmalar, mekanik sürtünmenin güç iletim sistemlerinde olumsuz etkilerinin olduğunu göstermiştir.

Sürtünmenin olumsuz etkilerini azaltmak için çeşitli çalışmalar yürütülmüş olup sürtünmeyi tamamen ortadan kaldıracı, temassız bir şekilde gücü tahrik milinden diğer mile aktarabilen manyetik dişli sistemleri geliştirilmeye çalışılmaktadır (Hao vd, 2019; Gould vd, 2019; Stephan vd, 2019; Xuan vd, 2019).

Şekil 3.1'te eşmerkezli mil eksenleri olmayan mekanik düz, konik ve sonsuz dişli sistemleri ve bu sistemlere alternatif olarak geliştirilen manyetik dişli sistemleri verilmiştir. Mekanik dişli mekanizmaları, gücü dişleri arasındaki sürtünme ve diş teması aracılığıyla aktarırken, manyetik dişliler, gücü iç ve dış rotor arasında sürtünmesiz manyetik kuvvetler aracılığıyla aktarmaktadır.

Bu çalışma da, birinci kademe mekanik dişli mekanizması ile ikinci kademe manyetik dişli mekanizmasının bir araya getirilmesi ile oluşturulmuş yeni temassız manyetik volanlı redüktör sistemi geliştirilmiş olup bu kısımda tasarımda kullanılan eş merkezli (coaxial) mekanik dişli sistemleri ve manyetik dişli sistemleri ile ilgili genel bilgiler verilmektedir.



Şekil 3. 1. Mekanik ve Manyetik dişli çark çeşitleri (Jorgensen, 2010)

3.1. Eş Merkezli (Coaxial) Mekanik Dişli Mekanizmaları

Güç ve hareket ileten elemanlardan en çok kullanılan dişli çark mekanizması olan eş merkezli mekanik dişli sistemleri en az iki dişliden oluşmaktadır. Güç iletme bakımından mekanizmanın bir döndüren ve bir veya birkaç döndürülen elemanı vardır. Üzerinde eşit mesafe bulunan dişler ve bir eksen etrafında dönebilen silindir şeklindeki basit mekanizmalar dişli çarklar olarak tanımlanmaktadır. Bu dişli çarklar birbirine temasıyla sistemin çalışması sağlanır. Dişli çark mekanizmalarına ait giriş ve çıkış millerine göre iki gruba ayrılır; bunlar eş merkezli dişli mekanizmaları veya ortak (Çakışık) eksenli dişli mekanizmaları ve farklı eksenli dişli mekanizmaları. Eşmerkezli dişli çark mekanizmalarında giriş ve çıkış millerine ait ortak mil eksenleri

olup dişli çark mekanizması kompakt, küçük hacmi ve eş merkezli bir şekilde çalışan mekanizmalara uygun olarak uygulama alanında kullanılmaktadır.

Genel olarak dişli iletim sistemleri, uygulama koşullarına bağlı olarak çeşitli dişli mekanizmalardan oluşabilmektedir (Budynas, 2011). Millerin konumuna göre bir dişli iletim sisteminde dişlilerin düzeni aşağıdaki gibi ifade edilebilmektedir.

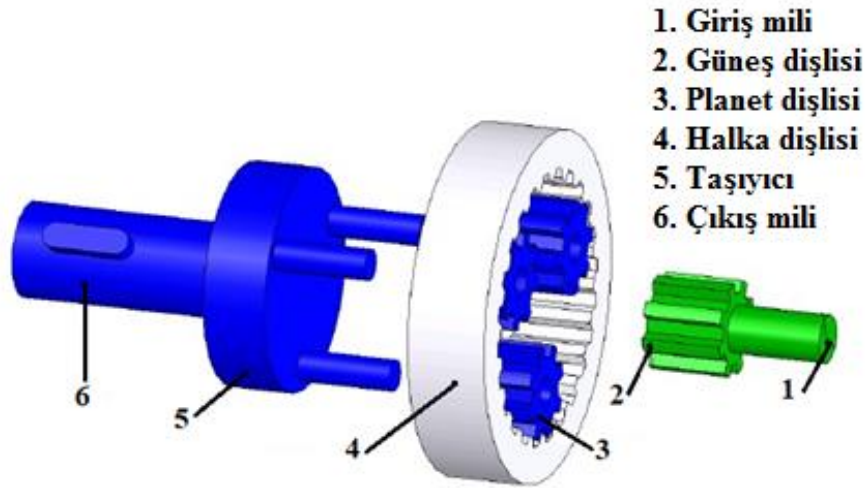
- a) Basit dişli iletim sistemi
- b) Birleşik dişli iletim sistemi
- c) Tersine dönüşlü birleşik dişli iletim sistemi
- d) Planet dişli iletim sistemi

Bileşik dişli iletim sistemi, bir mile monte edilmiş birden fazla dişli çarklardan oluşmaktadır. Eş eksenli iki milin dişli çarklar ile montajlanması ile tersine dönüşlü birleşik dişli iletim sistemi oluşmaktadır. Planet dişli sistemi, dişli bileşenlerinin kendi eksenleri etrafında dönmesiyle diğer dişlilerin dönmesini sağlayan dişli sistemidir (Wei vd, 2017). Planet dişli iletim sistemleri bir adet döndüren güneş dişlisi, güneş dişlisi etrafında dönen planet dişlileri ve bu dişlilerinin içerisinde döndüğü halka dişlisinden oluşmaktadır. Yüksek hız oranı, kompakt tasarım ve daha küçük hacim gereken uygulamalarda, planet dişli iletim sistemlerinin kullanılması daha uygundur (Hu vd, 2019). İmalat sektörlerinde planet dişli sistemleri torna tezgâhları, otomobiller, kol saatleri gibi pek çok uygulamada tercih edildiği görülmektedir. Yüksek yüklere maruz kalan millerde planet dişli sistemi tercih edilirken, çalışma hızı aralığı tespiti iyi yapılmalı, planet dişli iletim sistemini oluşturan parçalarda imalat hatası bulunmamalı ve montaj hatalarından kaçınılmalıdır. Aksi takdirde titreşim ve dengesizlikler gibi bazı sorunlar ortaya çıkabilir. Dişli iletim sistemlerinde kullanılan dişli çark tipleri diş profillerine göre düz, helisel veya konik olabilir. Tercih edilen diş profili dişli iletim sisteminin performansını etkilemektedir. Bu nedenle, dişli çark tipi kullanılacağı şartlara uygun seçilmelidir. Dişli çarkların yorulma ömrü ve dişli iletim sistemin güvenilirliği titreşim ve gürültüden önemli ölçüde etkilenir. Manyetik dişli iletim sistemleri son on yılda icat edilmiştir. İcat edildikten sonra geleneksel temaslı mekanik dişli sistemlerinin yerine alternatif olarak tercih edileceği düşünülmektedir (Atallah ve Howe, 2011). Buna rağmen temaslı mekanik dişli sistemleri hâlâ imalat sektöründe yaygın bir şekilde kullanılmaktadır.

Bu çalışmada, tasarım koşullara göre eşmerkezli dişli çark mekanizması seçilmiştir. Eşmerkezli dişli çark mekanizması, endüstri ve imalat alanlarında uygulanan birçok çeşitleri bulunmaktadır; bazı örnekleri aşağıdaki gibi özetlenmiştir.

3.1.1. Planet dişli mekanizması

Dişli iletim sistemleri arasında en fazla kullanılan sistem planet dişli mekanizmasıdır. Planet dişli mekanizmaları, endüstriyel ve mühendislik alanında birçok uygulama alanına sahiptir. Örneğin; planet dişli mekanizmaları CNC makinelerde eksen yönleri hareketleri kontrol edilebilen AC motorlar ana bileşenleri olarak kullanılmaktadır. Ek olarak, rüzgâr türbinlerinde dönme hızı artırması amacıyla kullanılmaktadırlar. Planet dişli mekanizmanın temel bileşenleri, Şekil 3.2'de gösterilmiştir. Basit planet dişli mekanizmanın ana bileşeni ortadaki güneş dişlisidir. Planet dişli çarkları güneş dişli çarkının etrafına eşit açısal mesafede yerleştirilmekte ve daha sonra kendi ekseninde etrafında dönerek ayrıca güneş dişli çarkının kendi etrafında dönmesine izin vermektedir. Planet dişlileri, en büyük iç dişli olan halka dişlisi ile birbirine montaj edilmektedir (Scribed, 2015).

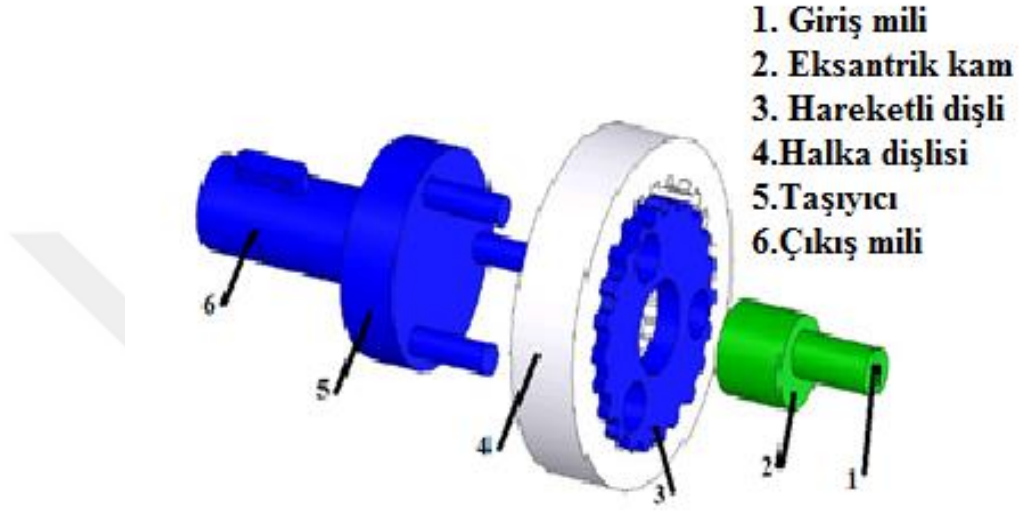


Şekil 3. 2. Planet dişli mekanizmasının bileşenleri (Jorgensen, 2010)

3.1.2. Sikloid dişli mekanizması

İçeri kıvrık (involute) dişli mekanizmasının keşfetmeden önce, yerine Sikloid dişli mekanizması eş merkezli olarak birçok farklı uygulamada kullanılmıştır. Sikloid dişli mekanizması, sabit bir dişli iletim sistemi olarak ifade edilmektedir (Wang ve Huang,

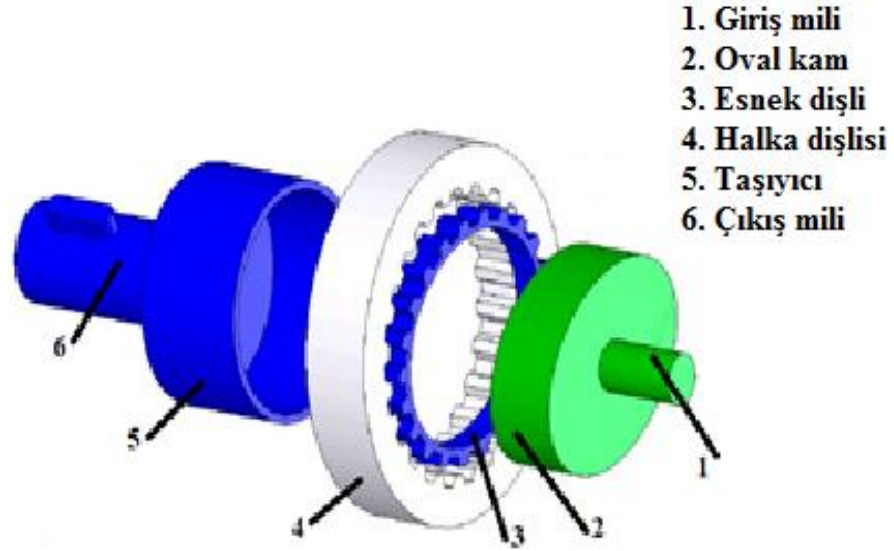
2018). Sikloid dişli mekanizmasının temel bileşenleri Şekil 3.3'de gösterilmektedir. Sistemin ortasındaki eksantrik kam (mil dirseği) ve buna bağlı olan hareketli dişli ve halka dişlisi taşıyıcının gövdesi üzerine monte edilmektedir. Hareketli dişli dış çapından daha büyük bir iç çapa sahip olacak şekilde tasarlanan halka dişlisi vasıtasıyla hareketli dişlinin, halka dişlisinin iç çapları etrafında eksantrik hareket etmesine olarak sağlamaktadır.



Şekil 3. 3. Sikloid dişli mekanizması temel bileşenleri (Jorgensen, 2010)

3.1.3. Harmonik dişli mekanizması

Harmonik dişli iletim sistemi sıfır boşluklu sistem olarak kabul edilmektedir. Bu sebeple, yüksek hız oranı, tork ve doğruluk istenen uygulamalarda yaygın olarak kullanılmaktadır. Şekil 3.4'te görüldüğü gibi harmonik dişli mekanizmanın temel bileşenleri, sabit halka dişli içine monte edilmiş esnek dişli ve oval bir kamdan (mil dirseği) oluşmaktadır (Xu ve Fu, 2019). Oval kam, giriş miline sağlam olarak monte edilmektedir. Giriş mili dönerek tüm sistemin sabit halka dişlisi etrafında dönmesini sağlamaktadır.



Şekil 3. 4. Harmonik dişli mekanizması temel bileşenleri (Jorgensen, 2010)

3.2. Dişli Çark Üretim Yöntemleri

Tasarım basitçe olarak fikirden ve hayallerden ile fiziksel ürünler oluşturan kabiliyeti ile tanımlanabilir. Harmonik fiziksel ürünleri üretmek için sayısız fikirleri bir araya getirme süreciyle devam eder. Ayrıca bu bölümde dişli çark üretim yöntemleri ve planet dişli iletim sisteminin tasarım planı tanıtılacaktır. Genel olarak, dişli çarklar üretiminde standart kesici takımlar kullanılarak yapılmaktadır. Bu nedenle, dişli iletim sistemlerde kullanılan elemanları tasarımı basitleştirme, üretimleri kolaylaştırma maliyeti düşürülebilme ve ulaşılabilirliğini artırma istenmektedir. Bazı çalışmalarda imalat yöntemler (talaşlı imalat) ile üretilen dişlilerin gerekli dişli performansı için yeterli olmadığını vurgulamışlardır (Fangxu vd, 2019; Hu vd, 2019). Mekanik dişli çark üretim yöntemleri aşağıdaki gibi Sıralanmıştır.

- Döküm yoluyla dişli çark yapımı
- Kalıpta dövme yoluyla dişli çark yapımı
- Modül freze ile dişli çark yapımı
- Dişli çark şeklindeki kesici takımla dişli çark yapımı
- Kremayer şeklindeki kesici takımla dişli çark yapımı
- Helisel freze şeklindeki kesici takımla dişli çark yapımı

3.2.1. Modül freze ile dişli çark yapımı

Herhangi bir mekanizmada kullanılan dişli çarkın dişli profili ölçülerini belirlemek için işleme koşulları ve istenen performans dikkate alınarak modül freze yöntemi kullanılabilir (Palermo vd, 2018; Yanran ve Park, 2017). Düz dişli çarkın üretimi gerçekleştirmek için, önceden belirlenmiş standart parametreler, tasarım aşamasında tam olarak seçilmelidir (çapsal adım, modül, Kavrama açısı, diş üstü ve diş dibi dairesi çapı vb.).

Bu method ile üretilen dişli çarkın geometrisi kesici takım seçiminden bağımsızdır. Bu yöntemle iyi performansa sahip dişli çarkların üretilmesi mümkündür. Geleneksel dişli çark üretimi yöntemlerine modül freze yöntemi alternatif olarak kabul edilmektedir. Modül freze dişli çark üretim yöntemi ile farklı dişli çark tipleri için geniş bir parametre analizi yelpazesine izin verir. Ayrıca belirli uygulamalar için optimum analiz çözümünün seçilmesine de yardımcı olur. Modül freze dişli çark üretim yöntemi, özellikle tek yönlü yüklü dişli iletim sistemlerinde tercih edilen simetrik diş profilleri için performans ve tasarımda iyileştirme şansı oluşturur.

3.2.2. Kremayer şeklindeki kesici takımla dişli çark yapımı

Kremayer şeklindeki kesici takımla dişli çark yöntemle kullanarak, üretilen dişli çarklar istenen şartları tam anlamıyla sağlamaya yeterli değildirler. Eğilme ve yorulma gerilmesini dengelemek için, kramayer yöntemi ile diş üstü profili modifiye edilir. Buna ek olarak, bu yöntemi uygulayarak, minimum sayıda diş seçilen pinyon için dişlerin altan kopması azalmakta, pinyon ve temas halinde olduğu dişli arasındaki sıyırma minimize edilmektedir. Pinyon dişli çarkının diş sayısı sıyırmaları önlemek için mümkün olduğunca az seçilmelidir (Wang vd, 2017). Kremayer şeklindeki kesici takımla dişli çark yöntemiyle karşılaştırıldığında, doğrudan dişli tasarım yönteminin sunduğu optimum dişli analizi çözümü daha iyi olabilir.

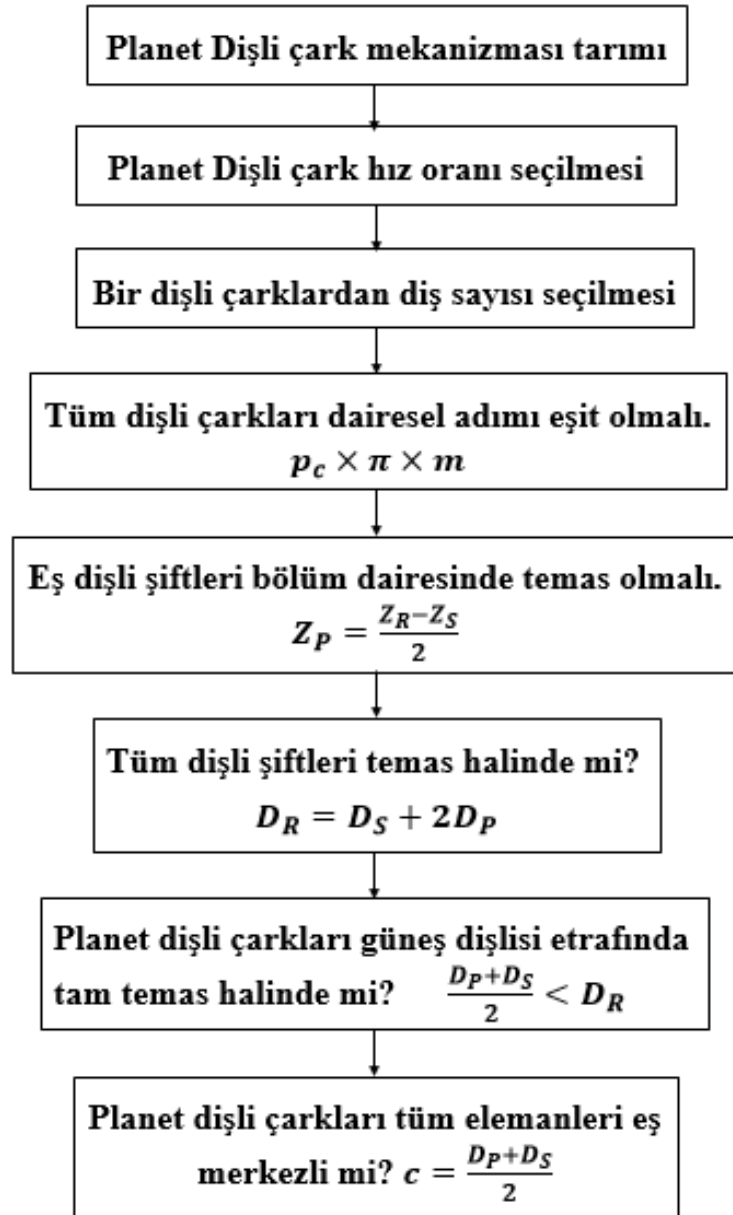
3.3. Planet Dişli Sistemi Tasarımı

Mekanik dişli iletim sistemlerinin avantajları, yüksek tork iletme, yüksek güvenilirlik sunma, yüksek verimlilikle çalışma ve geniş yelpazde farklı hız oranları vb. şeklinde sıralanabilir. Buna rağmen mekanik dişli iletim sistemlerinin birçok dezavantajı da mevcuttur. Dişli iletim sistemlerinde dişli çarkların birbirlerine temas etmesi

sürtünme, titreşim, gürültü, yağlayıcılara duyulan ihtiyaç, enerji kayıpları gibi dezavantajları ortaya çıkarır. Bu yüzden mekanik dişli iletim sistemlerin düşük mekanik verimlerde çalışmasına neden olmaktadır. Bu nedenle, mekanizmalarda mekanik dişli iletim sistemlerini kullanmayı sınırlama ve yerine sürtünmesiz dişli iletim sistemlerini (Manyetik dişli iletim sistemleri) tercih etme ihtiyacı ortaya çıkmıştır. Herhangi bir dişli iletim sisteminin tasarımı, gerekli hız oranına ve giriş milinin ekseni ile çıkış milinin eksenin konumuna bağlıdır. Örneğin, giriş ve çıkış millerinin konumuna göre düz, spiral veya konik dişliler gibi farklı dişli mekanizması seçilmektedir. Seçilen dişli mekanizması için hız oranında çapına göre tercih edilebilir. Dişli çark tasarım yapılırken öncelikle tasarım amacı ve beklenen fonksiyon oluşturulmaktadır. Dişli çark tasarımında, amaç ve fonksiyon hedef olup dişli çark mekanizmasının minimum malzeme hacmi ve minimum kutu hacmi dikkate alınır. Ayrıca, dişli çark mekanizmasını oluşturan modül, diş sayısı ve diş genişliği değişkenlerinin bir fonksiyonu olarak belirlenmektedir. Dahası dişli çark mekanizmasının mukavemet hesaplamaları gerçekleştirilmektedir. Planet dişli iletim mekanizması dinamiği, güç iletim kabiliyeti, titreşimi, verimi, dayanacağı yükü ve tasarımındaki gelişme olasılığı son on yılda araştırma konusu olarak ilgi odağı olmuştur.

Bu çalışmada düşünülmüş planet dişli mekanizması, diş elemanları birbiri ile temas halinde olan güneş, planet ve halka dişlilerinden oluşup, güneş dişlisi ile planet dişlileriyle temas halinde iken planet dişlileri halka dişlisiyle de temas halindedir. Planet dişli çarkları taşıyıcı ile tutturulmuş olup, kendi ekseni etrafında dönebilme, halka dişlisi içinde dönebilme ve güneş dişlisi çevresinde dönebilme kabiliyetindedir. Planet dişli mekanizmasının diş elemanları dönme hızları, Tabular yöntemi uygulanarak hesaplanır (Budynas, 2008). Planet dişli mekanizması bileşenleri tasarım süreçleri aşağıdadır. Dişli çarkların, tasarlama ve üretme, iletilmesi gereken torkun büyüklüğüne bağlı olarak uygun bir dönme hız oranının belirlenmesiyle yapılır. Daha sonra en küçük dişliye ait diş sayısı seçilip diğer dişli elemanları için diş sayısı, Tabular yöntemi teorisine göre hesaplanır. Tüm dişli bileşenleri aynı modül tasarlanmıştır. Tüm dişli çiftlerinin bölüm dairesi çapları eşit olmasını sağlamalıdır (Faydor ve Alfonso, 2009). Bunlara ek olarak, tüm dişli çiftleri birbirlerine geçebilmeli ve Şekil 3.5'de gösterilen blok şemadaki gibi denklemlere uymalıdır. Planet dişli çarkları eşit açılarda güneş dişlisinin etrafına montajlanmalı ve blok diyagramda görüldüğü gibi

denklemleri sağlamalıdır. Son olarak, dişlerin dayanabileceği maksimum yükü geçmemesi için dişli sistemin millerinin arasındaki merkez mesafesi ve dişli elemanlarının malzemesi dikkatlice kontrol edilmelidir. Şekil 3.5'de gösterilen blok şema, tasarım işlemlerini gerçekleştirmek için izlenen temel adımları açıklamaktadır. Etkili tasarımın sağlanması için tasarım adımları tek tek uygulanır. Bu nedenle, herhangi bir basamak uygularken, bir sonraki adıma geçmeden önce tasarlanan sistemin gerekli tüm koşulları sağladığından kesinlikle emin olunmalıdır.



Şekil 3. 5. Plant dişli mekanizması tasarım süreç şeması

3.3.1. Tabular yöntemi

Bu çalışmada tasarlanan planet dişli mekanizmasının, ortasında bir adet güneş dişlisi, güneş dişlisi etrafında 3 adet planet dişlisi ve tüm dişlileri çevreleyen halka dişlisinden oluşmaktadır. Planet dişliler bir adet taşıyıcı tarafında düzgün bir şekilde montajlanmış olup, güneş dişlisi üzerinde (halka dişlisi içinde) beraber dönmesini sağlamaktadır. Güneş dişlisi sağlam bir şekilde tahrik miline bağlanmıştır. Böylece Şekil 3.6 görüldüğü gibi, tahrik motordan gelen tork, güneş dişlisinden planet dişlilerine ve sonra halka dişlisine aktarabilir.

Planet dişli iletim mekanizması, çeşitli tasarım gereksinimlerini ve koşullarını karşılamak için birçok farklı düzenleme tipiyle oluşturulabilir (Budynas, 2008). Tabular yöntemiyle ilgili kinematik denklemleri gerçekleştirmek için, en az bir dişli elemanının diş sayısı ve dönme hızının bilinmesi gerekir (Bhargav vd, 2018). Planet dişli iletim mekanizmasının kinematik denklemlerini kullanarak, kritik yük geçme noktalarının dağılımı hesaplanır, hassasiyet analizi, güvenilirlik ve her eleman için rastgele yük dağılımı bulunur. Tabular yöntemini uygulayarak kinematik denklemleri oluşturmak için dikkat edilmesi gereken şartlar: tahrik mili vasıtasıyla güneş dişlisi saat yönünde dönüyorsa, planet dişlileri saat yönünün tersine dönecektir. Buna ek olarak dişli sistemin elemanlarının dönme hızını büyüklüğü Tabular yönteminde verilen denklemler kullanarak bulunabilir.

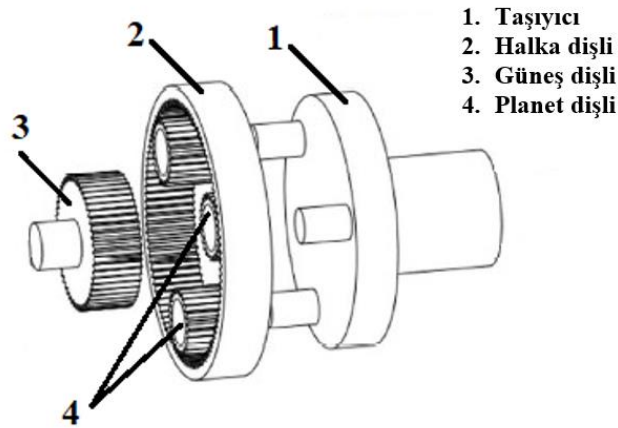
Planet dişli mekanizması elemanları arasındaki birbirine geçme ilişkileri, sistem elemanlarının hız oranını bulmak için kullanılır. Güneş dişlisinin, planet dişlilerinin ve halka dişlisinin diş sayısını sırasıyla Z_S , Z_P ve Z_R ile temsil edilmiştir. Mutlak dönüş hızı güneş dişlisi, planet dişlileri ve halka dişlisi için hesaplanabilir. Taşıyıcı ile montajlanmış planet dişlilerin dönme hızlarını hesaplamak mümkündür. Halka dişlisi saat yönünün tersine bir devir (rpm) döndüğü düşünülürse, planet dişlisi saat yönünün tersinde $\frac{Z_R}{Z_P}$ (rpm) oranında dönüş yapacaktır. Güneş dişlisi planet dişlileri ile temas ettiğinden, saat yönünde $\frac{Z_P}{Z_S} \times \frac{Z_R}{Z_P} = \frac{Z_R}{Z_S}$ (rpm) oranında dönüş yapacaktır. Saat yönünü ve saat yönünün tersine dönüşler sırasıyla negatif ve pozitif yönler şeklinde kabul edilir. Kısacası halka dişlisi +1 (rpm), döndüğünde planet dişli $+\frac{Z_R}{Z_P}$ (rpm) ve güneş dişli $-\frac{Z_R}{Z_S}$ (rpm) oranlarında dönerler. Elemanların birbirlerine göre hareketleri Çizelge 3.1'de ilk satırda görülmektedir. Halka dişli + x (rpm) dönerse, planet dişli

$+x \times \frac{Z_R}{Z_P}$ (rpm) oranında ve güneş dişli $-x \times \frac{Z_R}{Z_S}$ (rpm) oranlarında dönerler. Bu kinematik hesaplamalar Çizelge 3.1’de ikinci satırda gösterilmektedir. Buna ek olarak, Çizelge 3.1’in üçüncü satırındaki gibi planet dişli sisteminin herbir elemanına + y hız oranında dönüş eklendiği varsayılmıştır. Tabular yöntemine göre planet dişli sisteminde herbir elemanın açısal hızı veya dönme hızı Çizelge 3.1’de son satırdaki kinematik denklemler ile kolayca hesaplanabilir. Bu denklemlerde negatif veya pozitif işaret ilgili elemanın dönme yönünü göstermektedir. Çizelge 3.1’deki denklemler taşıyıcının sabit olduğu kabulüne göre kurgulanmıştır.

Çizelge 3. 1. Planet dişli çark mekanizması kinematik denklemleri

Hareket durumları	Taşıyıcı	Halka dişli	Planet dişli	Güneş dişli
Taşıyıcı sabit ve halka dişlisi $+1 \text{ rpm}$ STY’de dönerse	0	+1	$\frac{Z_R}{Z_P}$	$-\frac{Z_R}{Z_P} \times \frac{Z_P}{Z_S} = \frac{Z_R}{Z_S}$
Taşıyıcı sabit ve Çevre dişlisi $+x \text{ rpm}$ STY’de dönerse	0	+x	$+x \times \frac{Z_R}{Z_P}$	$-x \times \frac{Z_R}{Z_S}$
Tüm elemanlara + y rpm eklenirse	+y	+y	+y	+y
Toplam hareketi	+y	X+y	$y + x \times \frac{Z_R}{Z_P}$	$y - x \times \frac{Z_R}{Z_S}$

STY Saatin tersi yönünde dönme anlamına gelir



Şekil 3. 6. Planet dişli mekanizması (Wei vd, 2017).

3.3.2. Dişli tasarım parametrelerinin belirlenmesi

Planet dişli iletim mekanizmasının her bir dişli elemanındaki diş sayısı, montaj işlemi gerçekleşmeden önce uygun şekilde belirlenmelidir (Faydor ve Alfonso, 2009). Bu çalışmada planet dişli mekanizmasının hız oranı 4:1 olarak seçilmiştir. Yani güneş dişlisi 4 rpm döndüğünde halka dişlisi 1rpm dönecektir. Güneş dişlisinin diş sayısı 14 diş olarak seçilmiştir. Planet dişlisinin diş sayısı ve halka dişlisinin diş sayısı daha önceden belirtilen tabular yöntemiyle hesaplanmıştır. Herhangi bir planet dişli mekanizması tasarımı bir milden diğer mile güç iletebilmesi için üç temel şartı sağlaması gerekmektedir. Bu şartlar denklem (3.1), denklem (3.2) ve denklem (3.3) 'de aşağıda görüldüğü gibidir. Z_S , Z_P , Z_R ve N sırasıyla güneş dişlisi diş sayısı, planet dişlisi diş sayısı, halka dişlisi diş sayısı ve planet dişli adetini temsil etmektedir. Üç planet dişliyi güneş dişlisi etrafına yerleştirmek için denklem (3.1) sağlanması gerekmektedir. Dişli sisteminde dişlerin gürültüsüz çalışması için denklem (3.2) sağlanmalıdır. Denklem (3.3) 'de gösterilen standart tasarım koşulu, üç planet dişlisini güneş dişlisinin etrafına eşit olarak yerleştirmek için gereklidir (Budynas, 2008).

$$Z_R = Z_S + 2Z_P \quad (3.1)$$

$$\frac{Z_S + Z_R}{N} = \text{Tamsayı} \quad (3.2)$$

$$Z_P + 2 < (Z_S + Z_P) \sin\left(\frac{180}{N}\right) \quad (3.3)$$

Bu denklemlerden herhangi biri sağlanmazsa, planet dişli mekanizması efektif çalışması mümkün olmayacaktır. İmalat ve otomobil endüstrisinde, kompakt tasarımı, yüksek tork iletimi sayesinde planet dişli mekanizmaları önemli bir yere sahiptir. Ayrıca, planet dişli mekanizmalarda planet dişlisi adet olarak sayısını artırarak sistemin torkunu yükseltmek mümkündür (Scribed, 2015). Önceki çalışmalar, 3 planet dişlinin kullanıldığı planet dişli mekanizmanın aynı tasarım koşullarındaki 3 kademeli basit düz dişli iletim mekanizmasına eş değer tork ilettiği vurgulamıştır. Herhangi bir dişli iletim sistemi birden fazla kademeden tasarlanırsa hız oranı, aşağıdaki denklem (3.4)'deki gibi belirlenebilir.

$$G_r = G_{r1} \times G_{r2} \times \dots \times G_{rn} \quad (3.4)$$

Burada G_{r1} , G_{r2} dişli sisteminin farklı kademelerinin dönme hızı oranlarını temsil eder. Tasarlanan planet dişli mekanizmasında birinci kademedeki planet dişlinin dönme hızı oranı denklem (3.5) gösterildiği gibi hesaplanabilir.

$$G_{r1} = \frac{Z_R}{Z_S} \quad (3.5)$$

Burada Z_R ve Z_S 'ler sırasıyla halka ve güneş dişlisinin diş sayısıdır. Çok kademeli dişli iletim sistemleri için $G_{r1}, G_{r2}, G_{r3} \dots$ hesaplanır ve daha sonra toplam dişli G_r denklem (3.4)'e göre belirlenir. Planet dişli çark mekanizması, hız oranı tasarım aşamasında 4:1 ve manyetik dişli çark mekanizması ise hız oranı 1:2 olarak kabul edildiğinden, iki kademeli sistemin hız oranı denklem (3.4) 'te gösterildiği gibi hesaplanabilir.

3.3.2.1. İçe kıvrık diş parametreleri (involute)

Diş profili bir evolvent eğrisidir. İlk kez Euler tarafından icat edilmiş olan içe kıvrık (Involute) diş şekli, avantajları nedeniyle sanayide geniş bir uygulama alanı bulmuştur. Involute dişlinin temel parametreleri Şekil 3.7'de gösterilmiştir. Involute diş profilinin doğru ölçü tamlığında, hassas ve kaliteli işlenmesi için imalat aşamalarında yüksek hassasiyetli kesici takım uçları kullanılması gerekir. Standart diş profilini oluşturmada kullanılan kesici takım uçları standart olmayan diş profillerini oluşturmada kullanılabilir. İçe kıvrık diş profili tasarımı sayesinde dişli çiftinin çalışma sırasında dişler sürekli temas halindedir. Böylece dişli eksenlerinin hizalanmasındaki sapmalar minimuma inmektedir.

Diş profili oluşturulacağı zaman iki kesme bölgesi dikkate alınır. Diş profilini yüksekliği doğrultusunda bir kiriş gibi davrandığı düşünülüp yüklemde kiriş kesitinden kesmeye maruz kalabilir. Kiriş kesitinin yanı sıra diş profili yuvarlatma bölgelerinden de kesme gerilmesine maruz kalıp kopabilir. Bu yüzden kiriş kesme ve yuvarlatma kesme bölgeleri diş profilinde önemlidir. İmalata göre en basit dişli türü düz dişlidir ve genellikle paralel miller arasında dönme hareketleri iletmek için kullanılır. Düz dişli profilinin güvenilir şekilde %98-99 aralığında yüksek verimde çalışması için 25 m/s bölüm dairesi hatve hızına kadar, dişli hız oranı aralığı 1:1-6 şeklinde seçilmelidir (Bhargav vd, 2018).

Pinyon (küçük olan) ve karşı dişli ile berber oluşan dişli mekanizmasında, eş çalışan iki dişli çarkı temas halindeyken, dişlerin yüzeyleri bozulacaktır. Bu sebeple pinyon dişlisinde diş yüzeylerine yuvarlatma ve sertleştirme işlemi yapılır. Bu prosedür diş temas kuvvetlerini yerelleştirmek için gereklidir. Pinyon ve karşı eş dişlisi çalışmasında iyi temas ve geçmeyi içe kıvrık diş profili ile sağlamak mümkündür. Bu

dişli çiftleri arasındaki temas ne kadar iyi ise güç iletim hataları en düşük miktara kadar azaltırır (Faydor ve Alfonso, 2009).

Dişli sisteminin diş tasarımında, diş parametreleri hesaplamak için temel referans noktasını bölüm dairesi çapıdır. Diş boyutunu ve porfilini belirlenmek önemlidir. Diş boyutunu belirlemek için üç genel yöntem mevcuttur. Dairesel adım yöntemi, Çapsal adımı yöntemi ve modül yöntemi şeklindedir. Diş çiftlerinde çarkların temas halindeki diş sayısının, yüklere dayanacak ve aşınmaya direnç gösterecek güvenlikle en yüksek sayıda belirlenmesi gereklidir. Diş üstü dairesi / Diş dibi dairesi çapında değişiklikler merkez mesafe ayarlamasına izin verir ve dişli elemanın performansını iyi veya kötü yönde etkiler. Dişli modülü, Bölüm dairesi çapının milimetre cinsinden diş sayısına bölünmesiyle hesaplanabilir, denklem (3.6)'da görülmektedir.

$$m = D_p / Z \quad (3.6)$$

$$a = m \quad (3.7)$$

$$b = 1.25 \times m \quad (3.8)$$

Burada:

m: Dişli modülünü (mm).

a: Dişli üstü yüksekliği (mm).

b: Dişli dibi yüksekliği (mm) şeklindedir.

Diş dibi dairesi, diş oluşumunun içe kıvrık profilinin başladığı dairedir.

$$D_b = D_p \cos \emptyset \quad (3.9)$$

$$c = (D_{pS} + D_{pP}) / 2 \quad (3.10)$$

D_b : Diş dibi dairesinin çapı (mm),

D_p : Bölüm dairesinin çapı (mm),

c : Dişli merkezlerinin arası mesafe (mm),

D_{pS} : Güneş dişlinin bölüm dairesinin çapı (mm),

$\emptyset$: Kavrama açısı ($^\circ$),

D_{pP} : Planet dişlinin bölüm dairesi çapı (mm) şeklindedir.

Dairesel adım, bölüm dairesinin, diş üzerindeki herhangi bir noktadan, komşu diş üzerinde karşılık gelen noktaya olan mesafe olarak tanımlanır.

$$p = \pi \times m \quad (3.11)$$

$$c_t = p/2 \quad (3.12)$$

$$Z = D_p/m \quad (3.13)$$

p : Dairesel adımı (mm),

c_t : Diş kalınlığı (mm),

Z : Diş sayısı şeklindedir.

Bölüm dairesi, eş çalışan dişli çiftlerinin üzerinde döndüğü düşünülen ve tüm hesaplamaların dayandırıldığı teorik dairedir. Bu dairenin çapına bölüm dairesi çapı denir. Bölüm dairesinin çapı denklem (3.14) gösterilmiştir.

$$D_p = Z \times m \quad (3.14)$$

$$D_o = (Z + 2) \times m \quad (3.15)$$

$$h_a = a + b = 2.25 \times m \quad (3.16)$$

$$t_o = 0.25 \times m \quad (3.17)$$

$$c_R = \sqrt{(r_{Sa}^2 - r_{Sb}^2)} + \sqrt{(r_{Pa}^2 - r_{Pb}^2)} - c \times \sin\emptyset = p \times \cos\emptyset \quad (3.18)$$

h_a : Diş yüksekliği (mm),

t_o : Diş üstü yüzey kalınlığı (mm),

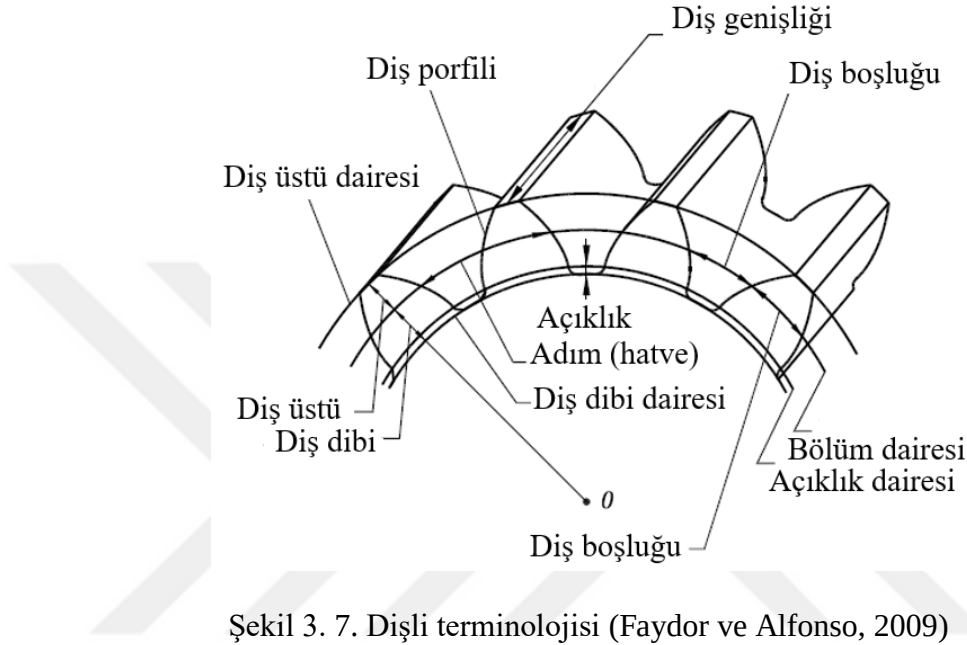
c_R : Diş temas oranı,

r_{Sa}^2, r_{Sb}^2 : sırasıyla güneş dişlisi için diş üstü dairesi ve diş dibi dairesi yarıçapı (mm),

r_{Pa}^2, r_{Pb}^2 : sırasıyla planet dişlisi için diş üstü dairesi ve diş dibi dairesi yarıçapı (mm) şeklindedir.

Dişli üzerindeki, diş sayısının bölüm dairesi çapına oranına çapsal adım denir. Çapsal adımın hesabı denklem (3.11)'de gösterilmiştir. Bölüm dairesi çapı ile diş üstü dairesi çapı arasındaki mesafe diş üstü yüksekliğidir. Diş üstü dairesine, a harfiyle gösterilmiştir. b harfiyle gösterilen mesafe Bölüm dairesi çapı ile dişdibi dairesi arasındaki mesafedir ve diş dibi yüksekliği diye adlandırılır. Dişin bölüm dairesi

üzerindeki kalınlığı diş kalınlığı diye adlandırılır ve t (mm) ile gösterilmektedir. Dişin genişliği ise w (mm) ile gösterilmiştir. Standart dişlide, diş üstü ve diş dibi dairesinin büyüklüklerini sırasıyla $a = 1/p$, $b = 1.250/p$ (mm) ($p = 20$ 'ye kadar) alınır. Kalın adımlı dişliler için $b = 1.200/p + 0.002$ inç olarak belirlenebilir. Boşluk dairesi ile diş dibi dairesi çapları arasındaki fark boşluk (c) olarak adlandırılır. Boşluk ve diş genişliği sırasıyla $c = b - a$, $t = w = pc/2$ şeklindedir.



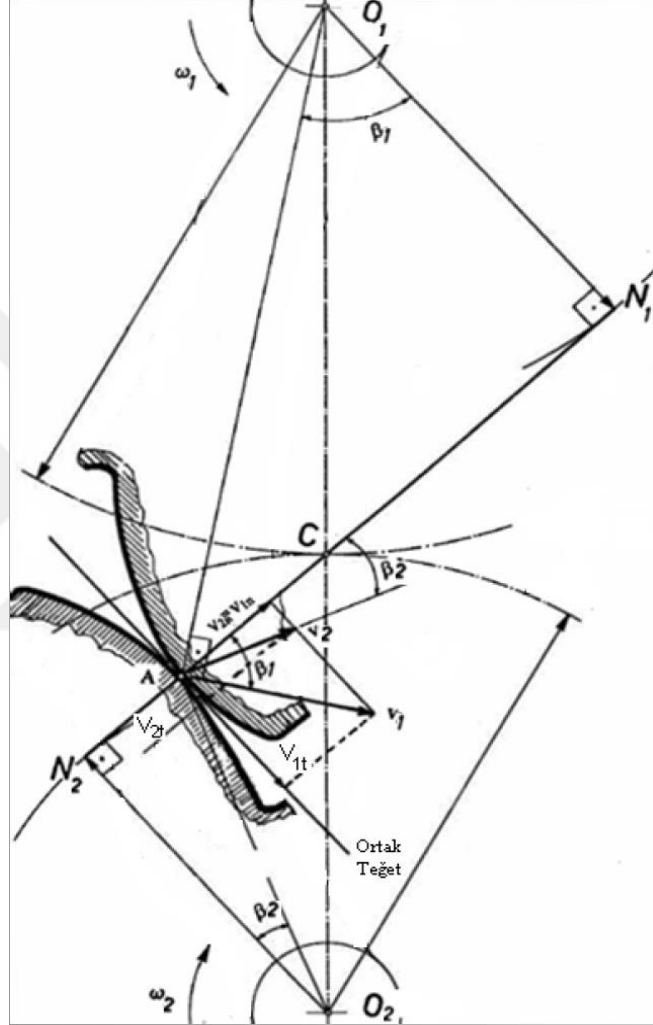
Şekil 3. 7. Dişli terminolojisi (Faydor ve Alfonso, 2009)

3.3.2.2. Genel dişli kanunu

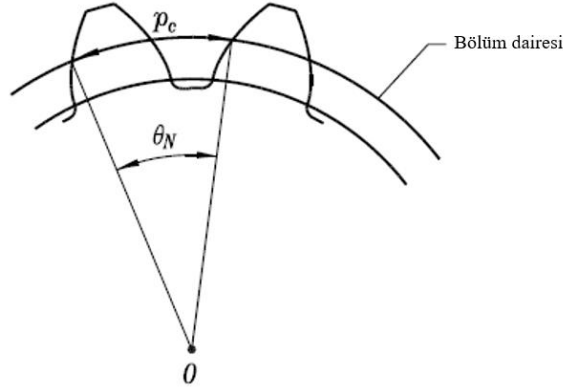
Eş çalışan iki dişli çarkın Şekil 3.8'te görüldüğü gibi, herhangi bir (A) temas noktasındaki ortak normal (kavrama doğrusu) daima C yuvarlanma noktasından geçer. Bir numaralı dişli döndüren dişli ise $V_{1n} > V_{2n}$ olamaz, profiller temas halinde olduğundan $V_{2n} > V_{1n}$ 'de olamaz ($V_{1n} < V_{2n}$). C noktası yuvarlanma noktasıdır. Merkezler doğrusunu $I_{1,2}$ oranında böler. Bu noktada ($V_{1t} = V_{2t}$) olur ve dolayısıyla ani dönme merkezidir. Eş dişli çiftleri tork ve dönme hareket iletimini, Şekil 3.8'te görüldüğü gibi sabit bir hız oranı denklem (3.19) gösterildiği gibi ile gerçekleştirmektedir. Eş dişli çiftlerinde diş dibi dairelerine teğet olan çizgi basınç çizgisi N_1N_2 olarak adlandırılır. N_1N_2 Şekil 3.8'te görüldüğü $O_1 O_2$ merkez çizgisini C noktasından keser ve bu nokta yuvarlanma noktası olarak adlandırılır. Bu ifade, Lewis'in Planet dişli sistemin teorisi tarafından kanıtlanmıştır. N_1N_2 dişlerin temas noktasına her zaman dik olarak etki eder. Bölüm dairesi yarıçapları O_1C ve O_2C mesafeleri ile belirlenir. Eş dişli çiftlerinde dişli merkezleri arasındaki doğruya O_1O_2

dik ve bölüm dairesine teğet olan çizgi teğet çizgisi olarak adlandırılır. N_1N_2 ile teğet çizgisi arasındaki açı ise basınç açısı β_1, β_2 olarak bilinir. Basınç açısı dişlin dış profili tipine ve kullanılan kesici takımın talaş açısına göre değişir. Günümüzde kavrama açısı 20 veya 25 ° seçilmektedir.

$$\frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{O_2N_2}{O_1N_1} = \frac{O_2C}{O_1C} \quad (3.19)$$



Şekil 3. 8. Dişli diş temas mekanizması (Faydor ve Alfonso, 2009)



Şekil 3. 9. Açısal adım (Faydor ve Alfonso, 2009)

$$\theta_{Ni} = \frac{p_c}{r_{pi}} = \frac{2p_c P}{Z_i} = \frac{2\pi}{Z_i} \quad \text{burada } i = 1,2$$

Şekil 3.9'te gösterilen parametrelerle ilişkili dişlilerin temas oranı C_R denklem (3.20)'de gösyetildiği gibi hesaplanır.

r_p : bölüm dairesi yarı çapı

Z : diş sayısı

C_R : temas oranı

i : ilgili dişli numarası temsil eder.

$$C_R = \frac{\langle B_1 O_1 B_2 \rangle}{\theta_{Ni}} \quad (3.20)$$

Temas oranı, karşı dişlisi ve Pinyon dişlisi diş sayılarına bağlı olarak değişir ve hep pozitifdir. Temas oranının olabilecek en büyük değeri, diş sayısına bağlı olduğundan diş sayısı sonsuza yaklaştıkça ortaya çıkacaktır. Öte yandan, dişlerin yüksekliği temas oranını ve diş dibi dairesi adım hatasını olumsuz etkilemektedir. Dişlileri temas ettikleri noktada oluşan kuvvetler radyal ve normal olmak üzere iki bileşen şeklindedir. Radyal ve normal kuvvetler Şekil 3.10'de görüldüğü gibi, denklem (3.21-22)'de sırasıyla W_r ve W_n şeklinde gösterilmektedir.

$$W_r = W_t \tan \phi \quad (3.21)$$

$$W_n = \frac{W_t}{\cos \phi} \quad (3.22)$$

$$P = T \times \omega \text{ or } P = \frac{W_t V}{1000} \quad (3.23)$$

$$V = \frac{\pi D_p N}{60000} \quad (3.24)$$

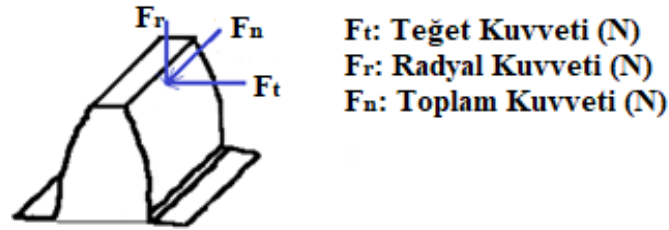
P : güç (kW),

W_t : teğet kuvveti (N),

V : bölüm dairesi adım hızı (m/s),

D_p : bölüm dairesi çapı (mm)

N : dişli dönme hızı (dv/d) şeklindedir.



Şekil 3. 10. Dişli çark dişine etki eden kuvvetleri

3.3.2.3. Düz dişli mukavemet hesapları

Bu çalışmada planet dişli sisteminde kullanılacak düz dişlilerin tasarımı denklem (3.25)'de gösterildiği gibi standart parametrelere uygun olarak yapılmıştır. Bu denklemler ile dişli dayanımını yaklaşık olarak hesaplanmıştır. İstenen çalışma ömrü, torkları ve güç iletme kabiliyetini karşılayan dişli çarkların belirlenmesi bu bölümde anlatılan denklemler ile sağlanmıştır.

Bu bölümde, çalışma sırasında eğilme momentine maruz kalan dişin eğilme dayanımını ve diş yüzeyinin çalışma ömrünü belirlenmesi anlatılmıştır. Denklem (3.25) 'de dişler eğilme gerilmesini hesaplayacak Lewis formül verilmiştir.

$$\sigma_b = \frac{MC}{I} = \frac{6W_t h_a}{F t^2} = \frac{W_t}{\pi F y m} = \frac{W_t}{F Y m} \quad (3.25)$$

Eğilme gerilmesi, eğilme momenti, merkez mesafesi, atalet momenti ve teğetsel kuvvet bileşeni sırasıyla σ_b , M , C , I ve W_t 'dir. Ayrıca, dişlerin uzunluğu, yüzey genişliği, diş kalınlığı, modül, Lewis form faktörü (Ek1) ve modifiye Lewis form faktörü sırasıyla h_a , F , t^2 , m , y ve Y ile temsil edilir. Dişli çark çiftlerinin çalışması sırasında belirli dönme hızlarına kadar dişler sürekli darbe etkisindedir. Bu sebeple Barth denklemindeki denklem (3.26) hız faktörü dikkate alınarak diş profili üretilir.

$$K'_V = \frac{50}{50+(200V)^{0.5}} \quad (3.26)$$

$$K_V = \frac{50+(200V)^{0.5}}{50} \quad (3.27)$$

$$\sigma_d = \frac{W_t}{K'_V F_{ym}} \quad (3.28)$$

K'_V dişli çarklarının hız faktörü, K_V frezelenmiş dişlilerin dinamik faktörü olarak bilinir ve σ_d dinamik gerilmedir.

3.3.2.4. Diş yüzeyinin çalışma ömrü hesabı

Dişlerin birbirine teması sırasında dişlere etki eden sürtünme kuvvetlerinden dolayı dişlerin yüzeyleri aşınmaktadır ancak bu durum tasarım aşamasında önceden önlenabilir. Eş dişli çiftlerinde temas halindeki her diş için denklem (3.29-30)'daki gibi kendi bölüm dairesi çapı ve kavrama açısı dikkate alınarak R_1 ve R_2 değerleri hesaplanır. Ardından Hertz Temas Gerilmesi eşdeğer R bulunduktan sonra denklem (3.31)'deki gibi hesaplanır.

$$R_1 = \frac{D_{p1} \times \sin \emptyset}{2} \quad (3.29)$$

$$R_2 = \frac{D_{p2} \times \sin \emptyset}{2} \quad (3.30)$$

Hertz temas gerilimi denklemi:

$$\sigma'_H = 0.564 \sqrt{\frac{W_t \times E}{F \times R \times \cos \emptyset}} \quad (3.31)$$

Teğetsel kuvveti, elastikiyet modülü, yüz genişliği, eğrilik yarıçapı, Poisson oranı ve kavrama açısı sırasıyla w_t , E , F , R , μ ve $\emptyset$ şeklindedir.

$$\frac{1}{E} = \frac{1-\mu_1^2}{E_1} + \frac{1-\mu_2^2}{E_2} \quad (3.32)$$

$$\frac{1}{R} = \frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} = \frac{2}{D_{p1} \times \sin \emptyset} + \frac{2}{D_{p2} \times \sin \emptyset} \quad (4.33)$$

Denklem (3.34) malzemenin elastik özelliklerini Poisson oranıyla birleştirerek C_p değerini tahmin eder.

$$C_p = 0.564 \sqrt{\frac{1}{\frac{1-\mu_1^2}{E_1} + \frac{1-\mu_2^2}{E_2}}} \quad (3.34)$$

C_P değerleri eklerde Ek 2'de verilmiştir. I geometri faktörü denklem (3.35)'de gösterilmiştir.

$$I = \frac{\sin\phi\cos\phi}{2} \times \frac{i}{i+1} \quad (3.35)$$

$$i = \frac{D_{p2}}{D_{p1}} \quad (3.36)$$

$$\sigma'_H = C_P \times \sqrt{\frac{w_t}{F \times D_{p1} \times I}} \quad (3.37)$$

Hertz temas gerilimi denklem (3.37) 'deki gibi de ifade edilebilmektedir. Bu denklemde w_t teğetsel kuvveti (N) temsil eder. Bu kuvvet denklem (3.38)'deki gibi hesaplanır.

$$w_t = F \times D_{p1} \times I \times \left(\frac{\sigma'_H}{C_P}\right)^2 \quad (3.38)$$

σ'_H 'nin yerine denklem (4.38)'de malzeme için müsaad edilen maksimum gerilme $[\sigma_H]$ değeri yazılırsa diş yüzeyinin dayanabileceği maksimum teğetsel kuvvet (w_{ts}) denklem (3.39) 'da gösterildiği gibi hesaplayabiliriz. Diş yüzeyi dayanımı koşulları Ek 4'de verilmiştir.

$$w_{ts} = F \times D_{p1} \times I \times \left(\frac{[\sigma_H]}{C_P}\right)^2 \quad (3.39)$$

Dişli çark elemanlarının emniyetli bir şekilde çalışmasını sağlamak için yüzey yorulma koşulları dikkate alınmalıdır. Buckingham diş üzerine dinamik kuvvetler etki ettirmiştir. $w_{ts} > w_t$ olması gerektiğini bulmuştur.

3.3.2.5. Temas gerilmesi

Dişli çiftlerinde dişler teması sırasında sürtünme sayesinde güç aktarımı sağlanmaktadır. Diş yüzeyleri üzerinde oluşan kusurlar sürtünmeyi etkilemektedir. Ancak güç kayıpları, ısı üretimi ve hızlı aşınma fazla sürtünmeden kaynaklanır. Bu nedenle, dişli çark elemanların tasarımı, sırasında temas eden dişler arasındaki sürtünme hareketini azaltmak amaçlanmaktadır. Bu sebeple dişin profilinin belirlenmesi önemlidir. Tasarım işlemlerinde dişler arasındaki fazla sürtünmeyi engelleyecek ve dişlerin birbirleri üzerinde yuvarlanmasını sağlayacak diş profilleri tasarımlar tercih edilmektedir. Eğilme yorulması analizinde K_V , K_O ve K_m faktörleri kullanılır. Temas

gerilmesi denkleminde dinamik temas gerilmesi σ_H hesaplanır. Aşırı yük faktörü için Eklerde Ek 3'e ve yük dağılım faktörü için Ek 5'e bakılabilir.

$$\sigma_H = C_P \times \sqrt{\frac{w_t \times K_V \times K_O \times K_m}{F \times D_{p1} \times I}} \quad (3.40)$$

K_V : hız faktörü, K_O : aşırı yük faktörü, K_m : ise yük dağılım faktörüdür.

3.3.2.6. Dış yüzeyi yorulma dayanımı

Malzemenin yüzey yorulma dayanımı (σ'_{sf}) denklem (3.41) 'de verilmiştir.

K_L : yaşam faktörü, Ek 7'dir.

K_r : güvenilirlik faktörü Ek 8'dir.

K_T : sıcaklık faktörüdür.

$T \leq 120^\circ\text{C}$ için $K_T = 1$, yağlama sıcaklığına bağlı olarak ve $T > 120^\circ\text{C}$ için $K_T < 1$ alınmalıdır.

Eklerde görüldüğü gibi AGMA (American Gear Manufacturing Association) standartlarına göre K_L için Ek 7'de ve K_r için Ek 8'de kullanılabilir.

$$\sigma_{\text{yüzey yorulma dayanımı}} = \sigma'_{sf} \times K_L \times K_r \times K_T \quad (3.41)$$

$$\sigma_{\text{yüzey yorulma dayanımı}} = \sigma'_{sf} \times K_L \times K_r \times K_T \quad (3.42)$$

$$\sigma'_{sf} = \frac{\sigma_{\text{yüzey yorulma dayanımı}}}{K_L \times K_r \times K_T} \quad (3.43)$$

$$|\sigma_H| = \frac{\sigma_{sf}}{S} \quad (3.44)$$

Tasarım için müsaade edilen yüzey yorulma gerilimi σ_{sf} , S emniyet faktörü $S=1.1$ ile $S=1.5$ aralığında alınarak denklem (3.44)'deki gibi hesaplanır. Böylece tasarımda denklem (3.45) kaşılmalıdır.

$$\sigma_H \leq |\sigma_H| \quad (3.45)$$

3.4. Manyetik Dişli Mekanizmaları

Kalıcı mıknatıs malzemeleri alanındaki ileri araştırma ve geliştirme çalışmaları sonucunda; mekanik dişlilere alternatif olarak, oldukça verimli manyetik dişliler icat edilmiştir. Bu manyetik dişliler, mekanik dişli sistemleriyle ilgili hataları ve arızaları

önlemek için geliştirilmiştir. Mekanik dişlilerdeki yağlama ve soğutma problemleri, sürtünmesiz manyetik dişli kullanımı ile ortadan kaldırılmaktadır (Chang vd, 2013). Yüksek verim ve dayanımından dolayı, kalıcı mıknatıs dişlileri ve makine sürücülerine olan ilgi son yıllarda giderek daha popüler hale gelmiştir. Genel olarak dişli iletim sistemleri; gücü arttırmak, torku yükseltmek ve hızı düşürmek için kullanılmaktadır ve bu hız oranı dişli oranına bağlıdır. Tork, manyetik dişli sistemlerinde giriş milinden çıkış miline, kutup çiftleri arasındaki manyetik çekme / itme kuvvetleri ile iletilmektedir (Kyoung vd, 2018).

Kalıcı mıknatısın kutup çiftleri, kalıcı mıknatıs özelliklerinden faydalanarak, manyetik dişli sisteminde birbirlerini çekmektedirler. Böylece tork; giriş ve çıkış mili arasında temas etmeden iletilmektedir (Atallah ve Howe, 2011). Özellikle 1980 yılında; neodymium kalıcı mıknatıslarının (NdFeB) icadı ve manyetik malzemelerin gelişimi ile birlikte; kalıcı mıknatısların kullanıldığı manyetik cihaz sistemleri daha fazla ilgi görmeye başlamıştır.

Yüksek enerji yoğunluğu, düşük maliyet ve yüksek tork; kalıcı mıknatıs kullanımının önemli özellikleri arasında yer almaktadır. Kalıcı manyetik güçle çalışan herhangi bir mekanik sistem; tahrik eden ve tahrik edilen parçalar arasında temas olmadığından, diğer mekanik sistemlere göre avantajlarıdır. Neodymium kalıcı mıknatıslarının geliştirilmesinden önce; manyetik dişli topolojileri ve tork miktarı, mekanik dişli sistemlere kıyasla daha düşük kalitededir. Doğal mıknatıs imalat malzemelerinin geliştirilmesindeki keskin rekabet nedeniyle ilerlemektedir. Daha önce yapılan çalışmalarda; manyetik dişli sistemindeki kutup sayısının artması ile tork aktarımının büyük miktarda arttığı görülmektedir. Planet, eş merkezli ve harmonik dişli sistemleri; manyetik dişli sistemlerinin en önemlileri türleri arasında yer almaktadır (Wang vd, 2016; Kyoung vd, 2018; Chang vd, 2013). Kalıcı mıknatıs güç uygulamalarının faydaları ile ilgili pek çok çalışma incelenmiştir (Yadhu vd, 2016; Kun ve Haitao, 2019; Huang vd, 2019).

Manyetik dişli sistemlerinin; yüksek hız oranı, fark edilebilen yüksek tork yoğunluğu, düşük bakım maliyeti, yüksek güvenilirlik, kendiliğinden aşırı yük koruması, gürültüsüz tork iletimi sağlaması ve temassız iletim gibi birçok avantajı vardır (Kais vd, 2004). İyi bir manyetik dişli sistemi tasarımı yapabilmek için; tasarımın ilk aşamasında manyetik dişlilerle ilgili bazı problemlerin önlenmesi gereklidir. Bu problemlerin ortadan kaldırılması amacıyla; kalıcı mıknatıs

kutuplarının diğ er bileşenlere etkisi mümkün olduğu kadar minimum tutulmalı ve ayrıca kalıcı mıknatısın uzunlukları optimum bir değerde seçilmelidir. Literatürdeki  alışmalar incelendiğinde, uygun uzunluktaki kalıcı mıknatıslar kullanılmadığı durumlarda, manyetik kutupların pozisyonunda sapma olabileceğini görülmektedir. Ayrıca manyetik dişlilerin burulma rijitlik katsayısı, mekanik dişlilere kıyasla daha düşüktür ve dalgalı yükler altında salınımlardan etkilenmektedir. Yüksek tork kapasitesine sahip optimum manyetik dişli tasarımı yapabilmek için; rotorlar geometrisi, rotorlardaki kutup çifti sayısı, dişli oranları ve kalıcı mıknatısın geometrisi gibi tasarım parametreleri uygun bir şekilde belirlenmelidir.

Bu bölümde; eşmerkezli kalıcı mıknatıs dişli sisteminin, iki boyutlu (2D) tasarımlarındaki modelleme ve simülasyon sürecinin temeline odaklanılacaktır. Bu  alışma; manyetik dişlinin performans analizini ve manyetik dişlinin çekme ve itme kuvvetleri altında çalışma davranışlarını açıklamayı amaçlamaktadır. Manyetik alan analizini gerçekleştirmek için, manyetik dişli tasarımının gerçekleştirilmesi gerekir. Tasarım süreci; elemanların boyutlarını belirlemek, girdi ve çıktı parametrelerini ayarlamak ve tasarım parametrelerini standart değerlerle karşılaştırmaktan oluşmaktadır. Manyetik dişli modelleme işlemlerinde, tasarım aşamasında hesaplanan nihai boyutlara göre, manyetik dişli sisteminin modeli oluşturulmaktadır. Daha sonra Ansys Maxwell programı kullanılarak; dış ve i  rotor için alüminyum, mıknatıs kutupları için neodimyum malzemeleri seçilecektir. Ayrıca; bu program kullanılarak kuzey ve güney manyetik kutupları tanımlanacaktır. Bunun yanısıra, manyetik alan da dahil olmak üzere, tüm manyetik dişli bileşenleri için meshleme işlemi yapılacaktır. Buna ek olarak, sürücü bandı dinamik şartlar altında oluşturulacak ve manyetik alanın sınır şartları tanımlanacaktır. Analiz yapmadan önce, analiz süresi belirlenecek ve daha sonra sonra analiz yapılacaktır. Yapılacak simülasyondan elde edilen sonuçlar; mekanik ve manyetik dişlilerden oluşan manyetik volanlı redakt rl  sistemi tasarımına önemli bir katkı sağlamaktadır.

Son yıllarda, çeşitli manyetik dişli sistemleri geliştirilmiş ve bilimsel yayınlar aracılığıyla kullanıma sunulmuştur. Manyetik dişli mekanizması, sahip oldukları gürültüsüz veya titreşimsiz çalışabilme özelliği ile ekonomik ve etkin bir sistem olarak kabul edilebilmektedir. Manyetik volanlı redüktör sisteminin temassız (sürtünmesi) olarak çalışan ikinci kademesini, manyetik dişli çarkı mekanizmasının bileşenidir. Manyetik dişli çarkı mekanizması bu iletim sisteminde, sürtünme kayıplarını önemli

miktarda ortadan kaldırarak sistem etkinliğini artırmanın yanı sıra, kontrol edilebilen ve sistem arızası olasılığını en aza indirmektedir.

3.4.1. Manyetik dişli çalışma prensibi

Manyetik dişli iletim mekanizmalarının temel amacı, dişler veya manyetik kutuplar kullanarak torkları ve dönme hareketlerini bir milden diğerine aktarmaktır. Manyetik dişli mekanizmaların çalışma prensipleri kalıcı mıknatıs kutup çiftleri alanlarının modülasyonuna dayanmaktadır (Fodorean, 2016). İç ve dış rotorun dönüşleri sırasında oluşturulan manyetik alanın gücü, birleştirilmiş kutuplar arasındaki hava boşluğunun uzunluğundan etkilenmektedir. Tahrik ettirici rotordan tahrik edilen rotora, güç aktarma işlemleri için manyetik dişliler kullanılırken, tahrik ettirici rotora monte edilen manyetik kutup sayısına, tahrik edilen rotora monte edilen manyetik kutup sayısına, hava boşluğu mesafesine, iki rotorun arasındaki ve kalıcı mıknatısların kalitesine dikkat edilmelidir. Manyetik dişli tahrik ettiricinin rotoru döndürüldüğünde, manyetik alandaki değişim işlemi manyetik kuvvet vektörlerinin yönündeki değişimin bir sonucu olarak ortaya çıkmaktadır. Bu nedenle, tahrik rotoru, döndüğünde manyetik dişlilerin tahrik edilen rotorunu döndürmek için çalışır. Tahrik eden ve tahrik edilen rotorun dönme hızı farklıdır bunlar kalıcı mıknatıs kutup sayısından da etkilenen hız oranına bağlıdır.

Manyetik dişli mekanizmaları analizi, Yakın Aralıklı Manyetik Dişli Mekanizması ve Manyetik Akı Modülasyonlu Dişli Mekanizması olmak üzere iki ana gruba ayrılmaktadır. Bunlardan en basit olanı yakın aralıklı manyetik dişli mekanizmasıdır. Bunlar, ayrıca mıknatıs çeşidine göre millerin eksen konumlarını değiştiren birçok farklı tipten oluşmaktadır. Manyetik akı modülasyon mekanizmasında, iç ve dış rotor arasına monte edilen bir akış modülasyonlu parçadan (demir parçaları) oluşmaktadır ve manyetik akı, demir parçaları sayesinde dış rotordaki bir kutuptan iç rotordaki birleştirilmiş kutuba geçmektedir.

3.4.2. Manyetik dişli uygulamaları

Endüstride makine sektörü, yüksek hızlı endüksiyon makineleri, kalıcı mıknatıslı motorlar ve manyetik dişli kutusu gibi kalıcı mıknatıs uygulamalarına büyük ilgi duymaktadır (Linni vd, 2018). Ek olarak bazı mekanik uygulamalarda, çeşitli

tiplerdeki manyetik yataklar sürtünmeli yataklara alternatif olarak önemli ilgi görmüştür (Chong vd, 2018). Doğrusal hareketi, döner harekete dönüştürmek amacıyla manyetik güç-vidası kalıcı mıknatıs kullanılarak elde edilmiştir. Aynı zamanda bu çalışma, manyetik güç-vidasının tasarımı, üretimi, analizi ve deneysel olarak test edilmesinde kalıcı mıknatıs kullanımını sunmuştur (Mojtaba vd, 2018). Buna ek olarak, Tidal akım türbininde dişli iletim sisteminde suya daldırmadan kaynaklı birçok sorun yaşanmaktadır. Tidal akım türbini sistemlerinde dişli elemanlarının arızalarını önlemek amacıyla manyetik dişli sistemleri mekanik dişli iletim sistemlerine kıyasla başarılı bir alternatif olarak sunulmuştur (Touimi vd, 2018).

3.4.3. Manyetik dişli çeşitleri

Yapılan önceki çalışmalar, manyetik düz dişliler, helisel dişliler ve sonsuz dişlilerin, eşmerkezli manyetik dişlilerle karşılaştırıldığında düşük tork yoğunluklarına sahip olduğunu doğrulamaktadır (Homin ve Chang, 2018). Eksenel bir akı endüksiyon motoru gibi kalıcı mıknatıs sisteminin performansının, tork ve veriminin hesaplanması için analitik ifade yöntemi olarak Laplace ve Maxwell denklemlerinin kullanılmıştır (Tapia vd, 2018).

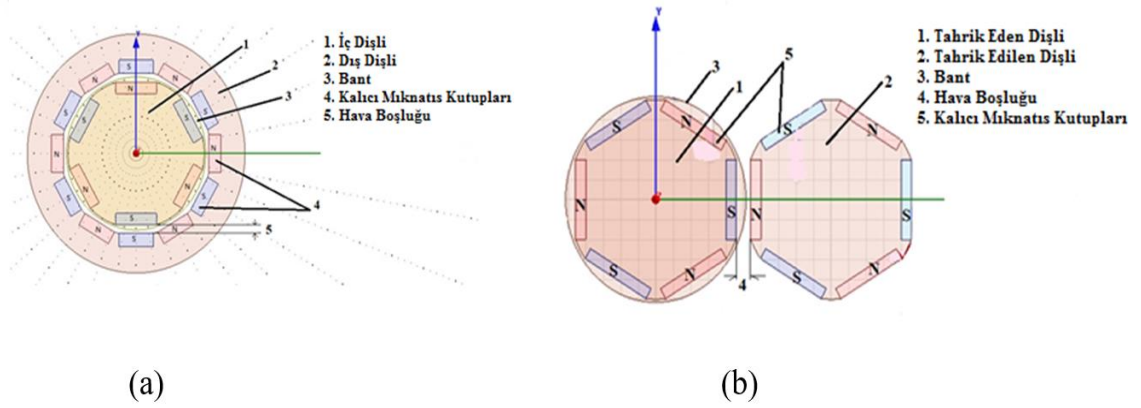
Ark doğrusal akı anahtarlamalı kalıcı mıknatıslı motorda, motorun torku iletmesi ve elektromotor kuvvetini dengelemesi için elektriksel indüksiyon ve manyetik akı ile çalıştığı bilinmektedir (Zhongxin vd, 2018). Buna ek olarak, bu sistemler manyetik rezonans görüntülemenin yapıldığı tıbbi cihazlar için pnömatik motorun tasarımında sistemin torkunu arttırmak için bir dişli kutusu kullanılması, çıkış mili torku gibi sistem performanslarının değerlendirilmesi ve hava basıncı ile işletme yükleri bakımından hızların değerlendirilmesi gibi uygulamalara sahiptir (Brian vd, 2018). Luca, manyetik kuvveti tutmak amacıyla cogging torku ve histerezis torkunu tespit etmek için yeni bir yöntem sunmuştur (Luca vd, 2018). Yapılan çalışmalar, mekanik dişliye yönelik çıkış milinin torkunun, özel dişlinin derecelendirildiği giriş mili hızına bağlı olduğunu belirtmiştir.

3.4.3.1. Manyetik planet dişli mekanizması

Yakın mesafeli mıknatıslarla manyetik dişli iletimi mekanizması kategorize edilen bu teknolojisi, birçok farklı alt tipe sahiptir. Bunlar;

- Basit dik manyetik dişliler,
- Eksenel manyetik dişliler,
- Dikey mil eksenli manyetik dişliler,
- Kesişen eksenli manyetik dişliler,
- Harmonik manyetik dişlileri versiyonları,
- Eşmerkezli manyetik dişliler gibidir (Kyoung vd, 2018; Libing vd, 2019).

Bu çeşit manyetik dişli mekanizmalarında, kalıcı mıknatısların kutup çiftleri, rotor yüzeylerinin etrafına yapıştırıp sabitlenirler ve kontrol ederek belli bir mesafe boyunca yan yana monte edilirler. Manyetik kutup çiftleri birbirlerine monte edilerek, tahrik eden rotordan tahrik edilen rotoruna gücü iletebilmek için çalışan bir bağlama kuvveti oluşturmaktadırlar. Yakın aralıklı manyetik dişli örnekleri Şekil 3.11’de gösterilmiştir.



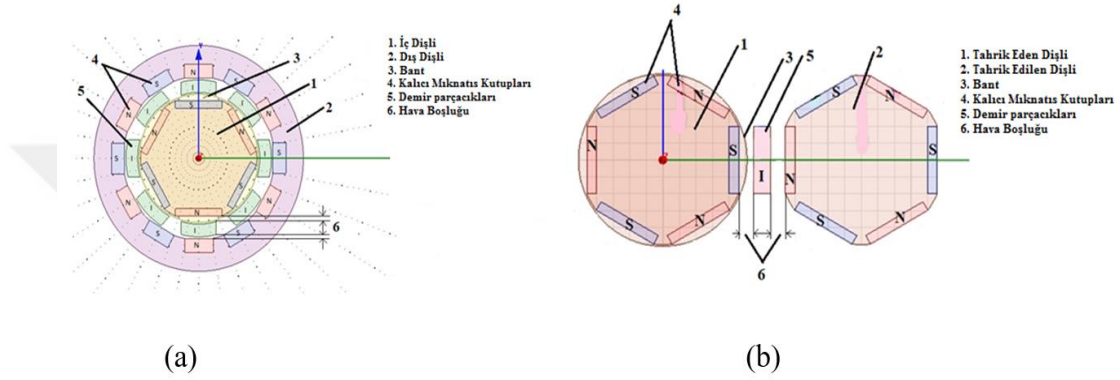
Şekil 3. 11. Yakın aralıklı manyetik dişli iletim sistemi

- Eşmerkezli yakın aralıklı manyetik dişli mekanizması.
- Paralel millere sahip yakın aralıklı manyetik dişli mekanizması

3.4.3.2. Manyetik Akı modülasyonlu dişli mekanizması

Bu sistemde, basit manyetik dişli mekanizmalardan farklı olarak, manyetik alanı yeniden yönlendirmek ve manyetik kuvvetlerin hareket yönünü değiştirmek için demir parçasından yapılan manyetik alan modülatörü kullanılmaktadır. Manyetik akı modülasyonlu mekanizmasında, demir parçaları normalde tahrik eden rotoru ile tahrik edilen rotoru arasındaki hava boşluğuna yerleştirilmektedir. Sistemdeki demir parçaları, mevcut hava boşluğuna iki ayrı alana bölmek için kullanılmaktadır (Homin ve Chang, 2018). Bu şekilde sistemin manyetik akı öncelikle manyetik kutuptan ilk hava boşluğuna gider ve daha sonra bir demir parçasına geçerek manyetik akış çizgileri

oluşmaktadır. Demir parçasından sonra manyetik akıyı modüle ederek, akının ikinci hava boşluğuna geçerek birleştirilmiş manyetik kutba geçmesini sağlamaktadır. Bu demir parçası iki kalıcı mıknatıs kutbu arasına yerleştirildiğinde, manyetik özellikleri kazanarak etkileşim meydana getirmektedir. Böylelikle manyetik akı çizgileri, demir parçasından geçmeye zorlanmaktadır. Bu nedenle, demir parçaları, manyetik akıyı yoğun bir şekilde modüle etmek, yönlendirmek ve göndermek için kullanılmaktadır. Bazı manyetik akı modülasyonlu dişli mekanizması örnekleri, Şekil 3.12'da gösterilmektedir.



Şekil 3. 12. Manyetik Akı Modülasyonlu Dişli Mekanizmaları

- a) Eşmerkezli manyetik akı modülasyonlu dişli mekanizması
- b) Paralel milli manyetik akı modülasyonlu dişli mekanizması

Bu çalışma kapsamında ele alınan eşmerkezli manyetik dişli sistemi, iç ve dış rotorlar ve kalıcı mıknatıslardan oluşmaktadır. Tüm bileşenler eşmerkezlidir ve sistem tek bir hava boşluğuna sahiptir. Kalıcı mıknatısların kutup çiftleri, iç rotorun dış yüzeyine ve dış rotorun iç yüzeyine düzenli olarak yerleştirilmiştir. Manyetik kutup sayısı, manyetik dişli tasarımının en önemli faktörlerinden biridir (Libing vd, 2019). Bu nedenle, manyetik dişlilerdeki manyetik kutup sayısını ve rotor boyutlarını seçerken, yerel pazarda mevcut olan ve optimum manyetik alanları koruyabilen uygun bir kalıcı mıknatıs hacminin seçilmesi arzu edilir (Fodorean, 2016). Bu çalışmada, manyetik dişli sistemlerinin performansını etkilemesi beklenen kalıcı mıknatısların etkilerini ve davranışlarını araştırmak amacıyla ANSYS MAXWELL yazılımı kullanılarak iki boyutlu manyetik dişli sistemi modellenmiştir. İç rotor ve dış rotor üzerine yerleştirilmiş manyetik kutup sayısının hız oranı ile ilişkili olduğu söylenebilir. Gerekli dişli oranları için kutup çifti sayısının seçilmesi, manyetik dişlinin performansı üzerinde önemli bir etkiye sahiptir. Mathee tarafından yapılan bir çalışmada, iç ve dış

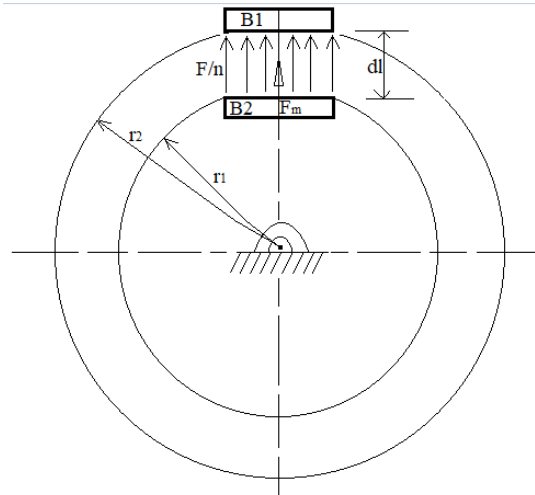
rotorlara monte edilmiş sabit mıknatıs kutup sayıları ve bunların dönme hızları arasındaki ilişki ele alınmıştır (Matthee vd, 2015). Manyetik dişli tasarımında, dış rotor üzerinde yedi kalıcı mıknatıslı kutup çifti ve iç rotor üzerinde üç kalıcı mıknatıs kutup çifti kullanılmıştır.

3.5. Kalıcı Mıknatısların Çekim Vektör Kuvvetinin Analitik Yaklaşımı

Kalıcı mıknatıs kutup çiftleri eşleşmesi halinde, iki zıt mıknatıs kutupları birbirlerine yaklaştırılıp küçük bir hava boşluğu mesafesinde oluşan manyetik kuvvetinin analitik yaklaşımı bu bölümde açıklanmıştır. Oluşan manyetik kuvveti literatürde Toplam Manyetik Enerji Yöntemi ve Kolombiyalı Yüzey Yük Yoğunluk Yöntemi olmak üzere iki şekilde açıklanmıştır (Tapan vd, 2016).

3.5.1. Toplam manyetik enerji yöntemi

Dış ve iç rotor üzerine yerleştirilmiş iki karşılıklı mıknatıs kutupları için oluşturdukları manyetik kuvvetin doğru hesaplanması özellikle manyetik dişli mekanizması için son derece önemlidir. Manyetik kuvvet teknolojisi manyetik dişli kaplinleri, elektrik motoru ve hızlı tren raylı sistemlerdeki manyetik teknolojisi gibi alanlarda sıkça görülmektedir (Bossavit, 2019).



Şekil 3. 13. Kalıcı mıknatısların zıt kutupları arasındaki manyetik kuvvet

Şekil 3.13, iki zıt kutupla konumlandırılmış çekim halindeki mıknatıslar gösterilmiştir. Bu çalışmada kalıcı mıknatıslar, yapışkan bir malzeme (Epoksi) yardımıyla iç rotor ve dış rotor yüzeylerine sağlam bir şekilde tutturulmuştur. Burada

dış rotorun yarıçapı r_2 (mm), iç rotorun yarıçapı r_1 (mm), ve iki mıknatıs arasındaki hava boşluğu dl (mm) şeklindedir. İç ve dış rotordaki kutup sayısı ise n ile gösterilmiştir. İki kutup çifti arasındaki manyetik çekme kuvvetini bulmak için, zıt kutuplar arasında oluşan düzensiz manyetik vektör kuvvetleri ihmal edilip Şekil 3.13'deki gibi iki kutup arasındaki manyetik alan üniform ve birbirlerine eşit $B_1=B_2$ kabul edilir. Daha sonra hava boşluğu dl mesafesindeki depolanan enerji hesaplanır. Burada hava boşluğunda depolanan enerji dış rotorun belirli bir miktarda açısal yer değiştirmesine karşılık iç rotorun yaptığı açısal yer değiştirme miktarına göre elde edilen işin büyüklüğüdür. Manyetik alanın sabit olduğu varsayılarak toplam manyetik enerji denklem (3.46)'daki gibi hesaplanabilir. Burada hava boşluğunun kesit alanı S (mm^2), kutup çiftleri sayısı n ve hava boşluğundaki enerji yoğunluğu w_m (W/ mm^2) ile gösterilmiştir.

$$-F_m dl = dw_m = n \left[\frac{B^2}{2\mu_0} S dl \right] \quad (3.46)$$

$$F_m = - \frac{B^2 S}{2\mu_0} \quad (3.47)$$

$$p = \frac{F}{S} = \frac{B^2}{2\mu_0} \quad (3.48)$$

Hava boşluğunda oluşan manyetik çekim kuvveti (F_m) denklem (3.47)'deki gibi hesaplanabilir. Manyetik kutup yüzeylerinde oluşan manyetik basınç P (N/ mm^2), denklem (3.48)'deki gibidir (Tapan vd, 2016). Redüktörde dış rotor döndürüldüğünde manyetik çekim alanı sayesinde iç rotorda dönmeye zorlayıp iç rotor ve dış rotorda sırasıyla F_{t1} ve F_{t2} (Şekil 3.14) teğetsel kuvvetlerini oluşturur. Bu kuvvetler dinamik vektör analizi ile hesaplanabilir. İç ve dış rotorların aynı hızlarda döndüklerini $N_1=N_2$ (rpm) kabul edilerek, iç ve dış rotor üzerine etkiyen F_{t1} ve F_{t2} kuvvetlerinin manyetik kuvvet çifti olduğu varsayılır.

$$\vec{T}_1 = \vec{F}_{t1} \times r_1 \quad (3.49)$$

$$\vec{T}_2 = \vec{F}_{t2} \times r_2 \quad (3.50)$$

F_{t1} : manyetik teğetsel kuvveti (N)

T_1 : manyetik torku (Nm)

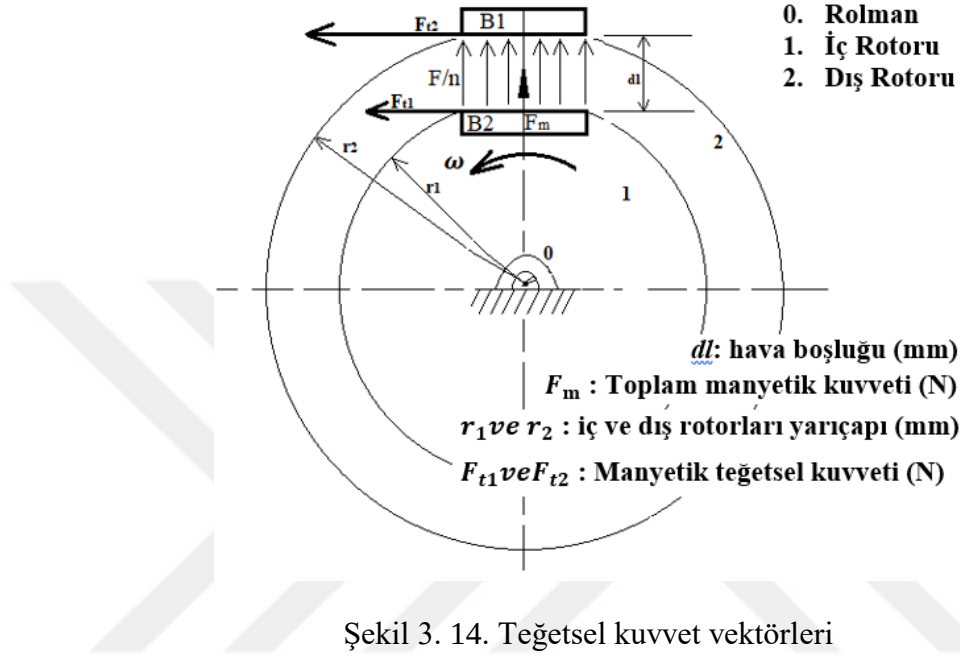
F_{t2} : mekanik teğet kuvveti (N)

T_2 : çıkış milin torkunu (Nm) oluşturmaktadır.

r_1 : iç rotorun yarıçapı (mm)

r_2 : dış rotorun yarıçapıdır (mm)

Deneyssel olarak ölçülen T_1 ve T_2 torkları kullanılarak denklem (3.49-50) ile iç ve dış rotorların teğet kuvvetleri hesaplanabilir. Çizelge 3.2’de hesaplanan manyetik teğetsel kuvvetler verilmiştir.



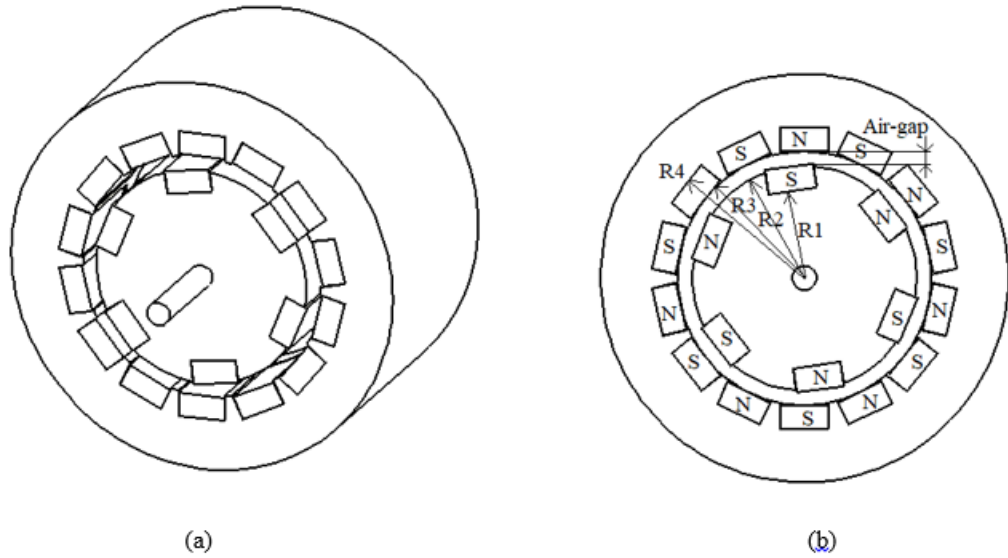
Şekil 3. 14. Teğetsel kuvvet vektörleri

Çizelge 3. 2. İç rotor üzerindeki manyetik torklar ve kuvvetler

Motoru dönme hızı (rpm)	Çıkış mili torku T_1 (Nm)	Teğetsel kuvveti, F_{t1} (N)
500	1.71	42.222
750	1.71	42.222
1000	1.72	42.469
1250	1.51	37.284
1500	2.01	49.630
1750	1.8	44.444
2000	2.09	51.605
2250	2.21	54.568
2500	2.33	57.531

3.5.2. Koulomb yüzey yük yoğunluk yöntemi

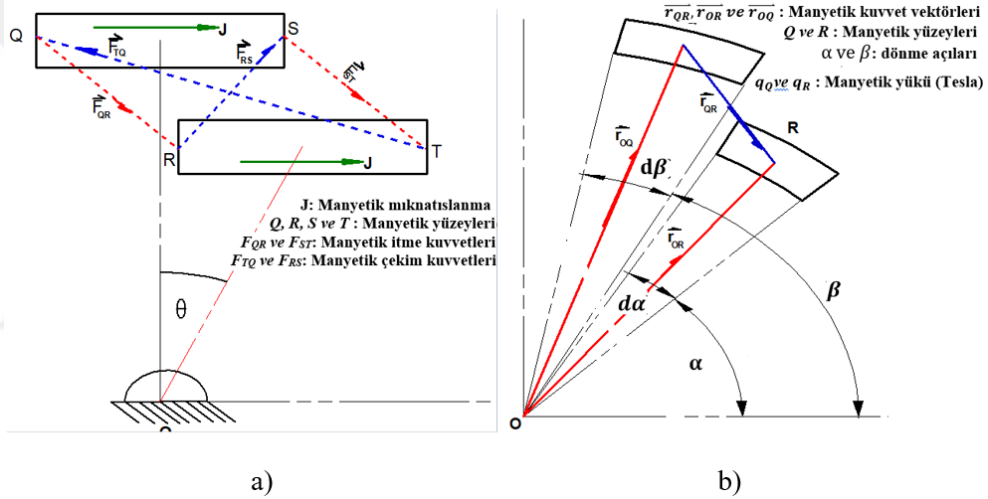
Bu bölümde iki zıt kutup arasında oluşan manyetik çekme/itme kuvvetini Koulomb yüzey yük yoğunluk yöntemi ile nasıl hesaplandığı anlatılmıştır. Bu yöntem aynı zamanda Uyarlanmış Monte Carlo entegrasyon tekniği olarak da bilinmektedir (Tapan vd, 2016). Şekil 3.15.a'da eş merkezli alüminyum malzemeden iç ve dış rotorların sırasıyla dış ve iç yüzeylerine çevresel dağılmış şekilde montajlanan kalıcı manyetik kutup çiftleri (3D Manyetik Dişli Mekanizması) gösterilmektedir. Şekil 3.15.b'de iç ve dış rotorların yarıçapları sırasıyla R_2 ve R_3 (mm), manyetik kutupların yüksekliği $R_2 - R_1$ ve $R_4 - R_3$ (mm) ve manyetik kutup çiftleri arasındaki hava boşluğunun d_l (mm) gösterilmektedir. Sistemde dış rotor volana rijit bir şekilde sabit olup volan planet dişli mekanizması ile bağlıdır. Böylece giriş milinden gelen güç planet dişli vasıtasıyla dış rotora aktarılır. İç rotor serbest olup manyetik kuvvet altında kendi ekseninde dönebilmektedir.



Şekil 3. 15. Manyetik dişli mekanizması ve boyutları

Koulomb yüzey yük yoğunluk yöntemine göre manyetik yüklerin Şekil 3.16.a'da gösterildiği gibi Q, R, S ve T manyetik kutuplar (küçük parçaları) yüzeylerine dağıtıldığı varsayılmıştır. Kutupların yüzeyleri arasındaki manyetik çekim kuvvetinin, kutupların birbirine yaklaşması sonucu ortaya çıktığı düşünülmektedir. Manyetik alan B_1 'in Şekil 3.16.b'de görüldüğü gibi β açısından $\beta + d\beta$ açısına ve manyetik kutup B_2 'nin α açısından $\alpha + d\alpha$ açısına kaymış olduğunu düşünülürse; Q, R, S ve T (Şekil 3. 16) manyetik yüzeyleri manyetik kutup kesiti üzerinde düzenli bir şekilde dağıldığı

varsayılmıştır. Böylece belirli iki manyetik yüzey arasında oluşan manyetik kuvveti bulmak için birleştirildiği düşünülmüştür. Mıknatısın uzunluğu boyunca belirli manyetik yüzeylerin çekim kuvvetlerinin integrali, bileşke manyetik kuvveti verecektir. J kalıcı mıknatısların kutuplaşması olup iç rotor O noktası etrafında saat yönünde 0° 'dan $(\beta + d\beta)^\circ$ 'ye döndüğü zaman Şekil 3.16.a gösterildiği gibi, manyetik çekim kuvvetleri $\vec{F}_{TQ}$ ve $\vec{F}_{RS}$ vektörleri şeklinde sırasıyla T-Q ve R-S manyetik yüzeyleri üzerinde etki eder. Aynı şekilde manyetik itme kuvvetleri $\vec{F}_{QR}$ ve $\vec{F}_{ST}$, vektörleri şeklinde sırasıyla Q-R ve S-T manyetik yüzeylerine etki eder. Şekil 3.16. b'de X-Y düzleminde manyetik kutup yüzeyleri Q ve R arasındaki mesafe vektörünü gösterilmiştir. Manyetik yüzeyler Q ve R arasındaki Manyetik çift kutuplar kuvveti Coulomb yasasına göre denklem (3.51)'deki gibidir.



Şekil 3. 16. Manyetik kuvvet vektörleri

$$\overrightarrow{df_{QR}} = \frac{\mu_0 q_Q q_R}{4\pi R_{QR}^3} \overrightarrow{r_{QR}} \quad (3.51)$$

$\overrightarrow{df_{QR}}$: Manyetik vektörün kuvveti Q ve R yüzeyleri arasında (N)

q_Q : Manyetik Q yüzeyin yükü (Tesla)

q_R : Manyetik R yüzeyin yükü (Tesla)

$\overrightarrow{r_{QR}}$: yarıçap vektörün mesafesi Q ve R yüzeyleri arasında (mm)

R_{QR}^3 : yarıçap vektörün O-Q ve O-R mesafesi ile bağlı, rotorlar dönerken toplam değişimi (mm)

μ_0 : hava faktörü

σ : basınç gerilmesi (N/mm^2)

q_Q ve q_R sırasıyla iç ve dış rotorlardaki Q ve R manyetik yüzeylerinin manyetik yükleridir. $\vec{r}_{QR}$ vektörü Q ve R arasındaki manyetik vektörün kuvveti temsil eder. q_Q ve q_R hesaplamak için denklem (3.52-53)'de gösterildiği gibi mıknatıs parçalar yüzey alanları dS_Q ve dS_R ile σ yüzey basınç yoğunluğu çarpılmasıyla hesaplanabilir.

$$q_Q = \sigma_Q dS_Q \quad (3.52)$$

$$q_R = \sigma_R dS_R \quad (3.53)$$

$$\sigma = p = \frac{F}{S} = \frac{B^2}{2\mu_0} \quad (3.54)$$

$$F_m = p dS = \sigma dS = \frac{B^2 dS}{2\mu_0} \quad (3.55)$$

Ayrıca σ mıknatıs parçası yüzeyine basınç yoğunluğu denklem (3.54)'deki gibi de ifade edilmektedir. (3.55) no'lu denklem $p = \frac{F_m}{S} = \frac{B^2}{2\mu_0} = \sigma = \frac{q_Q}{dS_Q}$ olacak şekilde düzenlenerek yeniden ifade edilebilir. Kalıcı mıknatıs yüzeyi kutup alanları Q ve R, Şekil 3.16.b'de gösterildiği gibi dış ve iç rotor merkezi O ile ilişki $\vec{r}_{OQ}$, $\vec{r}_{OR}$ yarıçap vektörleri ve $d\alpha$, $d\beta$ açıları ile ifade edilir.

$$dS_Q = r_{OQ} d\beta dr_{OQ} \quad (3.56)$$

$$dS_R = r_{OR} d\beta dr_{OR} \quad (3.57)$$

Homojen manyetik malzemeler için mıknatıslanma M, manyetik indüksiyon B ve manyetik alanı H arasında denklem (3.58)'deki gibi matematiksel ilişki vardır.

$$B = \mu_0(H + M) \quad (3.58)$$

$$B_r = \mu_0 M_r \quad (3.59)$$

$$\sigma = \frac{B_r}{\mu_0} \quad (3.60)$$

M: mıknatıslanma (Nm/m^3)

H: manyetik alanı (A/m)

B: manyetik indüksiyon (wb/m)

M_r : dik mıknatıslanma (N/m^2)

Kalıcı mıknatıs kutbunun üniform bir şekilde mıknatıslandığı varsayılırsa $M_r = \sigma$ 'dır. Böylece manyetik yoğunluk σ denklem (3.59) yardımı ile denklem (3.60)'deki gibi ifade edilebilir. Manyetik kutup Q ve R ile rotorun merkezi arasındaki O uzunluk aşağıdaki denklemlerdeki gibidir (Sadiku, 2014).

$$d\vec{F}_{QR} = \frac{B_r^2 r_{OQ} r_{OR} dr_{OQ} dr_{OR} d\alpha d\beta}{4\pi\mu_0 r_{QR}^3} \vec{r}_{QR} \quad (3.61)$$

$$\vec{r}_{OQ} = X_Q \hat{i} + Y_Q \hat{j} = (r_{OQ} \cos\alpha - x) \hat{i} + (r_{OQ} \sin\alpha - y) \hat{j} \quad (3.62)$$

$$\vec{r}_{OR} = X_R \hat{i} + Y_R \hat{j} = (r_{OR} \cos\beta) \hat{i} + (r_{OR} \sin\beta) \hat{j} \quad (3.63)$$

Denklem (3.62) ve denklem (3.63) kullanarak Q ve R'nin uzaklık vektörünü aşağıdaki gibi hesaplayabiliriz.

$$\begin{aligned} \vec{r}_{QR} &= \vec{r}_{OQ} - \vec{r}_{OR} = (X_Q - X_R) \hat{i} + (Y_Q - Y_R) \hat{j} \\ \vec{r}_{QR} &= (r_{OQ} \cos\alpha - x - r_{OR} \cos\beta) \hat{i} + (r_{OQ} \sin\alpha - y - r_{OR} \sin\beta) \hat{j} \end{aligned} \quad (3.64)$$

Denklemler (3.64) kullanılarak, manyetik yüzeyler Q ve R arasındaki çekim/itme kuvvet denklem (3.65) gösterildiği gibi hesaplanabilir.

$$d\vec{F}_{QR} = \frac{B_r^2 r_{OQ} r_{OR}}{4\pi\mu_0 (R_{QR})^3} [(r_{OQ} \cos\alpha - x - r_{OR} \cos\beta) \hat{i} + (r_{OQ} \sin\alpha - y - r_{OR} \sin\beta) \hat{j}] dr_{OQ} dr_{OR} d\alpha d\beta \quad (3.65)$$

Burada $R_{QR} = \sqrt{(r_{OQ} \cos\alpha - x - r_{OR} \cos\beta)^2 + (r_{OQ} \sin\alpha - y - r_{OR} \sin\beta)^2}$ şeklindedir.

Toplam manyetik çekim kuvveti, denklem (3.65) ile iki kutup arasındaki kutuplaşma sonucunda elde edilebilir. Böylece, manyetik dişli mekanizmasında manyetik kutupların çekiminden kaynaklanan toplam manyetik kuvvet Denklem (3.66)'daki gibi mekanizmada bulunan manyetik kutup çifti sayıları ile çarpılmasıyla hesaplanabilmektedir.

$$\vec{F}_{QR} = \frac{B_r^2}{4\pi\mu_0} \int_{R_{OQ}=R_1}^{R_2} \int_{R_{OR}=R_3}^{R_4} \int_{\alpha=0}^{2\pi} \int_{\beta=0}^{2\pi} f(r_{OQ}, r_{OR} \alpha \beta) dr_{OQ} dr_{OR} d\alpha d\beta \quad (3.66)$$

Burada $f(r_{OQ}, r_{OR} \alpha \beta) = \frac{r_{OQ} r_{OR}}{(R_{QR})^3} [(r_{OQ} \cos\alpha - x - r_{OR} \cos\beta) \hat{i} + (r_{OQ} \sin\alpha - y - r_{OR} \sin\beta) \hat{j}]$ şeklindedir. Denklem (3.66) çözümü, $\hat{i}$ ve $\hat{j}$ 'nin birim vektörler olmak üzere denklem (3.67)'ye indirgenebilir.

$$\vec{F}_{QR} = F_{QRx} \hat{i} + F_{QRy} \hat{j} \quad (3.67)$$

4. MANYETİK VOLANLI REDÜKTÖRÜN TASARIMI VE PERFORMANS ANALİZİ

Bu bölümde manyetik volanlı redüktörün imalatı ve montaj süreçleri ardından performans analizi için kullanılan yöntemleri verilmiştir. Üçüncü bölümü kısım 4'te bahsedildiği gibi, üretilen manyetik volanlı redüktörün iki ana bileşeni vardır. Bu bileşenler birinci kademede planet dişli çarkı mekanizması ve ikinci kademede manyetik dişli çark mekanizmasıdır. Redüktörün giriş miline bağlı olan planet dişli mekanizmasının rijid bir şekilde montajlanmıştır. Ayrıca redüktörün çıkış miline ise manyetik dişli mekanizması ile birlikte bağlı olarak montaj edilmiştir. Ardından manyetik volanlı redüktör sisteminin performans parametreleri ve deneysel test koşulları incelenmiştir.

4.1. Manyetik Volanlı Redüktör Tasarım ve İmalatı

Manyetik volanlı redüktör sisteminin imalat süreçleri aşama aşama gerçekleştirilmiştir. Bu süreç maddeleri halinde aşağıda özetlenmiştir ve ardından ayrıntılı bir şekilde anlatılmıştır.

- İlk aşamada redüktörün gövdesi tasarlanıp imal edilmiştir.
- İkinci aşamada redüktörün yatakları ve milleri montajlanmıştır.
- Üçüncü aşamada redüktörün dişli çark mekanizmaları hazırlanmıştır.
- Dördüncü aşamada manyetik volanlı redüktör sisteminin kurulmuştur.

4.1.1. Mekanik planet dişli mekanizması tasarımı

Bu bölümde, tahrik motorun özelliklerine göre planet dişli mekanizması elemanlarının tasarımı yapılmıştır. Tahrik motorun çıkış milinin redüktörün giriş miline bağlıdır. Aynı zamanda planet dişli mekanizmasının ortasındaki mevcut olan güneş dişlisine rijit bir şekilde redüktörün giriş miline bağlanmıştır. Tasarlanan sisteminde üç planet dişlileri güneş dişlisi etrafında dağıtılmış olup birbirine güç aktarımı sağlamak için temas halinde olmak gerekmektedir. Ayrıca planet dişliler ile halka dişlisi birbirine temas halinde montaj edilmiştir. Halka dişlisinin ise arka tarafından sağlam bir şekilde bağlanan alüminyum volanı manyetik kuvveti, gücü ve energisi redüktörün çıkış miline aktırması sağlamaktadır. Manyetik volanın tasarımına göre redüktörün çıkış miline temassız bir şekilde güç iletmek için kalıcı mıknatıs kutupları kullanarak

gerçeklenmiştir. Manyetik volanlı redüktörün birinci kademesindeki mevcut olan planet dişli mekanizmasının tasarım aşamasında seçilen hız oranını $G_r = 4:1$ ile gerçekleştirilmiştir. Güneş dişlisinin 4 devir / dakika döndüğünde halka dişlisinin tasarım koşullara göre sadece bir dönüş yapılır.

Çizelge 4. 1. Tasarlanan planet dişli mekanizmasının parametreleri

	Güneş dişli	Planet dişli	Halka dişli
Miktar	1	3	1
Modül m (mm)	2	2	2
Kavrama açısı (derece)	20	20	20
Diş sayısı Z	14	20	55
Eleman hızı (dv/d)	3000	-2063	-750
Bölüm dairesi çapı D_p (mm)	28	40	110
Diş Temel dairesi çapı D_b (mm)	26.3	37.6	103.4
Diş üstü dairesi çapı D_{add} (mm)	32	44	105
Diş dibi dairesi çapı D_{ded} (mm)	23	35	114
Diş kalınlığı (mm)	20	20	20
Malzeme	Çelik	Çelik	Çelik

4.1.1.1. Düz dişli için hesaplanan mukavemetleri

Düz dişli tasarım hesaplaması için denklem (3.1-45) dikkate alınarak gerçekleştirilmiştir. Ayrıca, hesaplanan güç, hız, kuvvet ve gerilme değerleri Çizelge 4.2 ve Çizelge 4.3'te gösterilmiştir.

Çizelge 4. 2. Hesaplamaların özeti

m (mm)	P (kW)	V (m/s)	W_t (N)	W_r (N)	W_n (N)
2	0.2	4.4	45.4	16.5	48.4

Çizelge 4. 3. Diş dayanımı analizinin özet

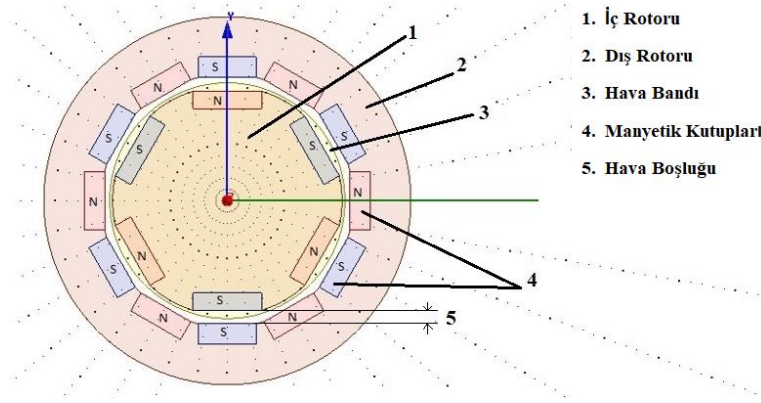
Güneş dişli dişinin eğilme gerilmesi σ_{bs} (MPa)	Planet dişli dişinin eğilme gerilmesi σ_{bP} (MPa)	Halka dişli dişinin eğilme gerilmesi σ_{bR} (MPa)	Dinamik temas gerilmesi σ_H (kPa)	Yüzey yorulma gerilmesi σ_{sf} (MPa)	Müsaade edilen yüzey yorulma gerilmesi σ_{sf} (MPa)
3.355	2.894	2.370	116	86.25	103.5

Üçüncü bölümünde planet dişli mekanizması tasarımı gerçekleştirmek için planet dişli sisteminin tasarım planı, tasarım yöntemleri ve mukavemet hesapları için gerekli tüm denklemleri detaylı bir anlatılmıştır. Çizelge 4.1'de gösterilen tasarım parametreleri, Çizelge 4.2'de gösterilen dişli bölüm dairesinin adım çizgisi hızını ve dişli dişlerine etki eden kuvvetleri hesaplamak için kullanılmıştır. Planet dişli mekanizması için hesaplanan dişlileri gerilme dayanımları Çizelge 4.3'de gösterilmiştir.

4.1.2. Manyetik dişli sisteminin tasarımı

Manyetik dişliler, mekanik torku yüksek verimle aktarır ve yüksek tork yoğunluğunu gerçekleştirebilir. Böylece; manyetik dişlileri eşdeğer mekanik dişlilerden daha az karmaşık bir yapıda olduğu kabul edilebilir. Esnek yapısından dolayı günümüzde endüstriyel uygulamalar için ilgi çekici bir teknoloji olarak kabul edilebilir. Daha önce bahsedilen çalışmalarda, eşmerkezli manyetik dişli kullanmanın avantajlarını açıklanmıştır. Eşmerkezli manyetik dişli türleri, diğer manyetik dişli türlerine kıyasla, yüksek tork iletme kabiliyetine sahiptir (Xiu vd, 2016; Dragan vd, 2019). Manyetik dişli çarkı mekanizmasının ana bileşenleri iç ve dış rotorları, manyetik kutupları ve hava boşluğundan oluşmakta olup Şekil 4.1'de ayrıntılı olarak gösterilmektedir. Manyetik dişli çarkları aracılığıyla iletilmesi gereken manyetik enerji; hava boşluğunda mevcut olan kutup çiftleri arasındaki dar alanda depolanmaktadır (Zhu ve Wu, 2015). Bir manyetik dişli rotorlardan diğerine aktarılan manyetik kuvveti ve torkları miktarının hava boşluğunun uzunluğa bağlı olarak değişmektedir. Manyetik kuvvetleri ve torkları hava boşluğu arttıkça orantılı olarak azalmaktadır. Manyetik dişli çarklarında bulunan manyetik kutup sayısı; iletilen manyetik torkları ve manyetik kuvvetleri büyüklüğü ile pozitif olarak orantılıdır. Manyetik kutup çiftleri, manyetik dişlisinin dış rotorun iç yüzeyine ve iç rotorun dış yüzeyine eşit bir şekilde

yerleştirilmiştir. Dış rotorun planet dişli mekanizması yardımıyla döndüğünde, hava boşluğunda depolanan manyetik enerjisi ile üretilen bağlantı kuvvetleri, manyetik dişlisinin iç rotoru aynı yönde dönme hareketi aktırılmaktadır (Ridha, 2016).



Şekil 4. 1. Eşmerkezli manyetik dişli çark mekanizması

Herhangi bir manyetik dişli çarkı mekanizmasında, kutup çiftlerin sayısı manyetik dişli sisteminin anahtar görevi yapmaktadır. Böylece; tasarım aşamasında, kalıcı mıknatıs kutupları sayısının ve uygun kalıcı mıknatıs hacminin seçilmesi önemlidir. Ayrıca, rotorların boyutunun seçilmesi, yerel pazarda mevcut olandan alınır ve optimum bir manyetik alanı koruyabilen bir tasarım yapılması gereklidir. Planet dişli taşıyıcısının sabit olduğu göz önüne alındığında, Şekil 4.1'de gösterilen örnek manyetik dişli mekanizması, Ansys Maxwell ile 2D modeli oluşturulmuştur. İç rotordaki (tahrik edilen) manyetik kutup sayısı ve dış rotordaki (tahrik eden) manyetik kutup sayısı, hız oranı katsayısı kullanılarak hesaplanmıştır.

Manyetik dişlinin hız oranı G_r denklem (4.1) ile hesaplanmaktadır. Böylece, sisteme katkı sağlayan hız iletim oranı ve manyetik dişli performansı, manyetik kutup sayısından önemli ölçüde etkilenir. Manyetik kuvveti kayıplarını azaltmak için, denklem (4.1)'e göre uygun sayıda manyetik kutup sayısı içermesi tavsiye edilmektedir.

$$G_r = \frac{\omega_L}{\omega_h} = -\frac{p_h}{p_L} \quad (4.1)$$

İç ve dış rotorların kalıcı mıknatıs kutup çiftlerinin sayısı p_h, p_L ve bunların açısal hızları ω_h, ω_L arasındaki ilişki aşağıdaki denklemler ile belirlenir (Jorgensen, 2010).

$$\omega_h p_h = -\omega_L p_L \quad (4.2)$$

$$P_{out} = \omega_{out} \times T_{out} \quad (4.3)$$

$$P_{in} = \omega_{in} \times T_{in} \quad (4.4)$$

$$\eta = \frac{P_{out}}{P_{in}} \times 100\% \quad (4.5)$$

P_{out} : Çıkış milinin gücü (Watt)

P_{in} : Giriş milinin gücü (Watt)

T_{out} : Çıkış milinin torku (Nm)

T_{in} : Giriş milinin torku (Nm)

ω_{out} : Çıkış milinin açısal devri (dev/dk)

ω_{in} : Giriş milinin açısal devri (dev/dk)

η : Sistem verimliliği (%)

Volanın iç yüzeyine sağlam bir şekilde monte edilen kalıcı mıknatıs kutupları, manyetik dişli çarkının dış rotoru (tahrik eden) olarak kabul edilmektedir. Dış rotordan iç rotora aktarılan hız oranı, $G_r = 1:2$ olarak seçilmiştir. Böylece; dış rotor 1 devir döndüğünde, iç rotor aynı yönde 2 devir dönmektedir. İç ve dış rotordaki manyetik kutup sayıları sırasıyla $p_h = 3$ ve $p_L = 7$ hesaplanmıştır. Manyetik dişlinin hız oranı denklem (4.1) ile hesaplanmaktadır. Denklem (4.1) kullanılarak, eşmerkezli manyetik dişli çarkı mekanizması için hesaplanan tasarım parametreleri Çizelge 4.4’de gösterilmektedir.

Çizelge 4. 4. Manyetik dişli çarkının hesaplanan parametreleri

	Kutup sayısı	Dönme hızı (dev/d)	Torque (N.m)
Dış rotor	7	750	2.496
İç rotor	3	1500	1.019

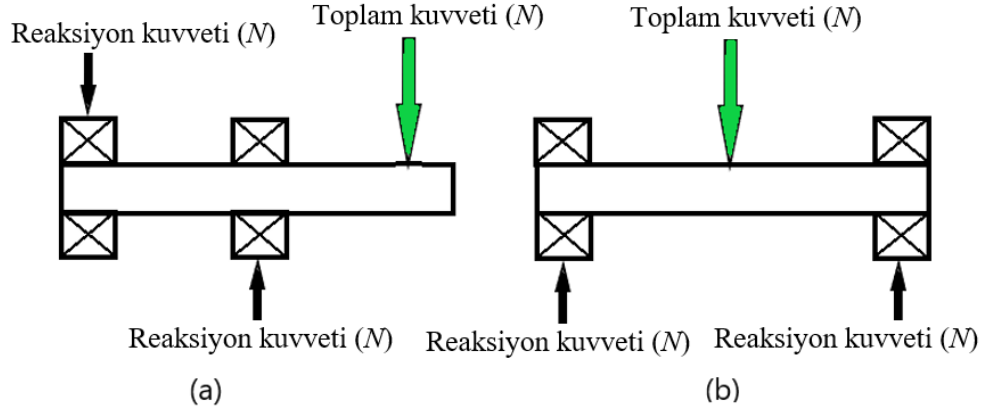
4.1.3. Manyetik volanlı redüktör imalatı

Makine gövdesi imalatında çoğunlukla dökme demir kullanılmasına rağmen manyetik volanlı redüktör sisteminin gövdesi imalatı için çelik malzemesi seçilmiştir. Çünkü

elik malzemsinin dökme demire göre daha yüksek mukavemete sahipken ve daha kötü titreşim sönümleme kabiliyetine sahiptir. Ayrıca elik daha ekonomik bir malzemedir (Budynas, 2008). Üretilen manyetik volanlı redüktör hafif olduğundan dolayı yüksek titreşim oluşturması beklenmemektedir. Bu yüzden elik gövde seçimini uygun düşünülmüştür. Yüksek kalitede gövde tasarımı yapılırken seçilen malzemenin izin verilen maksimum gerilme değeri, gövdenin çalışırken maruz kaldığı gerilme değerlerinden büyük olması lazımdır. Gövde imalatı için kaynak ile birleştirme uygun görülmüştür. Gövdenin imalatında yeterli dayanım sağlayacak şekilde kaynak işlemi yapılmıştır (Chiles vd, 2002).

4.1.3.1. Redüktör yatakları ile millerinin imalatı ve montajlanması

Manyetik volanlı redüktör sisteminde gövde parçaları birebirlerine cıvatalar kullanılarak montajlanmıştır. Redüktör tasarımının yataklama konumları birbirlerine mümkün olduğunca yakın seçilmiştir. Böylece montajlanacak millerin çalışma sırasında maruz kaldıkları yüklemelerde sehim yapması önlenmek istenmiştir. Manyetik volanlı redüktör sistemindeki millerin boyları uzun olması gerekirse eğilmeyi engellemek için ilave yataklama eklenmelidir. Redktrdeki milleri eğilmeye zorlayan kuvvet millerin kendi ağırlıkları ve dişli çarkların ağırlıklarından kaynaklanmaktadır (Chiles vd, 2002). Redüktörün tüm bileşenleri miller ve dişli çarklar gibi eş merkezli bir şekilde montaj edilmiştir. Böylece eksen kaıklıklarından kaynaklı çalışma sırasında oluşabilecek olumsuzluklar en aza indirgenmiştir. Mil yataklamasında sehim azaltmak, sürtünmesiz dönme sağlamak, sistemin güvenirliğini artırmak, kolay bakım onarım yapabilmek ve maliyeti düşük tutmak için rulmanlar tercih edilmiştir. Rulmanlı yataklama için uygun rulmanı seçmek, yatağa etki edecek yüklerin yönüne, büyüklüğüne, milin sertliğine ve dönme hızına dikkat ederek mümkündür (Budynas, 2008). Rulman seçiminde en önemli parametre maruz kalacağı yüklerin hesaplanması ve bu yüklere dayanacak rulmanın belirlenmesidir. Maruz kalacağı yükleri taşıyabilen rulmanlar düzgün çalışabilmektedir. Dişli çiftlerinin tiplerinin çalışma koşullarına ve yatakların üzerlerine etkiyen reaksiyon kuvvetlerine göre yataklama tipi ve montaj tarzı uygun seçilmelidir. Yatakların konumu millerini üzerindeki kuvvetlere bağlı olarak tasarım aşamasında belirlenmelidir. Tasarımda kullanılan millerin maruz kaldığı toplam kuvvetler ve yataklardaki reaksiyon kuvvetlerinin konumları şekil 4.2 a-b’de kuvvet denge diyagramlarında gösterilmiştir.



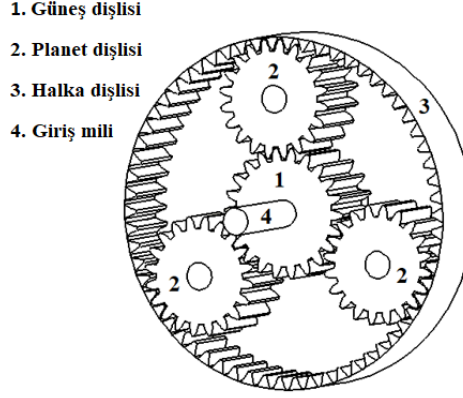
Şekil 4. 2. Miller için kuvvet denge diyagramı

4.1.3.2. Mekanik ve manyetik dişli mekanizmalarının imalatı

Önceki bölümlerde bahsedildiği gibi, manyetik volanlı redüktör iki kademeli dişli mekanizmasının montajı şeklinde üretilmiştir. Bu dişli grupları planet dişli mekanizması ve eş merkezli manyetik dişli mekanizmasıdır. Dişli gruplarının imalatı ve montajı detaylı olarak aşağıda anlatılmıştır.

a) Planet dişli mekanizması imalatı

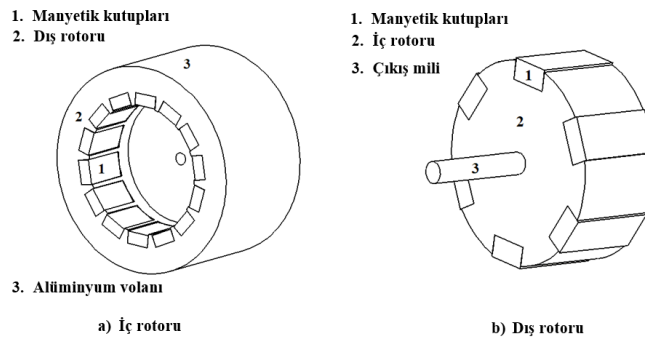
Frezeleme, zımbalama, dövme, döküm, ekstrüzyon ve toz metalürjisi gibi imalat yöntemleri dişli çark üretiminde yaygın olarak kullanılmaktadır (Jorgensen, 2010). İmalat yönteminin seçimi ürün tasarım şartlarına, malzemelere ve çalışma şartlarına bağlıdır. Çalışmada, planet dişli mekanizmasındaki güneş ve halka dişli çarkları CNC freze tezgâhı kullanılarak yüksek kalitede hassas bir şekilde üretilmişlerdir. Güneş ve halka dişlileri özel tasarım olup piyasadaki standart boyutlardan farklılardır. Bu sebeple Çizelge 4.1'de belirtilen malzeme seçilerek SolidWorks CAD/CAM paket programı ile modellenmiş ve CNC tezgahında işlenebilmesi için G kodları oluşturulmuştur. Bu iki dişli CNC'de üretildikten sonra piyasadaki bulunan standart planet dişlilerden uygun seçim yapılmıştır. Böylelikle planet dişlinin standart seçilmesi olması maliyeti düşürmüştür. Üretilen planet dişli mekanizması Şekil 4.3'de gösterilmiştir.



Şekil 4. 3. Planet dişli mekanizması

b) Manyetik dişli mekanizması imalatı

Üretilen redüktörde Manyetik dişli mekanizması eş merkezli çalışan iç ve dış rotordan oluşmaktadır. İç rotorun dış yüzeyinde ve dış rotorun iç yüzeyinde Neodymium Kalıcı mıknatısları montajlanmıştır. Dış rotorundaki halka dişlisi ile eş merkezli alüminyum volanın vasıtasıyla sabitlenmiştir. Dış rotorun ise alüminyum volanın içerisinde imal edilmiştir. Manyetik dişli mekanizmasında volanı, atalet momenti sayesinde dönme hızındaki düzensizliği önlemekte, kalıcı mıknatısları tutmakta ve planet dişli mekanizmasından manyetik dişli mekanizmasına güç iletme imkanı sunmaktadır. Volanın malzemesi ise C95400 Alüminyum-Bronz alaşımı seçilmiştir. Çünkü bu alaşım manyetik alandan etkilenme kabiliyeti azdır. Ayrıca bu alaşım ağır yük altında kullanıma uygun özelliklere sahiptir. İç rotorun ve dış rotorun üretiminde CNC Freze ve torna tezgâhları kullanılmıştır. Rotorlar yüzeylerinin üzere açılan kanallarda kalıcı mıknatıs kutupları yapıştırılarak manyetik dişli mekanizmasını oluşturulmuştur. Üretilen dış ve iç rotorları CAD tasarımı Şekil 4.4 a-b’de gösterilmiştir. Şekil 4.5’da ise dış rotorun işleme süreci gösterilmektedir.



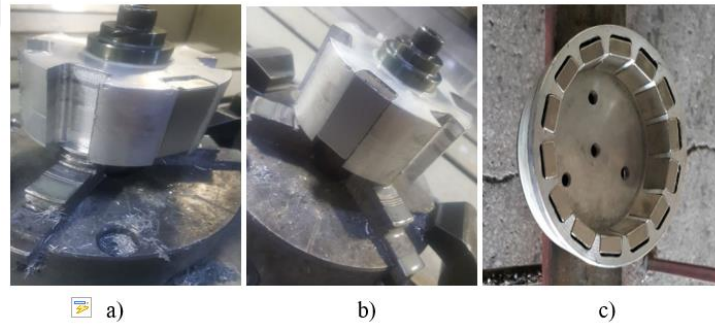
Şekil 4. 4. Üretilen dış ve iç rotor



Şekil 4. 5. Dış rotorun işlenmesi

- a) Frezede volanın iç yüzeyinin işlenmesi
- b) Kalıcı mıknatısları yerleştirmek için kanal açma işlemi.

Şekil 4.6.a'da kalıcı mıknatısları iç rotorun dış yüzeyinin etrafına yerleştirmek için açılan kanalları görülmektedir. Şekil 4.6.b'de kalıcı mıknatısların iç rotorun dış yüzeyinin etrafına yerleştirilmiş hali görülmektedir. Şekil 4.6.c'de ise kalıcı mıknatısları dış rotorun iç yüzeyinin etrafına yerleştirmiş hali görülmektedir. Kalıcı mıknatısları yerlerine sabitlemek için epoksi bazlı yapıştırıcı kullanılmıştır.

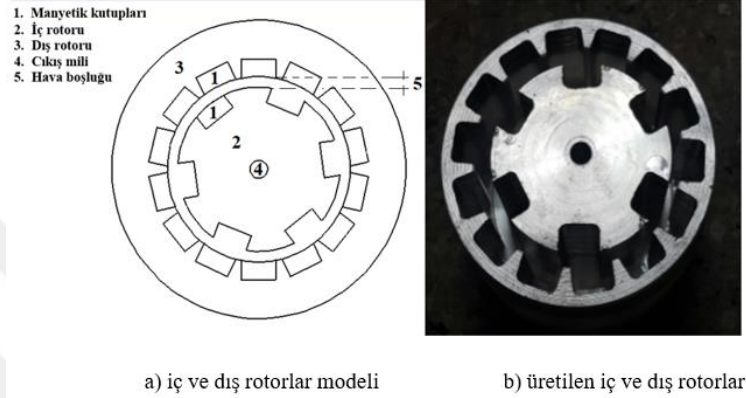


Şekil 4. 6. Rotorların üretim işlemleri

4.1.4. Manyetik volanlı redüktör sisteminin montaj işlemleri

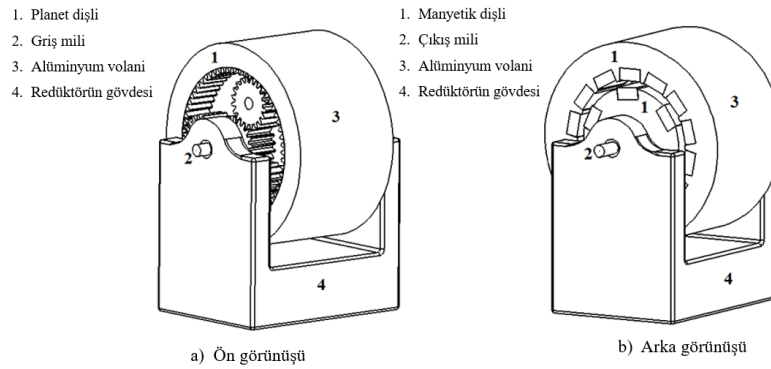
Gerekli tasarım kriterlerine göre sistemdeki elamanları ve mekanizmaların üretilmesi ardından da montajlanarak manyetik volanlı redüktör sistemin kurulması sağlanmıştır. Planet dişli mekanizmasının ve manyetik dişli mekanizması kendi içinde montajlandıktan sonra volan vasıtasıyla birleştirilerek manyetik volanlı redüktör sistemi kurulmuştur. Şekil 4.7'de manyetik dişli mekanizmasının montaj hali gösterilmiştir. Şekil 4.7.a-b'de kalıcı mıknatısların iç ve dış rotorda yerleştirileceği

kanallar görülmektedir. Volanın dış rotoru ve iç rotoru eş merkezli montajlanabilmesi için bir tutucuya Şekil 4.8, (4) rulmanlı yataklanmıştır. İç rotoru ve volanı eş merkezli yataklanması gerek aynı zamanda redüktörün giriş ve çıkış milleri de eş merkezli olmasını sağlanmaktadır. Böylece manyetik kuvveti ve yerçekimi kuvveti Şekil 4.8'te görüldüğü yönlendirilmiştir. İç rotorun ise dış rotorun içinde çalışma sırasında titredebilmektedir. Bu sebeple tutucu üzerinde rulmanlı yatağa ve buna ek olarak iç rotor volanın içerisine de rulmanla yataklanmıştır.



Şekil 4. 7. Manyetik dişli Mekanizması montaj hali

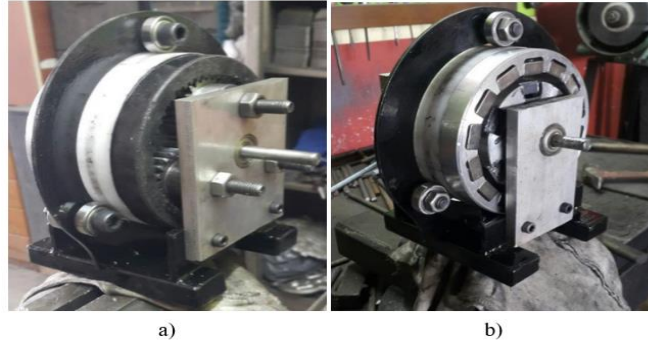
Şekil 4.8.a'da manyetik volanlı redüktörün ön görünüşü verilmiş olup planet dişli mekanizması ve giriş mili gösterilmiştir. Şekil 4.8.b'de manyetik volanlı redüktörün arka görünüşü verilmiş olup manyetik dişli mekanizması ve çıkış mili gösterilmiştir.



Şekil 4. 8. Manyetik volanlı redüktörün montajı

Şekil 4.9'de manyetik volanlı redüktör sisteminin üretilmiş halinin ön ve arka görünüşleri verilmiştir. Şekil 4.9.a'da planet dişli mekanizması ve giriş mili görülürken Şekil 4.9.b'de manyetik dişli mekanizması ve çıkış mili görülmektedir. Üretilen bu manyetik volanlı redüktör temassız bir şekilde güç iletmektedir. Torkların

redüktörün giriş milinden çıkış miline iletimi, hava boşluğunda depolanan manyetik enerjisi ile gerçekleştirilir.



Şekil 4. 9. Manyetik volanlı Redüktörün ön ve arka görünüşü

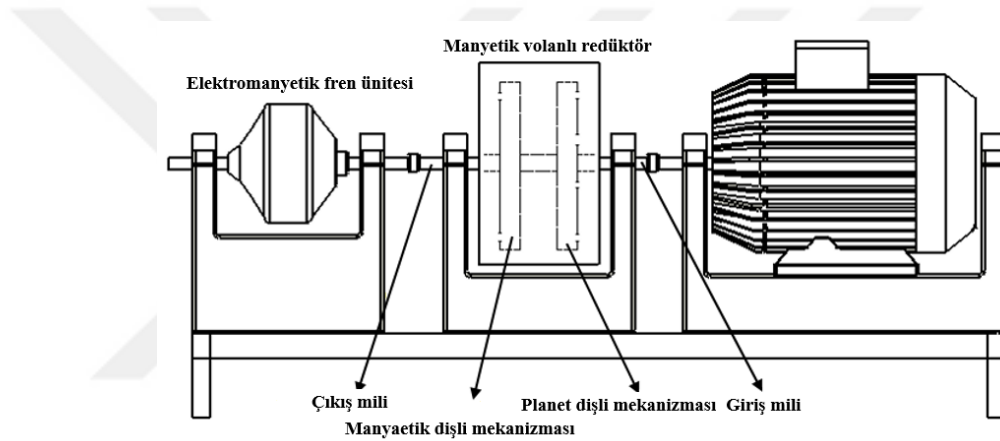
4.2. Manyetik Volanlı Redüktörün Performans Analizi

Bir dişli iletim sisteminin performansı ve teknik özellikleri müşteriler ve üreticiler için en önemli husustur. Dişli iletim sistemlerinin performans ve teknik özellikleri müşterilerin ihtiyaçları doğrultusunda iyileştirilmelidir. Bu sebeple üreticiler performans ve teknik özellikler tespit etmekte, ürünlerini müşterilerin ihtiyaçlarına uygun şekilde pazara sunmak ve pazar rekabetini karşılamak için standart ürünler sunmaktadırlar. Üretilen manyetik volanlı redüktör için test sırasında, sistemin performans parametrelerini (çıkış mili için hızı, kuvveti, torku, gücü ve verimi) tespit etmek gerekmektedir: Bu yüzden Şekil 4.10'de manyetik volanlı iki kademeli redüktörün şematik gösterimi sunulmuştur. Kurulan sistem aşağıdaki temel bileşenlerden oluşmaktadır.

- Redüktörün giriş milini döndürmek için tahrik motoru (200W, 3000 dev/dk)
- İki kademeli manyetik volanlı redüktör
- Elektromanyetik fren sistemi

Elektrik motoru, manyetik volanlı redüktörün giriş miline güç aktarımını sağlıklı yapabilmesi için sağlam bir şekilde bağlanmıştır. Redüktörün giriş milinin planet dişli mekanizmasına bağlıdır. Planet dişli çarkına iletilen güç halka dişlisine aktarılır. Halka dişli ise rijit bir şekilde manyetik volana montajlanmıştır. Manyetik dişli mekanizmasının dış rotoru manyetik volanın içerisinde üretilmiştir. Manyetik volandan güç aktarmak için manyetik dişli mekanizmasının iç rotoru çıkış miline montajlanmıştır. Manyetik kuvveti ile temas etmeden dış rotordan iç rotora tork

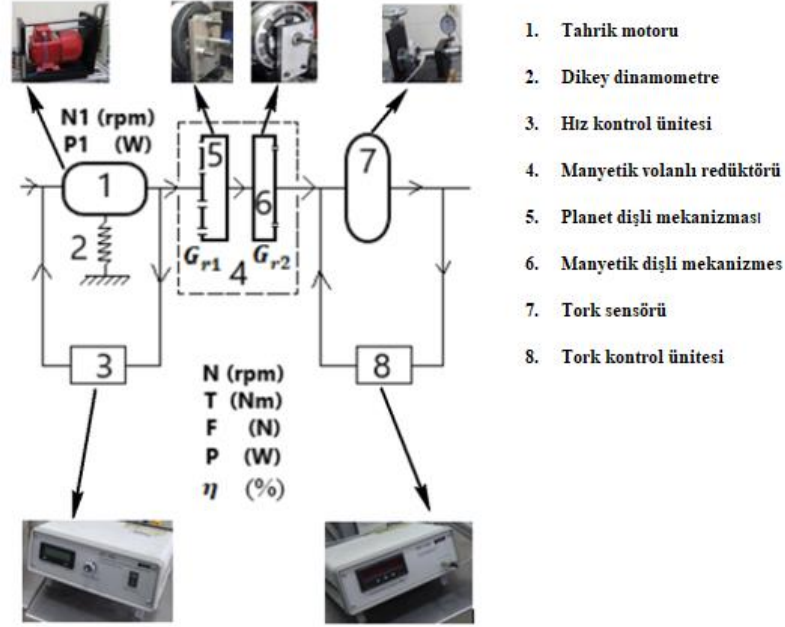
iletilmektedir. Kısaca tahrik motorundan gelen tork önce planet dişli mekanizmasına ardından manyetik volanı vasıtasıyla manyetik dişli mekanizmasına aktarılmaktadır. Elektromanyetik fren ünitesi redüktörün çıkış miline bağlanıp, çıkış milini durmaya zorlayarak çıkış milinin performans parametreleri ölçmektedir. Elektrik motorunun çıkış milini redüktörün giriş miline doğrudan bağlıdır. Ayrıca tahrik motorunun çıkış milinin hızı ise elektrik motorunun kontrol eden hız ünitesinden doğrudan ölçülebilmektedir. Ayrıca, elektromanyetik fren ünitesi, akım kontrol ünitesi sayesinde üzerine etki eden akım değiştirilerek çıkış miline uyguladığı zorlama kuvveti miktarı ayarlanabilmektedir. Bu redüktörün birinci kademesindeki planet dişli çarkının teknik özellikleri Çizelge 4.1'de, ikinci kademesindeki manyetik dişli mekanizmasının teknik özellikleri Çizelge 4.5'de verilmiştir.



Şekil 4. 10. Manyetik volanlı redüktör şematik gösterimi

Çizelge 4. 5. Manyetik dişli mekanizması özellikleri

Tasarım parametreleri	Değerler
Dış rotorun kutup çifti sayısı (<i>kutup</i>)	7
İç rotorun kutup çifti sayısı (<i>kutup</i>)	3
Dış rotorun yarıçapı (<i>mm</i>)	85
İç rotorun yarıçapı (<i>mm</i>)	40.5
Dış rotorun genişliği (<i>mm</i>)	100
İç rotorun genişliği (<i>mm</i>)	40
Kalıcı mıknatıslar boyutları (<i>mm</i>)	40×20×10
Hava boşluğu (<i>mm</i>)	2



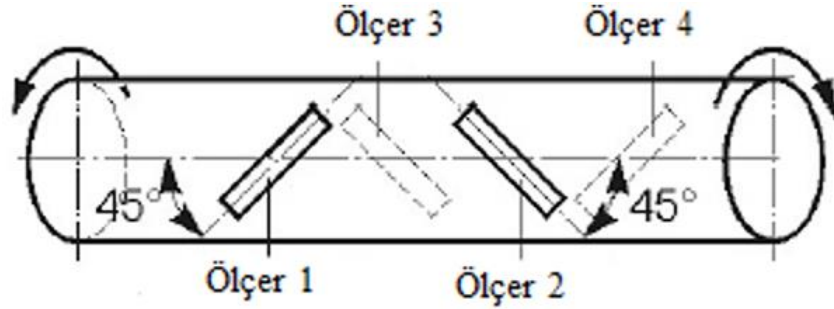
Şekil 4. 11. Deneysel kurulum testinin blok şeması

Şekil 4.11 blok şemasında görüldüğü gibi, tahrik motorunun hızı (1), hız kontrol ünitesi (3) tarafından kontrol edilir. Ardından tahrik motorundan alınan tork redüktörün giriş mili vasıtasıyla planet dişli sistemine (5) iletilir. Planet dişli mekanizmasının çıkış hızı, manyetik dişli mekanizmasının (6) dış rotoruna volan üzerinden iletilir. Manyetik dişli sisteminin çıkış hızı, redüktörün çıkış miline iletilir. Redüktörün çıkış mili dönme hızı, kuvvetleri ve torku ölçüm cihazları (dinamometreler, tork sensörü ve takometre) kullanılarak ölçülür.

4.3. Tork Ölçümü Cihazlar

Redüktörün çıkış miline bağlı gerinim ölçer temelli tork sensörü tarafından tork tespit edilir. Tork sensörünün çalışma prensibi gerinim ölçer teknolojisidir (Measurements, 2019). Gerinim ölçerler Şekil 4.12'te gösterildiği gibi test edilen milin eksenine göre 45 derecede yapıştırılırlar. Milin burulmaya zorlanması durumunda burulma nedeniyle mil bükülür ve yüzeyüne yapışmış gerinim ölçerler üzerinde şekil değişikliğine (uzama/kısalma) sebep olurlar. Bu şekil değişikliği sonucunda gerinim ölçerlerde voltaj (mV) farkı meydana gelir. Tork sensörlerinde bu voltaj farkı kullanılarak tork eksenindeki sapma açısını ölçer. Gerinim ölçerler burulmadan kaynaklı mil yüzeyinde oluşan kayma gerilmeleri ölçmektedirler. Bu burulma mil uzunluğu boyunca uniform olduğu kabul edilir. Bu yüzden mil yüzeyinde herhangi bir yere 45° açıyla

yapıştırılırlar. Kesme düzlemine ± 450 (Çubuğun eksenine ± 450) doğrultularında maksimum gerilmenin söz konusu olduğu açıdır.



Şekil 4. 12. Burulmaya maruz kalan dairesel çubuk (Yıldızlı ve Öztürk, 2015).

Silindirik bir çubuk saat yönünde burulmaya maruz kaldığı düşünülürse burulmayı ölçecek olan gerinim ölçerler 1 ve 3 numaralılar pozitif gerinim değerleri verirlerken 2 ve 4 numaralı gerinim ölçerler negatif gerinim değerleri verecektir. Bütün gerinim ölçerleri değerleri ise mutlak olarak eşit büyüklüktedir. Bu yüzden denklem (4.6)'den çıkış voltajı sadece eğilmeye maruz kalan çubuktaki gibi hesaplanabilmektedir.

$$V_0 = \frac{1}{4} G (2|\varepsilon|) V_s \quad (4.6)$$

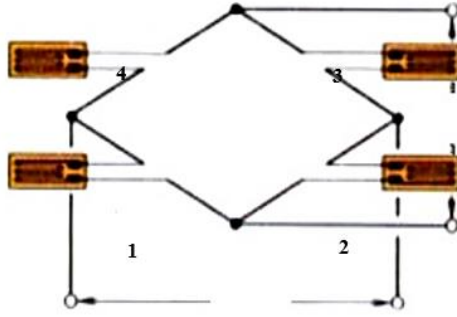
V_0 : çıkış voltajı (mV)

V_s : Besleme voltajı (mV)

ε : gerinim

G: gösterge faktörü

Eğer dairesel kesitli bir çubuk dönüyorsa tam köprü tavsiye edilmektedir. Çünkü tam köprü devresinde iletim yolu (transmission path) hataları yarım veya çeyrek köprüye göre daha az gözlenmektedir. Tam köprüde dört adet gerinim ölçer bulunmaktadır. Bu köprü devresi genellikle gerinim ölçer tabanlı transdüserlerde Şekil 4.13 gösterildiği gibi kullanılmaktadır.



Şekil 4. 13. Tam köprü (Yıldızlı ve Öztürk, 2015).

Tam köprüde yükleme durumunda her bir gerinim ölçerin direncinde değişme $(R_1 + \Delta R_1 + R_2 + \Delta R_2 + R_3 + \Delta R_3 + R_4 + \Delta R_4)$ olacaktır. Bu durumda köprünün çıkış voltajı aşağıdaki gibi elde edilir.

$$V_0 = \frac{1}{4} \left(\frac{\Delta R_1}{R_1} - \frac{\Delta R_2}{R_2} + \frac{\Delta R_3}{R_3} - \frac{\Delta R_4}{R_4} \right) V_S \quad (4.7)$$

Dört gerinim ölçer için gösterge faktörleri (G) eşit olduğu düşünülürse denklem (4.6) aşağıdaki gibi olacaktır.

$$V_0 = \frac{1}{4} (\varepsilon_1 - \varepsilon_2 + \varepsilon_3 - \varepsilon_4) V_S \quad (4.8)$$

V_0 : çıkış voltajı (mV)

V_s : Besleme voltajı (mV)

ε : gerinim

R: direnç (ohm)

5. PERFORMANS ANALİZ TESTİ

Bu bölümde, manyetik volanlı redüktörün performans parametrelerinin tespiti ve performans parametreleri analizinin değerlendirilmesi sunulmuştur. Herhangi iki kademeli düz dişli çark sistemi veya sonsuz vida mekanizması verim analizi için kullanılabilen dişli verimliliği test düzeneği Şekil 5.1’de görülmektedir. Bu düzenek kullanılarak üretilen iki kademeli manyetik volanlı redüktörün performans parametreleri belirlenmiştir. Şekil 5.1’de gösterilen tahrik motoru (1), redüktörün birinci kademesi (2), redüktörün ikinci kademesi (3), elektromanyetik fren ünitesi (4) ve hız kontrol ünitesi (5) redüktörün performans analizini belirlemekte kullanılmaktadır. Şekil 5.2’de görüldüğü gibi dişli verimliliği test düzeneğine manyetik volanlı redüktörü, dişli kutusu yerine montajlanarak adapte edilmiştir. Bu test düzeneği elektrik motor tahrik ünitesi, manyetik volanlı redüktörü ve elektromanyetik fren ünitesinden oluşmaktadır. Ayrıca, dişli verimliliği test düzeneğinin bileşenleri eş merkezli konumlandırılmıştır. Manyetik volanlı redüktörün verimini belirleyebilmek için tahrik motorundan gelen gücü ve fren sistemindeki direnç gücünü deneysel olarak ölçülen hız ve kuvvet verileri kullanılarak hesaplamak gerekmektedir. Deney düzeneğinin motor tahrik ünitesi AC elektrik motorundan oluşmaktadır. Bu motor maksimum 3000 dev/dk devrinde dönebilmekte ve maksimum gücü 200 W’tır. Elektromanyetik fren sistemi ise 10 N’a kadar direnç kuvvetini elektrik akımını ayarlanması ile oluşturabilmektedir. Böylece redüktöre motor ünitesi ile güç girişi olurken frenleme ünitesi ile çıkış milinde zorlama oluşturulmuştur. Şekil 5.2’de gösterildiği gibi dikey dinamometre (1) ile giriş milinin reaksiyon kuvveti ölçülebilmektedir. Frenleme kolu (7) ve yaylı göstergeli dinamometre ile redüktörün çıkış milinin direnç kuvveti ölçülebilmektedir. Manyetik volanlı redüktörün giriş milinin dönme hızı düzenekteki hız kontrol ünitesi ile ölçülmüştür. Manyetik volanlı redüktör sistemin çıkış milinin dönme hızı ise lazer takometre yardımı ile ölçülmüştür. Şekil 5.2’de dişli verimliliği test düzeneği ve bileşenleri ayrıntılı gösterilmiştir ve bu bileşenler aşağıdaki gibidir.

Dikey dinamometre (1).

Tahrik motor ünitesi (2)

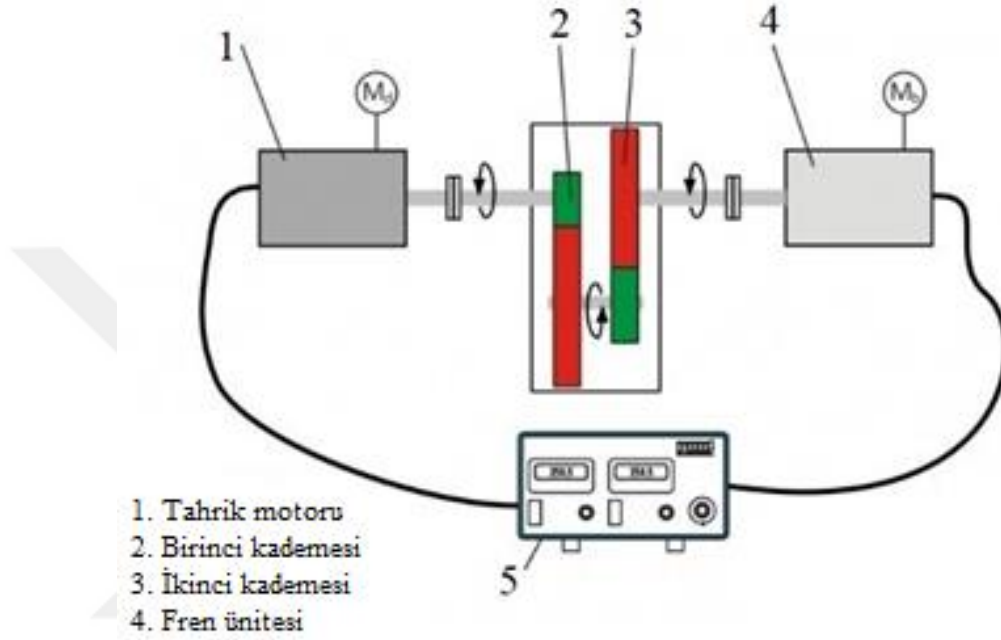
Mil bağlantısını yumuşak ve elastik şekilde yapabilen esnek kavramalar (3)

Manyetik volanlı redüktör sistemi (4)

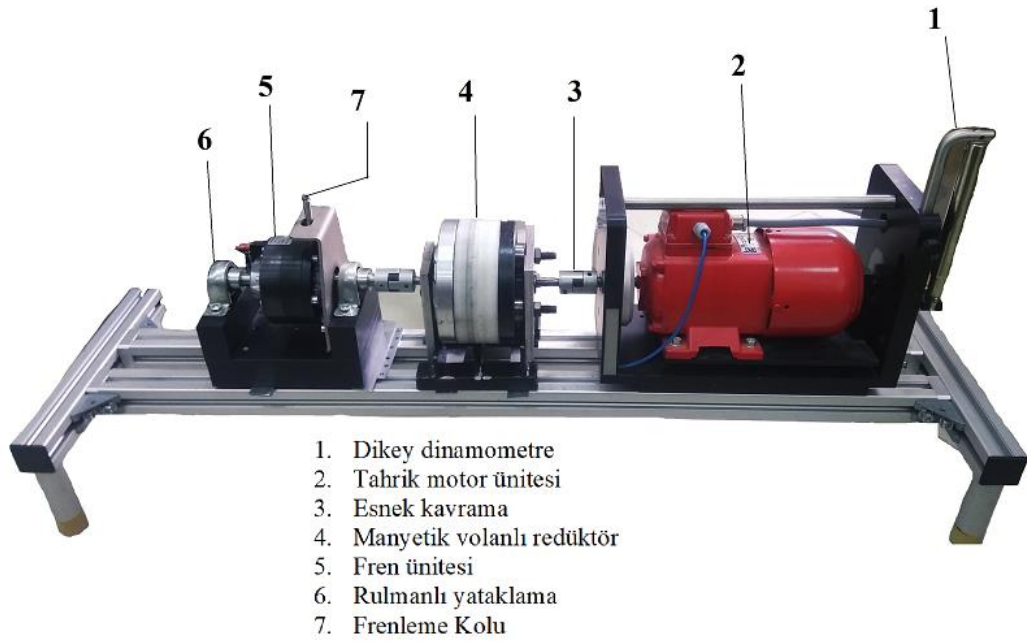
Elektromanyetik fren ünitesi (5)

Rulmanlı yataklama (6)

Frenleme Kolu (7)



Şekil 5. 1. Dişli verimliliği test düzeneği şematik görünüşü (Hamburg, 2019)



Şekil 5. 2. Manyetik volanlı redüktörün dişli verimliliği test düzeneğine montajı

5.1. Performans Testi Konseptleri

Performans testi, sistemin yeterince etkili olup olmadığını kontrol etmek için yapılması gereken kavramsal ve teknik faaliyetlerden oluşur. Performans testi için konsept, yöntem ve araç gereklidir. Bazı durumlarda yazılım veya farklı sistemlere ihtiyaç da olabilir (Wang vd, 2017). Performans testi, herhangi bir dişli iletim sistemi için gerçek çalışma koşullarındaki gereksinimi karşılayıp karşılamadığını niteliksel veya niceliksel olarak kontrol etme işi şeklinde tanımlanabilir. Dişli iletim sistemleri performans testi, müşterilere teslim edilmeden önce yapılmalıdır. Ayrıca dişli iletim sistemleri için entegrasyon ve uyumlu çalışabilme gibi fonksiyonel test parametreleri de incelenmelidir. Buna rağmen dişli iletim sistemleri performansının değerlendirilmesi tasarım aşamasından önce yapılmalıdır. Tasarımın gereksinimi karşılamak için performans test parametreleri ya çıkış milin torku ve dönme hızı, hız oranı şeklinde ya da çıkış milinin gücü şeklinde gösterilmelidir. Performans test metodları herhangi bir dişli iletim sisteminin tasarım gereksinimlerini karşılayıp karşılamadığını ve mekanik verimliliğini tespiti için doğru seçilmelidir (Jorgensen, 2010). Performans testi, dişli iletim sisteminin performansını doğrulama ve enerji aktarma kapasitesini ölçme etkinliği olarak da tanımlanabilir. Performans testinin temel amaçları aşağıdaki gibidir.

- Dişli iletim sisteminin performans gereksinimlerini karşılama yeteneğini doğrulaması
- Tasarımcılarına ve geliştiricilerine dişli iletim sistemin performans parametrelerini (Tork, dönme hızı, güç vs.) belirlemesine yardımcı olması
- Güç iletmek için sistemin kapasitesi hakkında bilgi sağlaması
- Performans sorunları hakkında bilgi vermesi (Din, 2009).

5.2. Manyetik Volanlı Redüktörün Performans Analizi

Manyetik volanlı redüktörün performans parametrelerinin belirlenmesi ve irdelenmesi bu bölümde ayrıntılı anlatılmıştır. Manyetik volan redüktörün giriş mili, çıkış mili, dış rotor, iç rotor ve dişli elemanları gibi dinamik elemanlarının performans analizi yapılmıştır. Bu araştırmada ele alınan performans parametreleri giriş hızı, dengeleme kuvveti, giriş torku, giriş gücü, çıkış hızı, direnç kuvveti, çıkış torku, çıkış gücü ve sistem verimliliği şeklindedir. Deneysel testin amacı farklı devrilerde dönen

tahrik motoru için iki kademeli manyetik volanlı redüktörün verimini belirlemektir. Manyetik volanlı redüktörde tahrik motorunda üretilen güç önce mekanik planet dişli mekanizmasına ardından manyetik dişli mekanizmasına iletilmektedir. Eş merkezli manyetik dişli sistemi gücü çıkış miline aralarında fiziksel temas olmadan iç ve dış rotor arasındaki hava boşluğunda depolanan manyetik enerji yoluyla iletmek üzere tasarlanmıştır. Bu sistemde manyetik dişli kullanmanın temel amacı, sürtünme etkilerini azaltarak planet dişli sisteminin performansını arttırmaktır.

5.3. Performans Test Süreci

Dişli iletim sistemi üretiminde performans süreci tasarım, yerinde çalışma ve analiz gibi aşamaları içermektedir. Performans test sürecinin başlangıç noktası, bir dişli iletim sisteminin performans gereksinimlerinin seçilmesidir. Bu adım, dişli iletim sisteminin özellikleri ve karakteristikleri tanımlanarak gerçekleştirilebilir. Hız oranı, iletebileceği tork büyüklükleri ve ilebileceği güç büyüklükleri en çok kontrol edilen performans parametreleridir. Buna rağmen, dişli iletim sistemlerinde kontrol edilmesi gereken başka spesifik parametreler de vardır. Bu parametreler verimlilik, güvenilirlik, kullanılabilirlik ve etkinlik şeklinde listelenebilir. Bir sonraki adım performans değerlendirme modelini tanımlamaktır. Bu model muhtemel çalışma sırasını, yükleme durumlarını ve temas etme durumlarını belirleyerek tanımlanır. Sistem modeli, bir dişli iletim sisteminin ve sistem bileşenlerinin kısa bir özetini ortaya koyar. Buna ek olarak, performans test planı ile ilişkili deneysel test planı yapılmalıdır. Deneysel planda redüktörün giriş miline ait veriler, çıkış miline ait ölçülen veriler ve hesaplanan veriler dikkate alınmalıdır. Ayrıca deneysel test planında deney süreci, sistem bileşenleri ve ölçüm cihazları belirtilmelidir. Bir performans test sürecinin son adımı, deneysel verilerin analizi yapılarak sistemin performansı hakkında bilgi veren bazı göstergeler raporlanır. Bu göstergeler maksimum iletilen tork, maksimum iletilen güç ve sistem verimliliği gibidir.

5.4. Deneysel Test

Manyetik volanlı redüktör sisteminin performans değerlendirmesi iki aşamaya dayanır. Birinci aşamada, deneyler sırasında redüktör çalışırken redüktörün giriş / çıkış millerindeki kuvvet ve hız değerleri ölçülmüştür. İkinci aşamada ise ölçülen hız ve kuvvet değerleri kullanılarak redüktörün torku, gücü ve verimliliğini hesaplanmıştır.

Performans testi, dişli verimliliği deneye düzeneği makinesi kullanılarak belirlenmiştir. Literatürde performans test parametreleri dönme hızı, kuvvet, tork, güç ve verimlilik şeklinde geçmektedir. Bu nedenle, bu çalışmada performans testi aşağıdaki gibi sırasıyla yapılmıştır.

- Deneyler sırasında redüktör giriş mili ve çıkış mili üzerine etki eden kuvvetler farklı tahrik motorun dönme hızına göre ölçülmüştür.
- Ölçülen kuvvet verileri kullanarak redüktörün giriş milinin ve çıkış milinin açısal hızları ve torkları hesaplanmıştır.
- Açısal hız ve tork değerleri hesaplandıktan sonra bu değer kullanılarak redüktörün giriş ve çıkış millerine ait olan güçleri hesaplanmıştır. Hesaplanan giriş milinin gücü ile çıkış milinin gücü bölünerek manyetik volanlı redüktör sisteminin verimliliği belirlenmiştir.

Bu çalışmada ele alınan manyetik volanlı redüktör, endüstriyel uygulama koşullarını güvenli ve verimli bir şekilde kullanılmak için tasarlanmıştır. Tahrik motorun verdiği giriş hızını düşürürken çıkış milinde torku artıran iki kademeli manyetik volanlı redüktör sistemidir. Çıkış milindeki torku artırması ile birlikte çıkış milinde güç de artmakta ve sistemin daha verimli çalışması sağlanmaktadır. Bu nedenle, çıkış milinin hızı, kuvveti, torku, gücü ve sistemin verimliliği incelenmiştir. Önceki bölümlerde belirtildiği gibi, iki kademeli redüktör tasarımında giriş miline birinci kademesinde planet dişli mekanizması ile bağlanmış ve ikinci kademesinde manyetik dişli mekanizması redüktörün çıkış miline bağlanmıştır. Deneylerde tahrik motoru giriş miline doğrudan bağlı olduğu için giriş milinin hızı motorun hız kontrol ünitesi ile 500-2500 dev/dk arasında değiştirilebilmektedir. Redüktörün çıkış milinin hızı ise lazer takometre yardımıyla ölçülmüştür. Redüktör sistemlerinde motor hızlarını düşürebilme kabiliyeti en önemli özelliklerindedir. Çıkış mili hızının büyüklüğünün bilinmesi güç ve sistem verimliliğini hesaplayabilmeye yaradığından önemli bir performans parametresidir. Redüktör sisteminin hız oranı, tasarımcı tarafından belirlenmesi gereken önemli bir tasarım faktörüdür. Bu oran doğrudan dişli çarkların diş sayısı, giriş ve çıkış millerinin hızları ile ilgilidir. Ayrıca hız oranı tork, güç ve verimin büyüklüklerini belirlemede kullanılmıştır. Deneylerde ölçülen dönme hızları kullanılarak açısal ve doğrusal hızlar hesaplanmıştır. Elektromanyetik fren sistemi ile çıkış milindeki dönme hareketi farklı akım değerleri verilerek farklı büyüklüklerde durmaya zorlanmıştır. Bu zorlanmalar sırasında direnç kuvvetleri

ölçülerek tespit edilmiştir. Ölçülen direnç kuvvetleri ile çıkış milinin torku hesaplanmıştır. Direnç kuvvetleri ve torkları çıkış miline ait parametrelerken reaksiyon kuvvetleri ve torkları giriş miline ait parametrelerdir.

5.4.1. Redüktörün giriş ve çıkış milinin dönme hızı

Redüktörün giriş milinin dönme hızı ve çıkış milinin dönme hızı arasındaki oran, hız oranı olarak tanımlanır. Hız oranı tasarımcılar tarafında ihtiyaca göre belirlenir. Redüktör sistemlerin temel bir tasarım parametresi olarak hız oranı düşünülmektedir (Budynas, 2008; Jorgensen, 2010). Giriş milinin hızı bilindiğinde, çıkış milinin hızı Denklem 2.5'de görüldüğü gibi hız oranı denklemi uygulanarak hesaplanabilir. Bu çalışmada, giriş milinin dönme hızları, hız kontrol ünitesi kullanılarak manuel olarak belirlenmiştir. Redüktör giriş mili hızlarının büyüklükleri hız kontrol ünitesi ile artırılıp azaltılabilmektedir.

5.4.2. Deneysel olarak ölçülen kuvvetleri

Tahrik motoru çalıştırıldığında belirli dönme hızlarında üretilen tork manyetik volanlı redüktör sistemine aktarılır. Redüktörün giriş ve çıkış miline ait kuvveti ölçmek için elektromanyetik fren ünitesi redüktörün çıkış miline direnç kuvveti uygularken motor reaksiyon kuvveti dikey dinamometre ile ölçülmüştür. Tahrik motorundan redüktörün giriş miline tork uygularken frenleme sistemin direnç kuvveti etkidiyle tahrik motorunun dengesi bozularak belirli bir miktar dönmektedir. Bu dengesizlik manuel olarak denge noktasına geri getirilip sabitlenerek giderilir ve redüktörün giriş milinde reaksiyon kuvveti oluşur. Bu reaksiyon kuvveti ise dikey dinamometre yardımı ile ölçülmüştür. Deney düzeneği Şekil 5.2'de gösterilmiştir.

5.4.3. Redüktör giriş mili torku

Redüktörün giriş mili torku, tahrik motoru denge noktasına getirildikten sonra ölçülen reaksiyon kuvveti ile kol uzunluğu çarpılarak hesaplanmıştır. Redüktör giriş mili torkuna ayrıca tahrik motoru reaksiyon torku da denilmektedir. Reaksiyon kuvvetleri, dikey dinamometre kullanılarak ölçülmüştür. Kol uzunluğunun, deney düzeneğinde sabit olup $l_1 = 50 \text{ mm}$ 'dir. Ayrıca dengeleme kolunun dikey dinamometre ile sağlam bir şekilde bağlanmıştır.

$$T_1 = F_1 \times l_1 \quad (5.1)$$

5.4.4. Redüktör çıkış mili hızları

Redüktörün çıkış milinin hızı hız oranı kullanılarak giriş mili hızına göre hesaplanmıştır. Hız oranı redüktörün iletim etkinliğinin göstergesidir. Hız oranı, redüktör seçiminde önemli parametrelerden biri olarak kabul edilir.

5.4.5. Redüktör çıkış mili kuvveti

Redüktörde giriş milinden gelen tork çıkış miline aktarılır. Çıkış miline aktarılan tork frenleme ünitesi kullanarak ters yönde direnç kuvveti uygulanarak durmaya zorlanır. Yaylı göstergeli dinamometre yardımı ile frenleme ünitesindeki fren kolu dengeleme noktasına kadar çekilmiştir. Fren kolunun dengeleme noktasına geldiği konumda dinamometredeki değer okunmuştur. Bu değer çıkış milinin direnç kuvvetidir.

5.4.6. Redüktör çıkış mili torku

Redüktörün çıkış mili torku, Frenleme ünitesinde fren kolunun denge noktasına getirildikten sonra ölçülen direnç kuvveti ile kol uzunluğu çarpılarak hesaplanmıştır. Çıkış milinin torku Denklem 5.2'deki gibi hesaplanabilir. Şekil 5.2'de görüldüğü gibi frenleme ünitesinde fren kolu uzunluğu sabit olup $l_2=100$ mm'dir. Redüktör seçiminde çıkış mili torku önemli parametrelerdendir (Koç ve Şenel, 2012).

$$T_2 = F_2 \times l_2 \quad (5.2)$$

5.4.7. Güç hesabı

Redüktörlerin en önemli özelliği çıkış milinden çıkan güç olduğu söylenebilir. Redüktörün çıkış gücü, ihtiyaç duyulan mekanik işleri yapabilmek için yeterli güç üretme kabiliyeti şeklinde ifade edilebilir. Ayrıca, redüktörün çıkış gücü piyasada tercih sebebidir. Redüktörün giriş ve çıkış gücü hesaplanırken; giriş ve çıkış açısal hızları denklem 5.3-4'de görüldüğü gibi sırasıyla giriş ve çıkış torkları ile çarpılır.

$$P_1 = T_1 \times \omega_1 \quad (5.3)$$

$$P_2 = T_2 \times \omega_2 \quad (5.4)$$

$$\omega = \frac{2\pi N}{60} \quad (5.5)$$

Burada

T_1 : giriş mili torku ($N.m$),

T_2 : çıkış mili torku ($N.m$),

P_1 : giriş mili gücü (W),

P_2 : çıkış mili gücü (W).

ω : açısal hız (rad/s)

N : dönme hızı (dev/dk).

5.4.8. Verimlilik hesabı

Redüktörler için mekanik verimlilik makineler ve makine elemanları seçiminde çok önemli bir faktördür. Redüktörlerin verimliliği tork, güç ve enerji iletebilme etkinliğini ifade eder. Çıkış mili verimi, çıkış mili gücünün giriş mili gücüne bölünmesi ile kolayca hesaplanır. Redüktörün verimlilik hesabı Denklem 5.6'da görülmektedir.

$$\eta = \frac{P_2}{P_1} \times 100\% \quad (5.6)$$

Bu bölümde performans testi süreci ve deneysel test uygulaması kavramlarını anlatılmıştır. Deneysel test prosedürüne bağlı olarak dönme hızı, reaksiyon kuvveti ve direnç kuvveti gibi çeşitli performans parametreleri tanımlanmıştır. Manyetik volanlı redüktör için performans testi yapıp tasarım ihtiyaçları belirlenerek üretilmiştir. Performans testi dişli verimliliği deneye düzeneği makinesi ile gerçekleştirilmiştir. Performans testinin gerçekleştirilirken, reaksiyon kuvvetleri, direnç kuvvetleri ve dönme hızları gibi performans parametreleri deneysel olarak ölçülmüştür. Ölçülen veriler kullanılarak manyetik volanlı redüktör için giriş ve çıkış millerinin torkları, güçleri ve redüktör verimliliği hesaplanmıştır. Deneyler sırasında ilk olarak elektromanyetik fren ünitesinde verilen elektrik akımı sabit tutulup belirli bir direnç kuvveti oluşturulmuş ve farklı dönme hızlarında redüktör verimliliği incelenmiştir. Ardından belirli bir dönme hızında fren ünitesin yardımı ile farklı direnç kuvvetleri çıkış miline uygulanmıştır ve redüktör verimliliği incelenmiştir.

6. BULGULAR VE TARTIŞMA

Günümüzde, yeni nesil teknolojilerde, otonom araçlar, tam otomatik otomobiller ve akıllı trenler gibi, akıllı otonom parçaları kullanmayı ihtiyacı ortaya çıkmıştır; yanı sıra, sürekli geliştirme fikirleri ihtiyaç duyulur. Bu gereklilikleri karşılamak amacıyla, kontrol etmek kolaylığı, yüksek dayanıklılık ve yüksek güvenilirlik sahip olan yurutulmak uyumlu akıllı redüktör sistemleri yaratılmak ihtiyaç duyulmaktadır.

Bu bölümde, üretilen manyetik volanlı redüktör sisteminin simülasyon ve deneysel analiz sonuçları, sonuçlar karşılaştırması değerlendirilmiştir. Sistemin tasarımında, manyetik volanlı redüktör sisteminin ana bileşenleri olan planet dişli mekanizması ve manyetik dişli mekanizması kullanılarak, eş merkezli yeni bir sistem elde edilmiştir. Bu kapsamda, kalıcı mıknatıs kutupları ile manyetik dişli mekanizmasından meydana gelen manyetik volanlı redüktör sistemindeki; güç iletimi detaylı bir şekilde incelenmiş ve performans analizi yapılarak sistemin verimi hesaplanmıştır. Analiz yapılmadan önce tasarım aşamasında; kalıcı mıknatıs kutupların sayıları, hacimleri ve rotor yüzeyleri üzerine montaj edilecek kutupların belirlenmesi gerekmektedir. Performans analizinde, manyetik dişli mekanizmasının güç iletime kapasitesi, kalıcı mıknatıs kutupların kalitesine bağlıdır. Bu çalışmadaki manyetik volanlı redüktör sisteminin performans analizi, dişli verimliliği deneye düzeneği makinesi kullanılarak yapılmıştır ve sistemin verimliliği hesaplanmıştır. Performans analizi için takip edilen prosedür aşağıda özetlenmiştir.

- Redüktörün giriş milinin hızı, hız kontrol ünitesi ile sabit tutulmuştur ve daha sonra dikey dinamometre kolu denge konumuna getirilerek reaksiyon kuvvet değerleri ölçülmüştür.
- Eşitlik 5.1. kullanılarak, ölçülen reaksiyon kuvvet değerleri dinamometre kolu uzunluğu ile çarpılarak redüktörün giriş miline ait reaksiyon torku hesaplanmıştır.
- Şekil 5.2, No. 7'de görüldüğü gibi, portatif dinamometre yardımıyla frenleme kolu çekilerek denge konumuna getirilmiştir. Ardından, redüktörün çıkış milline ait direnç kuvvet değerleri ölçülmüştür.
- Eşitlik 5.2. kullanılarak, ölçülen frenleme direnç kuvvetleri frenleme kolu uzunluğu ile çarpılarak, çıkış milline ait direnç torkları hesaplanmıştır.

Yukarıda belirtildiği gibi giriş milinin hızı sabit tutularak manyetik fren sistemine 0 ile 0.3 A arasında farklı akımlarda uygulanan elektrik akımına, karşılık gelen reaksiyon ve direnç kuvvet değerleri deneysel olarak ölçülmüştür. Buna ek olarak; giriş ve çıkış miline ait ölçülen dönme hızları kullanılarak açısal hızlar hesaplanmıştır. Hesaplanan açısal hızlar ile hesaplanan torklar çarpılarak giriş ve çıkış miline ait güçler hesaplanmıştır. Daha sonra manyetik volanlı redüktörün verimi, çıkış mili gücünün giriş miline ait güce bölünerek hesaplanmıştır.

Bu çalışmada, eşmerkezli manyetik dişli mekanizmasını modellemek ve simülasyonunu yapmak için Ansys Maxwell yazılımı kullanılmıştır. Daha önce belirtildiği gibi tasarlanan iki kademeli manyetik volanlı redüktör sisteminin ana bileşenleri aşağıdaki gibidir. Sistemin birinci kademesini; giriş miline bağlı olan planet dişli mekanizması, sistemin ikinci kademesini ise; çıkış miline bağlı olan manyetik dişli mekanizması oluşturmaktadır. performans analizi testleri sırasında, redüktörün giriş ve çıkış miline ait çıkan performans verileri incelenmiştir. Redüktörün giriş miline ve çıkış miline ait olan verileri, kuvvet, tork ve güç gibi incelenmiştir. Manyetik volanlı redüktör sisteminin, tüm bileşenleri tek tek tasarımı, üretimi ve üretilen parçalar kalitesine kontrol ederek verimli bir şekilde gerçekleşmek için çeşitli işlem takip ederek ortaya çıkartılmıştır.

Deneysel düzeyinde, kullanılan tahrik motorun 200W, 3000 dev/dk özellikleri sahip seçilmiştir. Buna ek olarak, performans testi gerçekleştirmek amacıyla redüktörün çıkış miline direnç kuvveti uygulamak için seçilen elektromanyetik frenleme 10 Nm'lik özellikleri sahiptir. Dişli verimliliği deney düzeneği makinesine ait olan dikey dinamometre ve portatif dinamometre enstrümanları kullanarak redüktörün giriş ve çıkış miline sırasıyla reaksiyon kuvveti F_1 ve direnci kuvveti F_2 ölçülerek verileri toplanılmıştır. Performans testi yaparken tahrik motorun hızını sabit tutup, elektromanyetik frenleme ait alan akımı 0 A dan ile 0.3 A arasında değiştirerek redüktörün performans verileri ölçmesine gerçekleştirilmiştir. Hız kontrol ünitesine kullanarak tahrik motorun hızı 500 dev/dk seçtikten sonra birinci deneye gerçekleştirilmektedir. Ondan sonra, 500 dev/dk dan başlamak itibaren her yapılan deneyde 250 dev/dk artırarak, 2500 dev/dk ya kadar götürülmektedir. Ölçülen veriler, hesaplanan veriler ile ilgili bulunan ilişkileri bu bölümde ayrıntılı bir şekilde anlatılmıştır. Ardından, redüktörün giriş miline ait reaksiyon torku T_1 hesaplamak için, ölçülen reaksiyon kuvveti F_1 ve dinamometre kolun uzunluğu $L_1 = 0.05 \text{ m}$, ile

çarpılarak hesaplanır. Deneysel olarak ölçülen direnç kuvveti F_2 ve frenleme kolun uzunluğuna $L_2=0.1$ m ile çarpılarak, redüktörün çıkış miline ait direnç torku T_2 hesaplanabilmektedir. Redüktör giriş ve çıkış miline ait güçleri hesaplamak için, açısal hızlarıyla ile hesaplanan torklarla birlikte çarpılarak denklem (5.3) ve denklem (5.4) 'te ifade edebilmektedir. Manyetik volanlı redüktör sisteminin verimi belirlemek için, çıkış milinin gücünü ile giriş milinin gücüyle bölerek denklem (5.6) 'de görüldüğü gibi ve yüzde olarak oranı ifade ederek değerlendirilebilir. Bu çalışmada, manyetik volanlı redüktör sisteminin verimi ve sistemin performansı etki eden parametreleri değerlendirmek için sunulmuştur. Performans analizinde, redüktörün giriş miline ve çıkış miline ait kuvvetleri ölçmekten sonra, ölçülen verileri kullanarak tork ve güçleri hesaplanmaktadır. Elektromanyetik frenleme sistemine ait akım kontrol ederek ve tahrik motorun hızını sabit tutmak karşılık gelen manyetik volanlı redüktör sisteminin verimi belirlenmektedir.

6.1. Simülasyon Analiz Sonuçları

Manyetik alan analizinde, rotorlar arasındaki hava boşluğunda depolanan manyetik enerjisi bulmak; ardından rotorlarına etki eden manyetik kuvveti, torku, gücü ve enerjisi, frenleme ünitesinin elektrik akımına karşı hesaplayıp aynı zamanda dönme hızına karşı manyetik alanın verileri bulunmaktadır. Simülasyon analizin ayarlamasında başlangıç ve bitiş zamanı seçilir; aynı zamanda analizin zaman adımı, analiz hesaplamasının hata oranı belirlenmesidir. Buna ek olarak modelin sınır şartları seçerken vektör potansiyeli sıfır olduğunu kabul etmektedir. Uyarılarda eddy akım etkileri sistem bileşenleri üzerinde sıfır olduğunu kabul etmektedir.

Bu tez çalışmalarında, simülasyon analiz sürecinde kullanılan bilgisayar tipki özellikleri aşağıda sıralanmıştır.

- a) intel (R) Core (TM) i7-2630QM CPU @ 2.00GHz 2.00 GHz
- b) 8 GB RAM.
- c) 500 GB- sabit disk alanı.
- d) 64 bit işletim sistemi, x64 tabanlı işlemci
- e) Windows 10 Enterprise sürüm 1803.

Bunlara ek olarak, simülasyon analiz sürecinde uygulanan ayarları aşağıdadır.

- a) Geçici çözüm metodu seçilmiştir

- b) Simülasyon süresi; 0 ms'den 500 ms'ne kadar ve zaman artırma adımı 20 ms ile gerçekleştirilmiştir.
- c) Analiz çözme hatası 0.0001 miktarı kabul edilmiştir.
- d) Tahrik eden motorun hızı; 0 dev/dk'dan 2500 dev/dk'ya kadar ve dönme hızının artırma adımı 250 dev/dk ile gerçekleştirilmiştir.
- e) Manyetik alanın vektör potansiyel sınırı ve eddy akımın etkileri 0 olduğunu kabul edilmiştir.
- f) Analiz çözümünün kalitesi için; meş işlemleri yaparken sistem bileşenleri üzerinde her hangi elemanın 1000 parçacık olarak bölünmüştür.

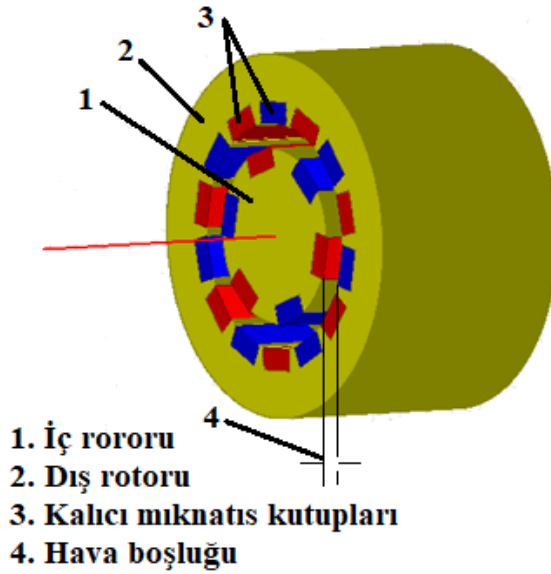
Bölüm 2'de gösterildiği gibi, yapılan manyetik dişli sistemleri teknolojisi hakkında çeşitli araştırmaları incelenmiştir. Manyetik dişli mekanizmasının modellemesi ve analizi yapmak için Ansys Maxwell kullanılmıştır. Yapılan modelleme ve analizi süreçleri aşağıdaki gibi özetlenmiştir.

6.1.1. Manyetik dişli sistemi modellemesi

Ansys Maxwell etkileşimli bir yazılım olup sonsuz elemanlar tekniği kullanarak iki ve üç boyutlu modelleme elektromanyetik ve kalıcı mıknatıs alanları analizi çözülmektedir. Bu çözümler gerçekleşmek için sisteminin modeli, kullanan malzemeler, elektrik uyarıma, çözüm tibi, dinamik şartları ve meş işlemesi analiz başlamadan önce belirlenmektedir. Üç boyutlu modelinin Şekil 6.1'de gösterildiği gibi, simülasyon analizi yaparken aşağıdaki işlemler sırayla takip edilir (Wang vd, 2017).

- a) Üç boyutlu modelinin çizmesi
- b) Elemanlar malzemesini seçilmesi
- c) Manyetik alanı sınır hadları sıfır olarak seçilmesi
- d) Eddy akımın uyarması sıfır olduğunu kabul edilir.
- e) Manyetik kutupları üzerinde etki eden parametreleri kuvvet ve tork seçilerek belirlenmesi.
- f) Sisteminin tüm elemanları üzerinde meş işlemleri gerçekleştirilmesi.
- g) Simülasyon anaizinin ayarları belirlenmesi (analiz süresine, zaman adımı, kalıcı mıknatısın manyetik giderme seçeneği ve çözümün kabul edilebilir hata oranı).
- h) Tahrik eden rotorun hızı ve yönü belirlenmesi.
- i) Çözüm tibi seçilmesi (Manyetostatik, Eddy akımı veya Geçici çözüm).

- j) Simülasyon analizi çalıştırması
- k) Simülasyon sonuçları gösterilmesi



Şekil 6. 1. Manyetik volanlı redüktör üç boyutlu modeli

Ansys Maxwell yazılımında herhangi yapılmış modeli iki veya üç boyutlu olmak üzere, analiz gerçekleştirmek için yazılım içerisinde üç boyutlu olarak kabul edilecektir. İki boyutlu modeli Ansys maxwell simülasyon gerçekleştirirken, kesit alanı olarak kabul ederek modelinin derinlik uzunluğu ihmal ederek yazılım tarafından analiz yapılmaktadır. Ansys Maxwell yazılımının simülasyon çözümleri olmak üzere üç bölüm aşağıdaki gibi ayrılmıştır.

- 1) Elektrostatik alan çözümü (Eddy Akımı)’nda, kuvvet, tork ve voltaj dağılımı hesaplanır.
- 2) Manyetostatik analizinde, kalıcı mıknatıs alan, kuvvet, tork ve güç hesaplaması mümkündür.
- 3) Geçici çözüm analizinde ise manyetik alanın kalıcı mıknatısından kaynaklı veya elektrik akımından kaynaklı olan çözümü mümkündür.

Manyetostatik simülasyon yöntemi, manyetik dişli mekanizmanın doğrusal olmayan hareket durumlarının manyetik alanlarının analizi ile ilgili analizi yapması sağlamaktadır. Manyetik alan geçici yöntem çözümü; dönme hareketi, doğrusal hareket veya silindirik olmayan dönme hareketi gibi katı cisim hareketi ile ilgili doğrusal olmayan bir analiz yöntemidir. Kalıcı mıknatıs manyetik giderme analizi ile, manyetik vektör kuvveti, 2D ve 3D sistemin modellenmesi Ansys Maxwell yazılımı

ile doğru bir şekilde gerçekleştirilebilir. Ansys Maxwell yazılımı kullanılması, uygun konfigürasyonda kalıcı mıknatıs tasarımının belirlenmesine yardımcı olmaktadır. Ayrıca; manyetik alan büyüklüğü, manyetik alan yönü, manyetik akı ve kalıcı mıknatısların manyetik enerjisi bu yazılımla simülasyonu mümkündür (Redha, 2016). Tasarım hesaplamaları sırasında; manyetik dişli modelleme işlemi, doğru olarak belirtilen manyetik dişli elemanın tam geometrisinin üretilmesine bağlıdır (Wei vd, 2019; Shi vd, 2019). Şekil 6.1'de gösterildiği gibi; iki alüminyum rotor, kalıcı mıknatıslar ve hava boşluğundan oluşan eşmerkezli manyetik dişli çark mekanizması modellenmiştir. Şekil 6.1'de gösterildiği gibi, dış rotordaki tahrik eden elemanı olarak kabul edip, iç rotor ise tahrik edilen elemanıdır. Dış rotorun üzerinde 7 kalıcı mıknatıs kutup çiftleri içermektedir. İç rotorun ise 3 kalıcı mıknatıs kutup çiftleri rotorun dış yüzeyinin etrafına düzenli bir şekilde dağıtılmıştır. Şekil 6.1'de gösterildiği gibi hava bandına iç rotorun üstüne yerleştirilir. Hava bandının geçici çözüm yöntemine göre, Ansys Maxwell tarafından ihtiyaç duyulur. Çünkü, hareket kurulumu banda uygulanır ve böylece sistemi tahrik etmek için bir motor görevi görebilir (Teschler, 2014).

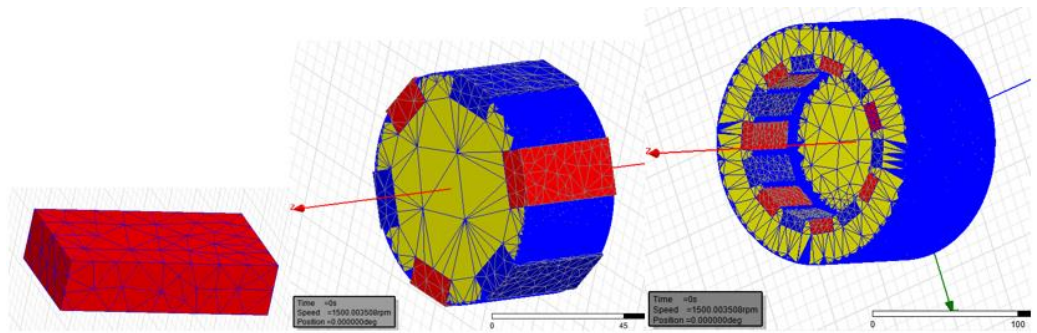
6.1.2. Manyetik dişli meş işlemi

Ansys Maxwell yazılımı kullanmak için; sistemin modeli, mesh operasyonu, kalıcı mıknatıs melzemesinin türleri dikkati alınarak simülasyon yapılmaktadır. Ansys Maxwell yazılımında hacimsel meshleme tekniği ve çok okuyuculu teknik; meş işlemleri yapmak ve çözüm süresini hızlandırmak için kullanılır. Bu teknik; hassas meshleme kabiliyeti, meş oluşturma karmaşıklığını basitleştirmesi ve doğru sayısal analiz sonuçları sağlamasıyla karakterize edilir. Sayısal çözümler için ilk aşama meş işlemi sürecidir. Meş oluşturma, belirli bir hacim alanının hassas bir şekilde küçük elemanlara bölünmesi işlemidir. İki boyutlu (2D) yüzey aralıkları üçgen veya dörtgen şekillere bölünürken, üç boyutlu (3D) hacim elemanları temel olarak dörtgen veya altıgen şekillere bölünebilir. Çözümün hassasiyeti, yüzeyin meş kalitesine bağlıdır ve sonuçları elde etmek için gereken süreyi etkilenmektedir (Maxwell, 2016). Ansys Maxwell meş işlemesinde, analiz çözümleri gerçekleştirmek için modelin geometrisi küçük ve düzenli bir şekilde bölmesiyle cebirsel denklemleri elde ederek analiz sonuçları gerçekleştirmektedir. Her tetrahedron veya üçgen şekil düzeneği, modelin sonlu elemanlarının meş işlemesi veya basitçe meş ile gösterilir. Meş işlemlerinde, hesaplanan sonuçlar doğruluğunda önemli bir rol oynar ve bu nedenle kesit alanın

üzerinde manyetik alan çizgilerine göre önemli alan olduğu yüksek ağ dağılımı gösterilmektedir. Manyetik simülasyon analizi başlamadan önce tüm katı geometrisi Ansys Maxwell yazılımı kullanarak iki veya üç boyutlu olarak çizilmektedir. Manyetik simülasyon analizi gerçekleştirmek için iki veya üç boyutlu modelin geometrisinin üzerine ilk meş işleme otomatik olarak Ansys Maxwell yazılımı kullanarak yapılır. Meş işleme sürecinde, ünsürün içerisinde veya dışarısında nerede analiz etkisine görmek isterse seçilir; ardından elemanlar sayısı seçilerek, Ansys Maxwell yazılımı otomatik olarak meş işlemleri yapılmaktadır. Ansys Maxwell yazılımında, meş işlemlerini üç tür metodu ayrılır. Otomatik, Ansoft Tau ve Geleneksel Ansoft meş işlemleridir.

- 1) Otomatik meş işlemleri, üç boyutlu molellere sağlar; burda yazılım kendisi modelinin boyutlara göre uygun meş işlem seçmesini sağlayacaktır.
- 2) Ansoft Tau meş işlemlerinde yazılım elemanlar yüzeylere göre katı algoritma(Strict algorithm) veya Tolerans algoritma (tolerance algorithm) kullanarak otomatik olarak hassas meş işlemle gerçekleştirilmektedir.
- 3) Geleneksel Ansoft meş işlemleri ise Ansoft 11 meş metodu esasli olup ince ve düz yüzeleri için uygundur.

Meş işlemleri eleman boyutlarına göre küçük küçük parçalar bölüp (sonsuz elemanlar) Şekil 6.2’de gösterildiği gibi; ardından herhangi küçük parça üzerine analiz hesaplaması yapılacaktır; hesaplanan denklemler tüm parçaları ait olanı çözerek analiz sonuçları verilmektedir.



Kalıcı mıknatıs kutbu

İç rotoru

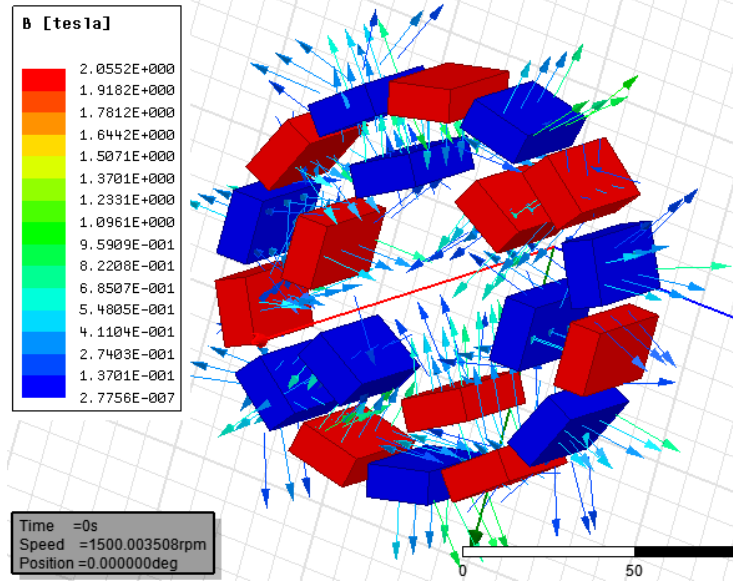
Dış rotoru

Şekil 6. 2. Manyetik volanlı redüktörün bileşenleri üzerinde meş işlemleri

6.1.3. Manyetik alan simülasyon analizi

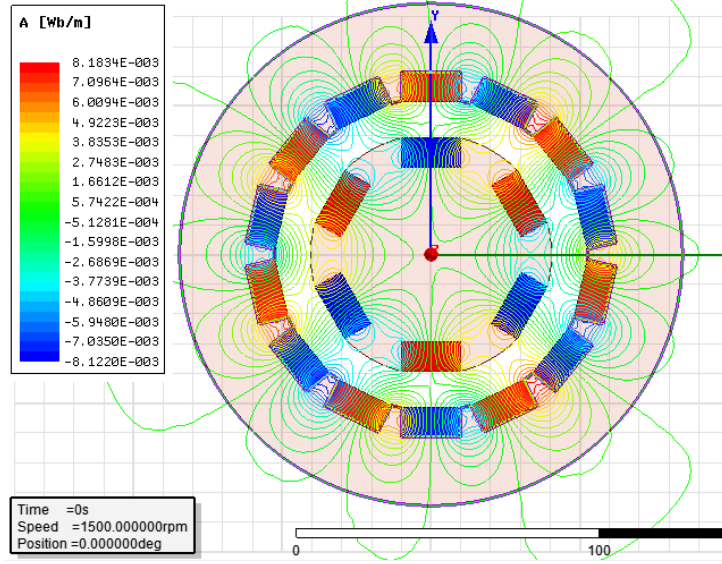
Mıknatıslar ve manyetik alanların varlığı 2000 yılı aşkın bir süredir bilinmektedir. Hem Çinliler hem de Yunanlılar, mıknatıs taşı (lodestone) denilen manyetik kayalar inceleyerek manyetizmayı keşfetmişlerdir. Aslında, bu taş şeritlerinin kuzey yönünü gösterdiğini bulan Çinliler, navigasyonu keşfetmişlerdir. Bütün mıknatısların Kuzey ve güney olmak üzere iki kutbu vardır. Mıknatıslar birbirlerine benzer şekilde kuvvet uygulamaktadırlar. Mıknatıslar, kendi başlarına manyetik özelliklere sahip olmasalar bile, özel bir metal sınıfına (Demir, Kobalt ve Nikel) dahil edilir. Bu metaller, manyetik alanlara yerleştirildiğinde, manyetik özellikler kazanma yetenekleri ile karakterize edilir (Wayne vd, 2013). Kalıcı mıknatıs, kalıcı manyetik alan üreten ferromanyetik malzemeden yapılmış bir alaşım olarak tanımlanmaktadır. Manyetik alan görünmez bir alandır ve ancak bu alana girerken demir malzemelerin çekiciliği ile karakterize edilir.

Bu bölümde; simülasyon analizi, bir manyetik alan, manyetik akı, manyetik enerji ve manyetik tork incelenmiştir. İmalat sürecinde, kalıcı mıknatıslar genellikle paralel veya radyal olmak üzere iki yönde mıknatıslanırlar. Kalıcı mıknatısların mıknatıslanma yönü, manyetik kutup çiftleri bağlantısından dolayı üretilen tork üzerinde önemli bir etkiye sahiptir. Yapılan literatür araştırmaları, mıknatıslanmanın paralel bileşeninin, mıknatıslanmanın radyal bileşeninden daha yüksek tork aktırması sağlamaktadır (Yadhu vd, 2016; Chang vd, 2013). Şekil 6.3'de üç boyutlu eşmerkezli manyetik dışlinin, manyetik alan vektörleri gösterilmektedir. Analizde, tahrik eden rotor 1500 dev/dk değerinde döndüğünde, manyetik alanın maksimum değeri 2.0552 Tesla (T) gösterilmiştir. Kalıcı mıknatıs kutup çiftleri kaplin halinde nedeniyle, iç rotoru döndürme eğiliminde olan manyetik alan vektörlerinin yönü Şekil 6.3'de açıkça gösterilmiştir. Manyetik alan topolojisi, Şekil 6.3'ün sol tarafında verilen renk skalasında görüldüğü gibidir. Manyetik çekme ve itme kuvvetleri, birçok yönden elektrik alan çizgilerine benzeyen manyetik alan vektörleri aracılığıyla gösterilebilir. Manyetik alan vektörlerinin maksimum değeri; manyetik kutbun köşesinde, yani kuvvetinin oldukça yoğun olduğu yerde meydana gelmektedir. Bu vektörlerin, elektrik akımı gibi pozitiften negatife gittikleri gibi, Kuzey'den Güneye doğru yönelmektedir. Benzer şekilde, manyetik alan vektörleri, elektrik alan vektörleri gibi birbirleri ile asla kesişmezler.



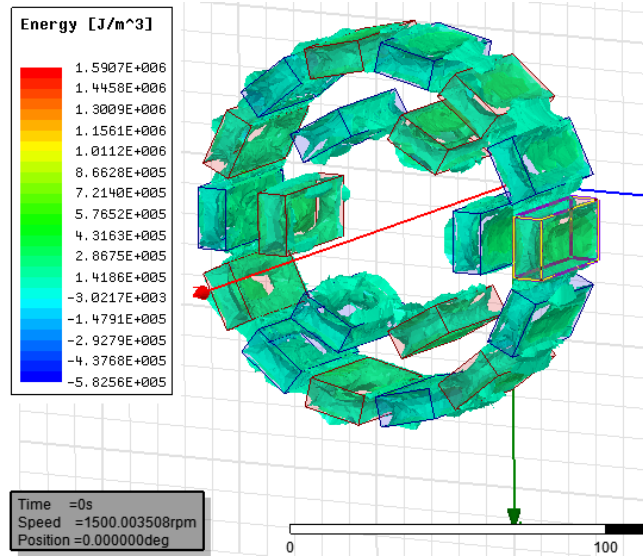
Şekil 6. 3. Manyetik alan vektörleri

Manyetik akı, belirli bir kesit alandan geçen toplam manyetik alan vektörlerinin bir ölçümü olarak tanımlanmaktadır (Shin ve Chang, 2018). Bir manyetik alanın etkisi, belirli bir kesit alanından geçen manyetik akı miktarıyla kolayca tanımlanabilir. Manyetik akı, manyetik alan içinde küçük veya büyük herhangi bir kesit alan büyüklüğü seçilerek hesaplanabilir. Dış rotordaki mıknatıs kutupları tarafından üretilen manyetik akı çizgileri; kutuplar arası boşlukta, mıknatıs kutupları tarafından üretilen manyetik akı çizgilerine bağlanır. Böylece, hava boşluğu boyunca kapalı bir manyetik alan oluşturulur. Rotorların yüzeylerine monte edilen manyetik kutuplar arasındaki etki kuvvetinden dolayı, dış ve iç rotorlar arasında güçlü bir manyetik bağ oluşturulur (Xiu vd, 2016). Hava boşluğunun ortasındaki manyetik akı yoğunluğu ve manyetik akı topolojisi Şekil 6.4'te gösterilmiştir. Şekil 6.4'te, manyetik alan çizgileri, seçili alandan geçen tüm alan çizgilerinin önemli miktarda manyetik akıya katkıda bulunduğu gösterilmiştir. Manyetik akı alan çizgisinin, kesit alanında herhangi bir noktadaki kesiştiği açı da önemlidir. Herhangi bir açıda kesit alanından geçen bir alan çizgisinin sadece küçük bir bileşenini manyetik akıya katkı sağlayacaktır. Manyetik kuvvetleri hesaplamak için, seçilen kesit alanına dik olan manyetik kuvveti vektör bileşenleri incelenmelidir. Eşmerkezli manyetik dişlinin kalıcı mıknatıslar üzerinde ürettiği akı çizgileri, iki boyutlu olarak Şekil 6.4'de gösterilmiştir. Yapılan analiz sonuçlarından; bu konfigürasyonda, maksimum akı yoğunluğu 8.1834×10^{-3} (wb/m) olarak bulunmuştur.



Şekil 6. 4. Manyetik dişlinin akı çizgileri

Manyetik enerji; manyetik kuvvet vektörlerinin istenilen manyetik birleştirme momenti yönünde yeniden yönlendirmek amacıyla kalıcı mıknatıslar tarafından yapılan gerekli mekanik iş olarak tanımlanmaktadır. Şekil 6.5'te, eş merkezli manyetik dişli çark için enerji çizgileri gösterilmektedir. Manyetik enerjinin, köşedeki çizgilerin yoğunluğu ile kalıcı mıknatısların köşelerinde, yüksek oranda yoğunlaştığını göstermektedir. Yapılan analiz sonuçlarından; kalıcı mıknatısların enerji yoğunluğunun maksimum değeri $1.5907 \times 10^6 \text{ (J/m}^3\text{)}$ olduğu görülmüştür. Hava boşluğu kalınlığı manyetik birleşme momentlerinin yanı sıra, manyetik enerjiyle de negatif olarak ilişkilidir. Bununla birlikte, iç ve dış rotor arasındaki hava boşluğunun artmasıyla çıkış torku büyüklüğü kademeli olarak azalır.



Şekil 6. 5. Manyetik dişlisinin enerji çizgileri

6.1.4. Manyetik volanlı redüktörün simülasyon kuvvet ve tork sonuçları

Şekil 6.6'de görüldüğü gibi, manyetik dişli mekanizmasındaki iç ve dış rotorlara arasındaki bulunan manyetik çekme ve itme kuvvetlerin iki (2D) ve üç (3D) boyutlu modellerini simülasyonunda Ansys Maxwell Yazılımı kullanarak belirlenmiştir. Çizelge 6.1 ve Çizelge 6.2'de görüldüğü gibi, redüktörün sabit giriş milinin hızına karşı, manyetik volanlı redüktörün çıkış miline etki eden manyetik kuvvet verileri ve manyetik tork verileri sırasıyla gösterilmiştir. Giriş milinin hızı 500 dev/dk'dan 2500 dev/dk'ya kadar 250 dev/dk'şer hız artırma adımı olarak gerçekleştirilmiştir; her 250 dev/dk'şer adım değer artırmada, redüktörün giriş milinin hızı sabit tutularak simülasyon analiz çalıştırması tekrarlanmıştır. Yapılan simülasyon analiz sonrasında elde edilen manyetik volanlı redüktörün çıkış miline etki eden manyetik kuvvet verileri ve manyetik tork verileri Çizelge 6.1 ve Çizelge 6.2'de sırasıyla toplanan sonuçları gösterilmiştir. Toplanan simülasyon analiz sonuçlarına iki (2D) ve üç (3D) boyutlu modellerine karşılaştığında, toplanan manyetik kuvvet verileri üç (3D) boyutlu modelinin sonuçları iki (2D) boyutlu modelinin sonuçlarına karşı 9% yüksek değer oranı gösterilmiştir. Yani sırada, toplanan manyetik tork verileri üç (3D) boyutlu modelinin sonuçları iki (2D) boyutlu modelinin sonuçlarına karşı 20% yüksek değer oranı gösterilmiştir.

	F(x)	F(y)	F(z)	Mag(F)
Total	-2.2676	91.27	1.3753	91.309

Şekil 6. 6. Ansys Maxwell Yazılımı Değişkenlerin Seçimi Penceresi

Çizelge 6. 1. Manyetik volanlı redüktörün giriş ve çıkış kuvvetleri

Giriş Mili Hızı (dev/dk)	Manyetik Kuvveti (N)	
	2D	3D
500	82.9	91.095
750	83.3	90.348
1000	82.7	90.176
1250	82.8	90.214
1500	83.3	90.735
1750	82.8	90.348
2000	82.7	91.095
2250	83.3	91.309
2500	82.8	91.309

Çizelge 6. 2. Simülasyon analizi tork verileri

Giriş Mili Hızı (dev/dk)	Manyetik Torku (N.m)	
	2D	3D
500	2.9	3.644
750	2.8	3.614
1000	2.9	3.607
1250	2.9	3.609
1500	2.8	3.629
1750	2.9	3.614
2000	2.9	3.644
2250	2.8	3.652
2500	2.9	3.652

6.2. Deneysel Test Sonuçları

Manyetik volanlı redüktör sisteminin verimliliğini değerlendirmek amacıyla kurulan deney düzeneği Şekil 5.2.'de gösterilmiştir. Deneylerde redüktörün giriş milinin hızı sabit tutularak ve fren sisteminin giriş akımı değiştirilerek çıkış miline ait parametreler ölçülmüştür. Sabit redüktör giriş milinin hızına karşı, redüktör giriş miline ait reaksiyon kuvvetleri ve çıkış miline ait direnç kuvvetleri ölçülmüştür.

6.2.1. Deneysel olarak ölçülen reaksiyon ve direnç kuvvetleri

Redüktörün giriş milinin hızı 500 dev/dk'da sabit tutularak, farklı elektromanyetik frenleme giriş akımı değerine karşı redüktörün giriş ve çıkış milinin üzerine etki eden reaksiyon ve direnç kuvvetleri ölçülmüştür. Deneysel olarak elde edilen veriler Çizelge 6.3.'te gösterilmiştir. Redüktörün giriş milinin hızına göre , farklı frenleme giriş akımına karşı ölçülen reaksiyon ve direnç kuvvetleri ise çizgisel olarak Şekil 6.7'de gösterilmiştir. Elektromanyetik akımının değerinin arttığında, redüktörün giriş ve çıkış miline ait olan reaksiyon ve direnç kuvvetleri de doğru orantılı olarak artmıştır. Analiz sonuçları, mekanik dişli mekanizmasından gelen kuvvetlerin manyetik dişli mekanizmasına ve ardından redüktörün çıkış miline sağlam bir şekilde iletilme imkânını göstermiştir.

Redüktörün giriş milinin hızı 750 dev/dk'da sabit tutularak, farklı elektromanyetik frenleme giriş akımı değerine karşı redüktörün giriş ve çıkış milinin üzerine etki eden reaksiyon ve direnç kuvvetleri ölçülmüştür. Deneysel olarak elde edilen veriler Çizelge 6.4.'te gösterilmiştir. Elektromanyetik frenlemenin giriş akımına karşı, redüktörün giriş ve çıkış miline ait reaksiyon ve direnç kuvvetleri arasındaki pozitif ilişki Şekil 6.8.'te gösterilmiştir. Akım miktarı arttıkça redüktörün giriş ve çıkış miline ait hem reaksiyon kuvvetleri hem de direnç kuvvetleri sırasıyla kademeli olarak arttığı görülmektedir.

Genel olarak, Çizelge 6.3'ten Çizelge 6.11'e kadar toplanan verilerde görüldüğü gibi, frenlemenin giriş akımına karşı (0 A - 0.05 A -- 0.3 A kadar), redüktörün millerine ait reaksiyon ve direnç kuvvetleri verilmiştir. Buna ek olarak, sırasıyla 500 dev/dk'dan, 2500 dev/dk'ya kadar 250'şerlik artışla farklı redüktörün giriş milinin hızı seçilen sabit devirine göre, toplanan veriler gösterilmiştir. Elde edilen verilere ait

grafiksel analizler Şekil 6.7 ve Şekil 6.15 arasında ayrıntılı bir şekilde gösterilmiştir. Elde edilen verilerin analiz sonuçları aşağıdaki gibi özetlenmiştir.

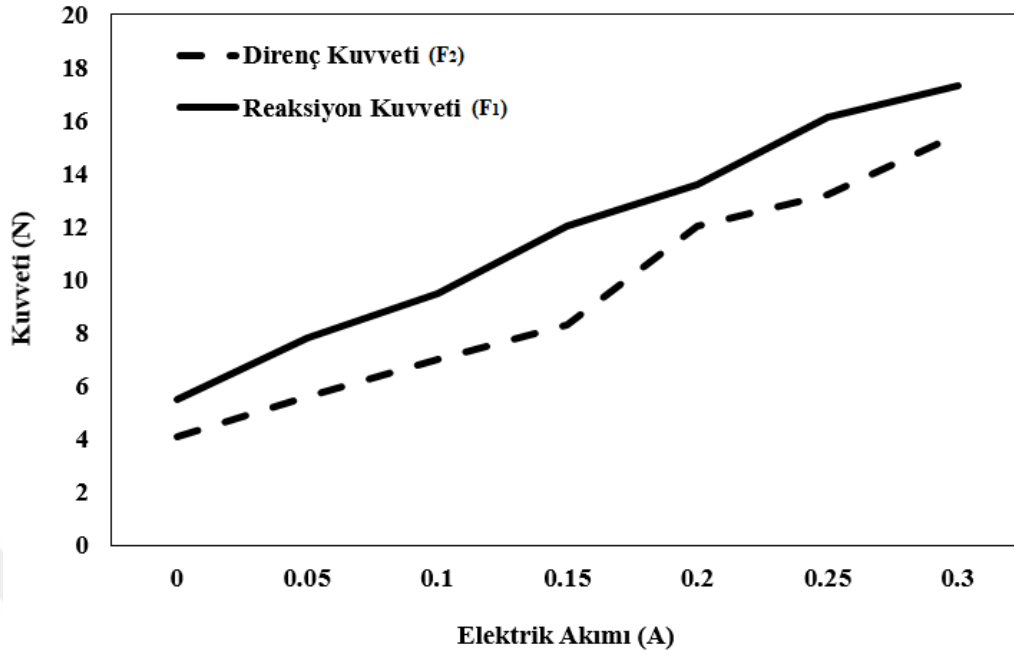
- Elektromanyetik fren sistemi tarafından oluşturulan direnç kuvvetleri, elektrik akımının artışına karşı kademe kademe artmaktadır.
- Elektromanyetik frene uygulanan elektrik akımı değerlerinin artmasıyla redüktörün reaksiyon ve direnç kuvvetleri değerleri doğru orantılı olarak artmaktadır.
- Redüktörün giriş miline ait ölçülen reaksiyon kuvvetleri değerleri, çıkış miline ait ölçülen direnç kuvvetleri ile değerlerine göre daha yüksek olduğu görülmüştür.
- Redüktör millerine ait ölçülen reaksiyon ve direnç kuvvetleri arasındaki grafiksel analizde görülen fark, redüktörün giriş ve çıkış milleri arasındaki redüksiyon oranının büyüklüğünü ifade eder.
- Manyetik dişli mekanizmasına ait kayıp miktarı, redüktörün giriş milinin hızı artmasıyla, frenleme direnç kuvvetleri orantılı olarak artmıştır.

Bu sonuçlar, redüktör çıkış mili tarafından oluşturulan manyetik çekme ve itme kuvvetlerinden kaynaklanan kayıpların, redüktörün giriş miline ait dönme hızı artmasıyla orantılı olarak arttığını vurgulamaktadır.

Çizelge 6. 3. 500 dev/dk sabit hıza göre ölçülen kuvvetler

Elektrik akımı I (A)	Giriş Milinin Sabit Hız Miktarı 500 dev/dk	
	Reaksiyon Kuvveti F_1 (N)	Direnç Kuvveti F_2 (N)
0	5.5	4.1
0.05	7.8	5.6
0.1	9.5	7
0.15	12	8.3
0.2	13.6	12
0.25	16.1	13.2
0.3	17.3	15.5

500 dev/dk daki, Reaksiyon ve Direnç Kuvveti Karşı Elektik Akımı

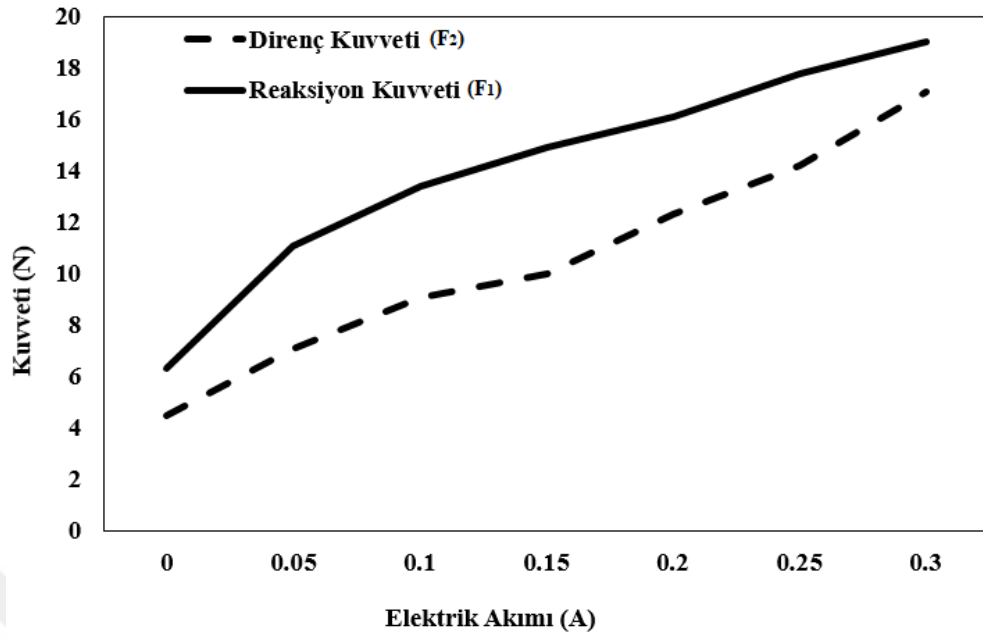


Şekil 6. 7. Ölçülen kuvvetlerin, uygulanan akımlara karşı değişimi

Çizelge 6. 4. 750 dev/dk sabit hıza göre ölçülen kuvvetler

Elektrik akımı I (A)	Giriş Milinin Sabit Hız Miktarı 750 dev/dk	
	Reaksiyon Kuvveti F ₁ (N)	Direnç Kuvveti F ₂ (N)
0	6.3	4.5
0.05	11.1	7.1
0.1	13.4	9.1
0.15	14.9	10
0.2	16.1	12.3
0.25	17.8	14.2
0.3	19	17.1

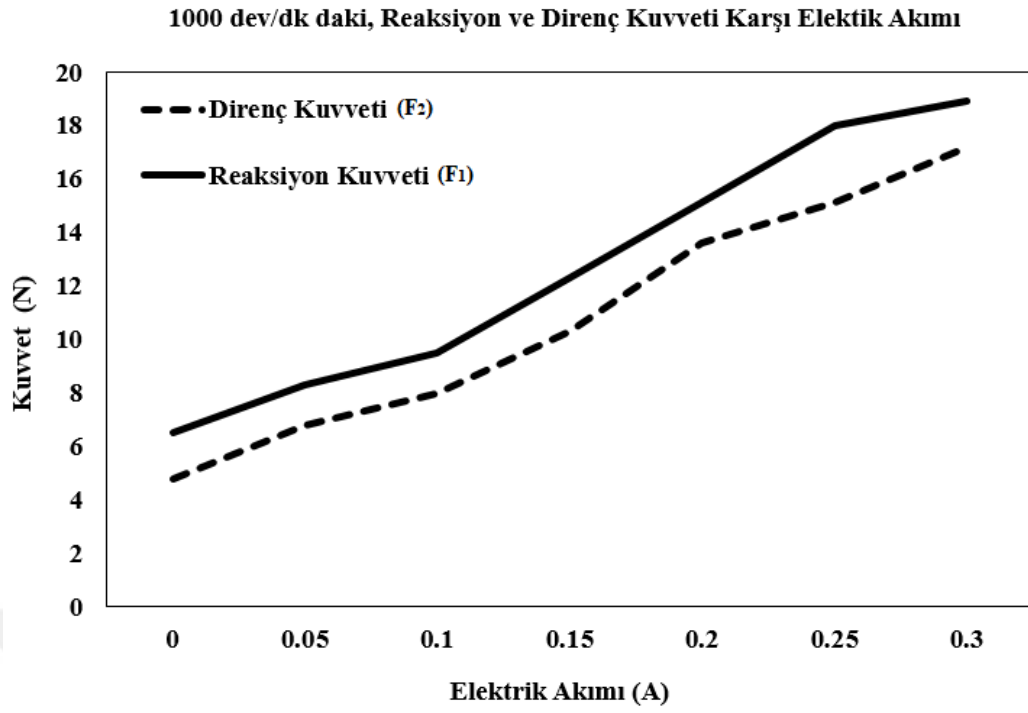
750 dev/dk daki, Reaksiyon ve Direnç Kuvveti Karşı Elektik Akımı



Şekil 6. 8. Ölçülen kuvvetlerin, uygulanan akımlara karşı değişimi

Çizelge 6. 5. 1000 dev/dk sabit hıza göre ölçülen kuvvetler

Elektirik akımı I (A)	Giriş Milinin Sabit Hız Miktarı 1000 dev/dk	
	Reaksiyon Kuvveti F ₁ (N)	Direnç Kuvveti F ₂ (N)
0	6.5	4.8
0.05	8.3	6.8
0.1	9.5	8
0.15	12.3	10.3
0.2	15.1	13.6
0.25	18	15.1
0.3	18.9	17.2

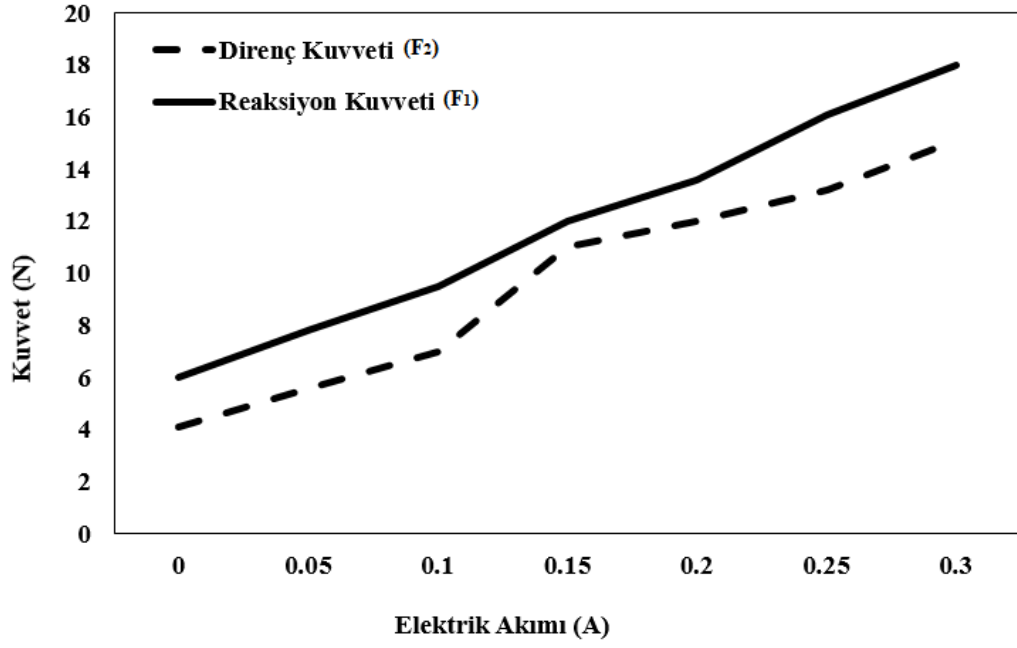


Şekil 6. 9. Ölçülen kuvvetlerin, uygulanan akımlara karşı değişimi

Çizelge 6. 6. 1250 dev/dk sabit hıza göre ölçülen kuvvetler

Elektrik akımı I (A)	Giriş Milinin Sabit Hız Miktarı 1250 dev/dk	
	Reaksiyon Kuvveti F ₁ (N)	Direnç Kuvveti F ₂ (N)
0	6	4.1
0.05	7.8	5.6
0.1	9.5	7
0.15	12	11
0.2	13.6	12
0.25	16.1	13.2
0.3	18	15.1

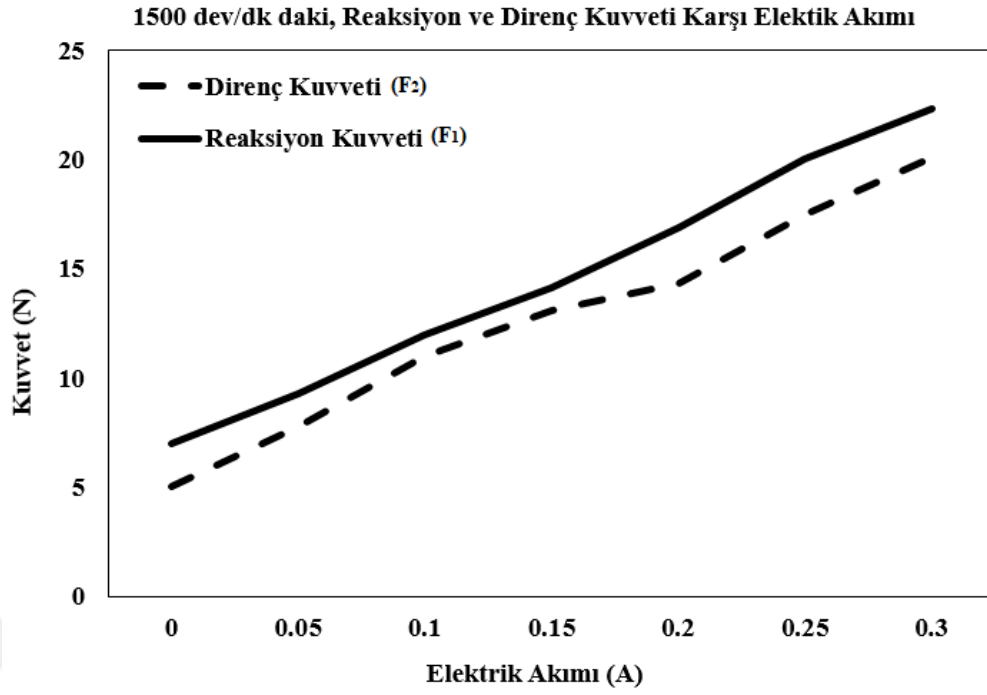
1250 dev/dk daki, Reaksiyon ve Direnç Kuvveti Karşı Elektik Akımı



Şekil 6. 10. Ölçülen kuvvetlerin, uygulanan akımlara karşı değişimi

Çizelge 6. 7. 1500 dev/dk sabit hıza göre ölçülen kuvvetler

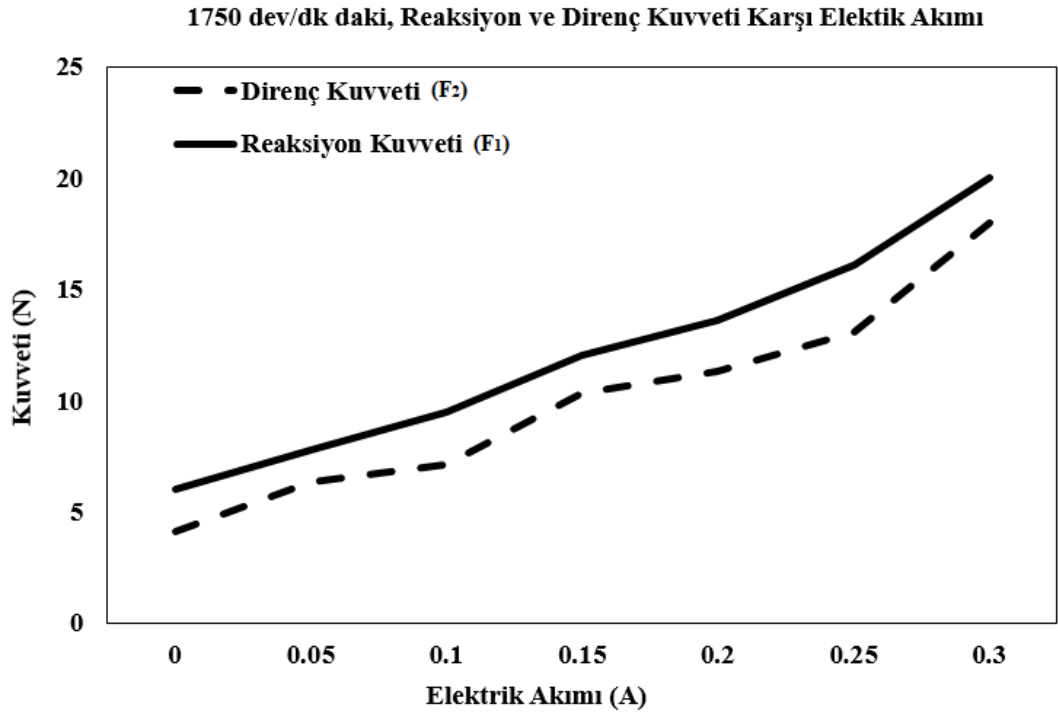
Elektrik akımı I (A)	Giriş Milinin Sabit Hız Miktarı 1500 dev/dk	
	Reaksiyon Kuveti F ₁ (N)	Direnç Kuvveti F ₂ (N)
0	7	5
0.05	9.3	7.8
0.1	12	11
0.15	14.1	13.1
0.2	16.9	14.3
0.25	20	17.5
0.3	22.3	20.1



Şekil 6. 11. Ölçülen kuvvetlerin, uygulanan akımlara karşı değişimi

Çizelge 6. 8. 1750 dev/dk sabit hıza göre ölçülen kuvvetler

Elektrik akımı I (A)	Giriş Milinin Sabit Hız Miktarı 1750 dev/dk	
	Reaksiyon Kuvveti F ₁ (N)	Direnç Kuvveti F ₂ (N)
0	6	4.1
0.05	7.8	6.3
0.1	9.5	7.1
0.15	12	10.3
0.2	13.6	11.3
0.25	16.1	13.1
0.3	20	18

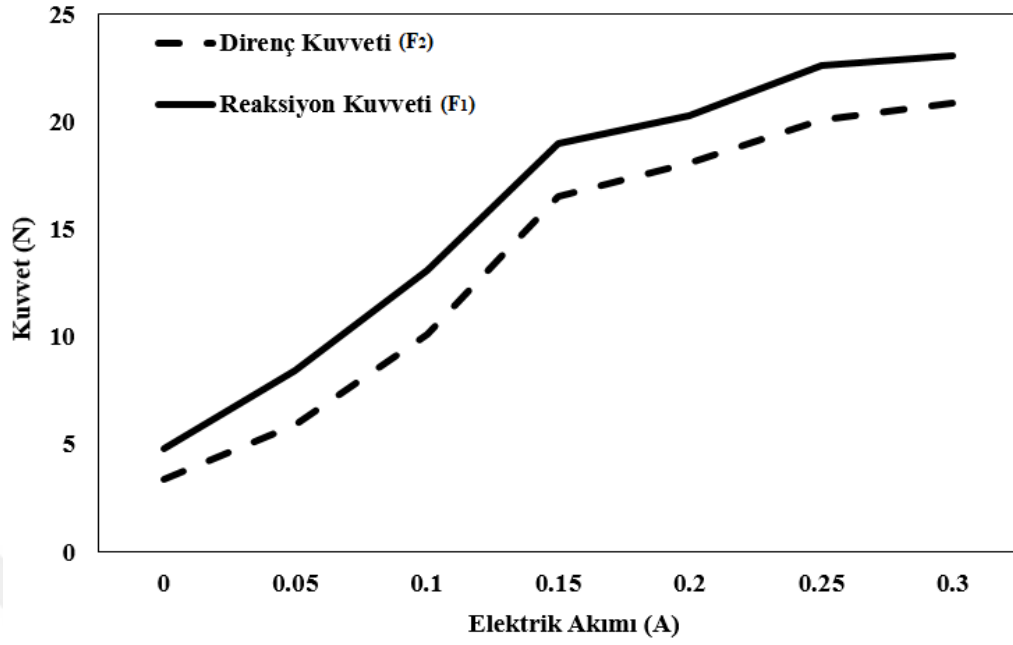


Şekil 6. 12. Ölçülen kuvvetlerin, uygulanan akımlara karşı değişimi

Çizelge 6. 9. 2000 dev/dk sabit hıza göre ölçülen kuvvetler

Elektirik akımı I (A)	Giriş Milinin Sabit Hız Miktarı 2000 rpm	
	Reaksiyon Kuvveti F ₁ (N)	Direnç Kuvveti F ₂ (N)
0	4.8	3.4
0.05	8.4	5.9
0.1	13.1	10.1
0.15	19	16.5
0.2	20.3	18.1
0.25	22.6	20.1
0.3	23.1	20.9

2000 dev/dk daki, Reaksiyon ve Direnç Kuvveti Karşı Elektik Akımı

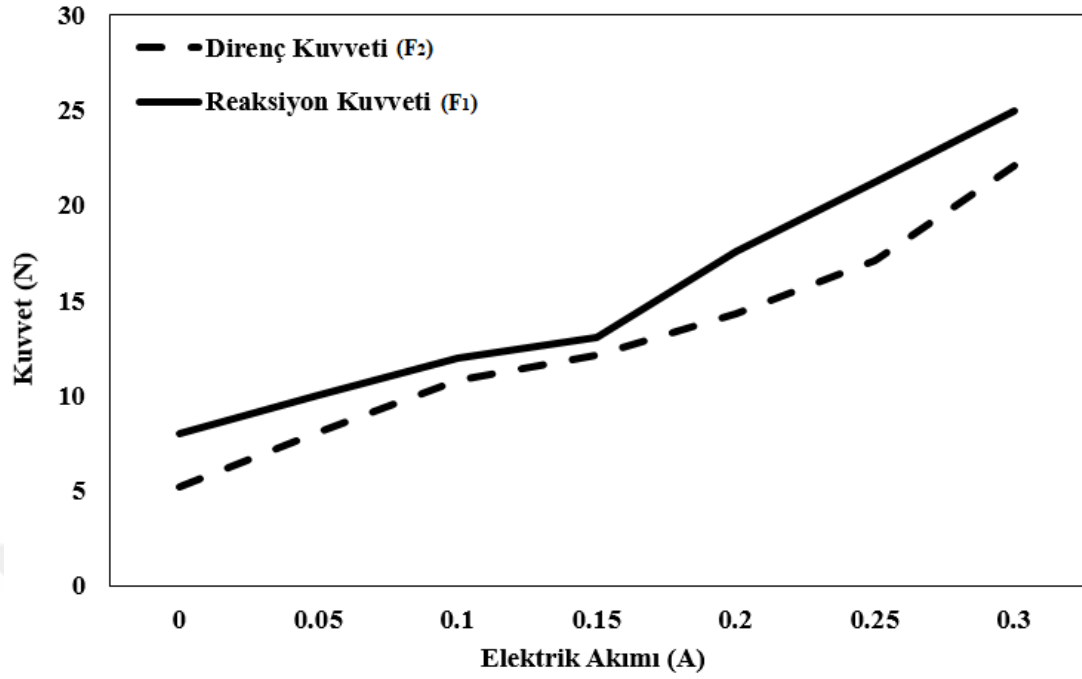


Şekil 6. 13. Variation of measured forces versus applied currents

Çizelge 6. 10. 2250 dev/dk sabit hıza göre ölçülen kuvvetler

Elektirik akımı I (A)	Giriş Milinin Sabit Hız Miktarı 2250 dev/dk	
	Reaksiyon Kuvveti F ₁ (N)	Direnç Kuvveti F ₂ (N)
0	8	5.2
0.05	10	8.1
0.1	12	10.8
0.15	13.1	12.1
0.2	17.6	14.3
0.25	21.2	17.1
0.3	25	22.1

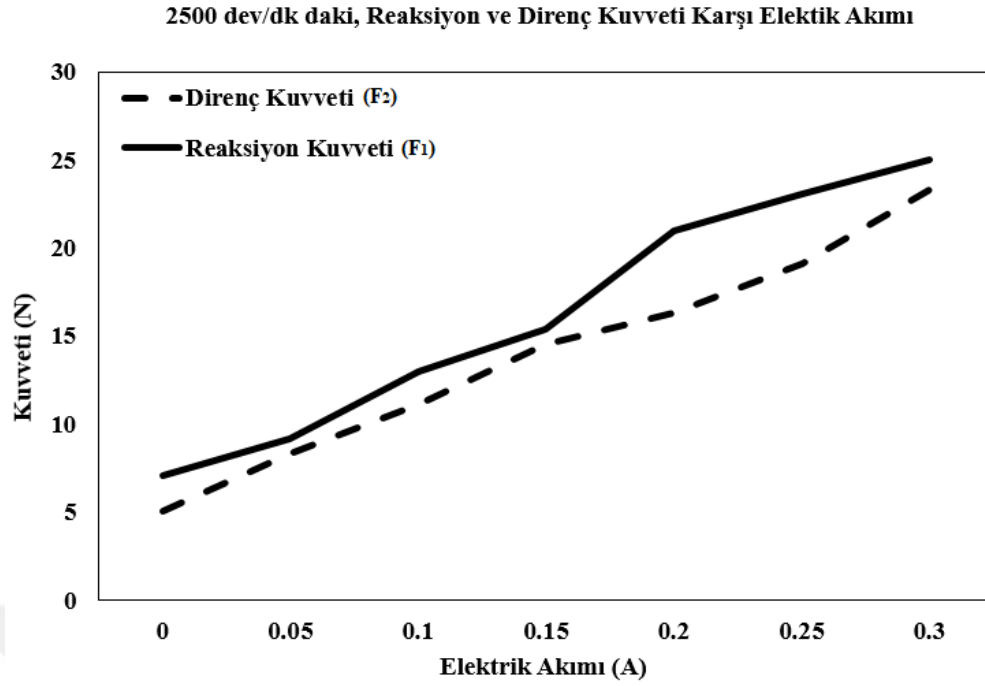
2250 dev/dk daki, Reaksiyon ve Direnç Kuvveti Karşı Elektik Akımı



Şekil 6. 14. Ölçülen kuvvetlerin, uygulanan akımlara karşı değişimi

Çizelge 6. 11. 2500 dev/dk sabit hıza göre ölçülen kuvvetler

Giriş Milinin Sabit Hız Miktarı 2500 dev/dk		
Elektrik akımı I (A)	Reaksiyon Kuveti F ₁ (N)	Direnç Kuvveti F ₂ (N)
0	7.1	5.1
0.05	9.2	8.3
0.1	13	11.1
0.15	15.4	14.5
0.2	21	16.3
0.25	23.1	19.1
0.3	25	23.3



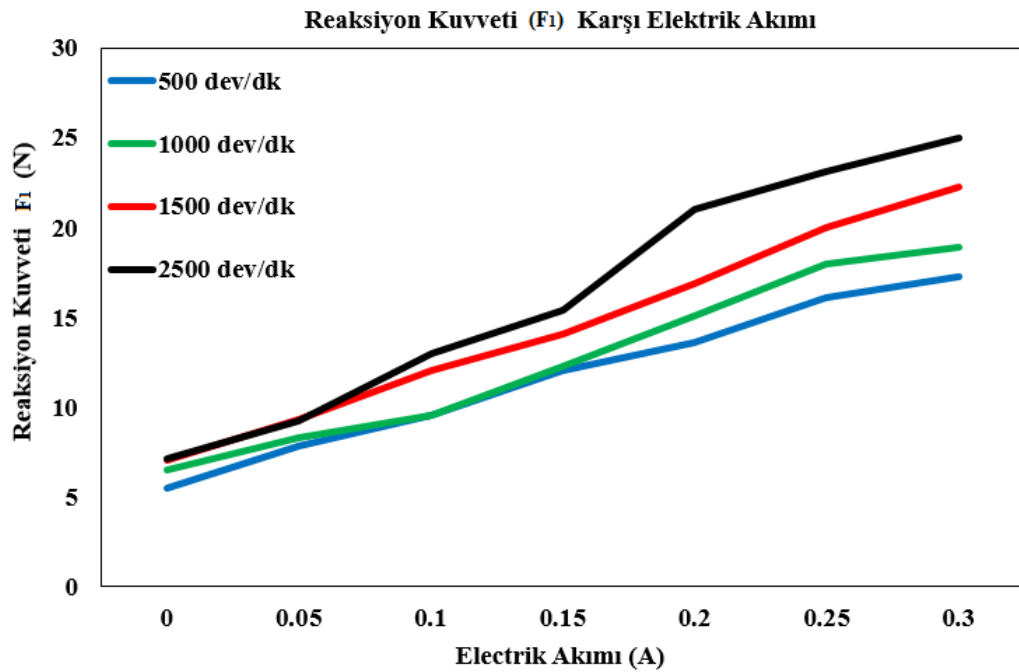
Şekil 6. 15. Ölçülen kuvvetlerin, uygulanan akımlara karşı değişimi

6.2.2. Redüktörün giriş ve çıkış kuvvet sonuçları karşılaştırması

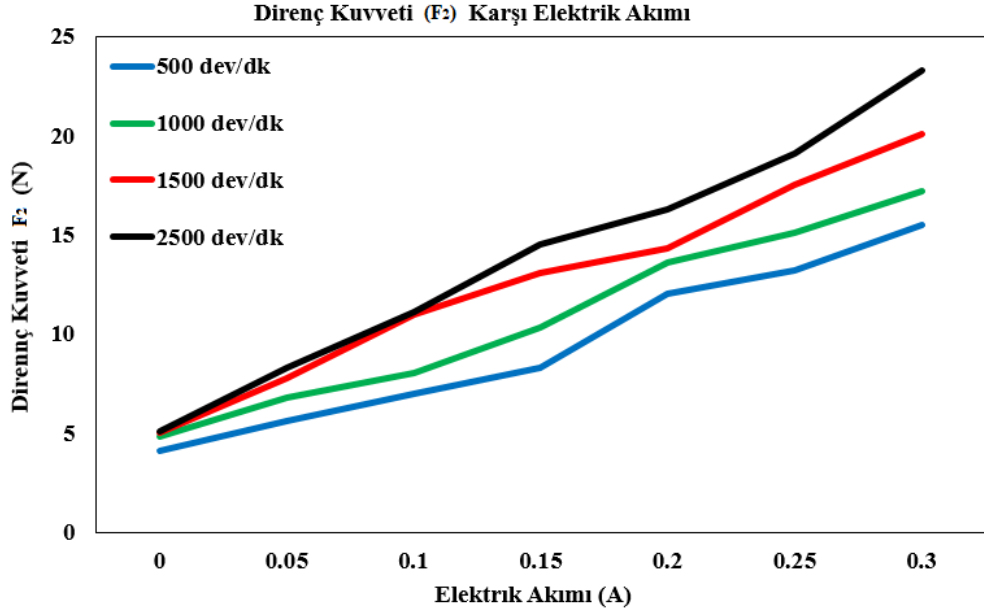
Şekil 6.16'de görüldüğü gibi, redüktör giriş milinin hızının sabit değerine göre, reaksiyon kuvvetleri ile elektrik akımına karşı arasındaki ilişkileri çizgisel olarak karşılaştırması gösterilmiştir. yanı sıra, Şekil 6.17'de gösterilen redüktörün çıkış miline ait direnç kuvvetleri, elektrik akımına karşı redüktörün giriş milinin hızı sabit değerine göre karşılaştırma gösterilmiştir. Redüktörün giriş miline etki eden reaksiyon kuvvetleri, manyetik volanlı redüktör sisteminin çıkış miline uygulanan fren kuvvetleriyle doğrudan orantılıdır. Buna ek olarak, Şekil 6.16'de gösterildiği gibi, redüktörün giriş milinin farklı dönme hız değerleri göre ölçülen reaksiyon kuvvetleri, giriş milinin dönme hızını artırmasıyla pozitif olarak arttığı açıklanmıştır. Giriş milinin hız miktarı artırıldığında, redüktörün çıkış miline etki eden direnç kuvvetinin değerleri pozitif yönde artırma sahip olacağına vurgulanmıştır. Frenleme kuvveti, redüktörün çıkış milinin üzerine etki eden direnç kuvvetleri, redüktör sistemin önemli parametrelerinden olduğunu odaklanmıştır. Şekil 6.16 ve Şekil 6.17'de gösterilen sonuçları karşılaştırıldığında, aşağıdaki sonuçları özetlenmiştir.

- Redüktörün giriş miline ait reaksiyon kuvvetleri, elektrik akımı değerlerinin değişmesine karşı, redüktörün çıkış miline ait direnç kuvvetleri değişimi ile frenlemeye uygulanan elektrik akımına karşı değişmesine kıyasla daha homojen olduğuna gösterilmiştir.
- Ölçülen reaksiyon kuvvetlerinin değerleri, ölçülen direnç kuvvetlerinin değerlerine karşı Şekil 6.16 ve Şekil 6.17'de görüldüğü gibi yüksek verileri sahip olduğuna gösterilmiştir.
- Reaksiyon kuvvetlerin değerleri, uygulanan elektrik akımını artırmak ile artar, yanı sıra da giriş milinin dönme hızının miktarı artırarak orantılı bir şekilde artırılmaktadır.
- Direnç kuvvetlerin değerleri, uygulanan elektrik akımını artırmak ile kademe kademe artar, yanı sıra da giriş milinin dönme hızının miktarı artıkça orantılı bir şekilde artırılmaktadır.

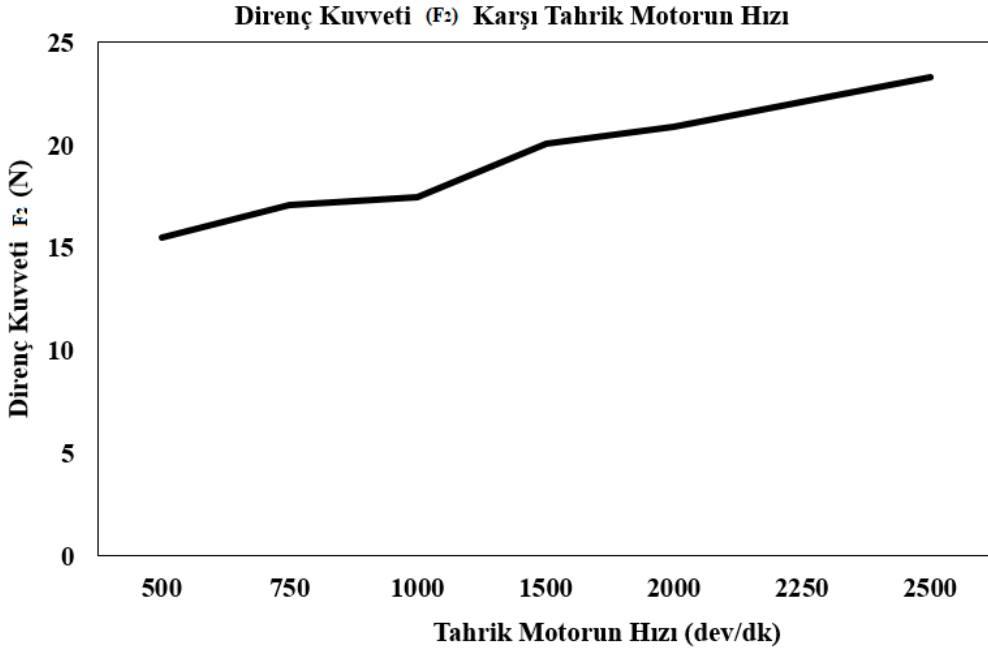
Şekil 6.18, görüldüğü gibi, redüktörün çıkış miline ait kuvvetleri ile redüktörün giriş milinin farklı hızları ile ilgili ilişkiyi göstermektedir. Redüktör çıkış miline ait direnç kuvvetleri, giriş milin dönme hızlarının artırması ile karşı pozitif ilişkileri sahip olduğuna gösterilmiştir.



Şekil 6. 16. Reaksiyon kuvvetleri ile dönme hızları karşılaştırması



Şekil 6. 17. Direnç kuvvetleri ile dönme hızları karşılaştırması



Şekil 6. 18. Direnç kuvvetleri ile dönme hızları karşılaştırması

6.2.3. Deneyssel olarak ölçülen tork sonuçları

Şekil 6.19'den Şekil 6.27'ye kadar gösterilen doğrusal ilişkiler, hesaplanan reaksiyon torkları ve direnç torkları değerleri sırasıyla elektrik akımına karşı sonuçları gösterilmiştir. Redüktörün giriş ve çıkış millerine ait torkları Çizelge 6.12'den Çizelge 6.20'e kadar bulunan veriler gösterildiği gibi, ölçülen kuvvetleri ile manometre

kolunun uzunluğu ve frenleme kolunun uzunluğu ile sırasıyla çarpılmasıyla birlikte hesaplanmaktadır. Redüktörün performans testi incelemesinde redüktörün giriş miline ait dönme hızının 500 dev/dk dan başlayıp 2500 dev/dk ya kadar, frenleme giriş akımına karşı farklı deneyeleri yapılmıştır. Buna ekolarak redüktörün giriş ve çıkış miline ait kuvvet, tork ve g gibi belirlenmiştir. Hesaplanan giriş ve çıkış millerine ait torkları karşılaştırması aşağıdakileri özetlenmiştir.

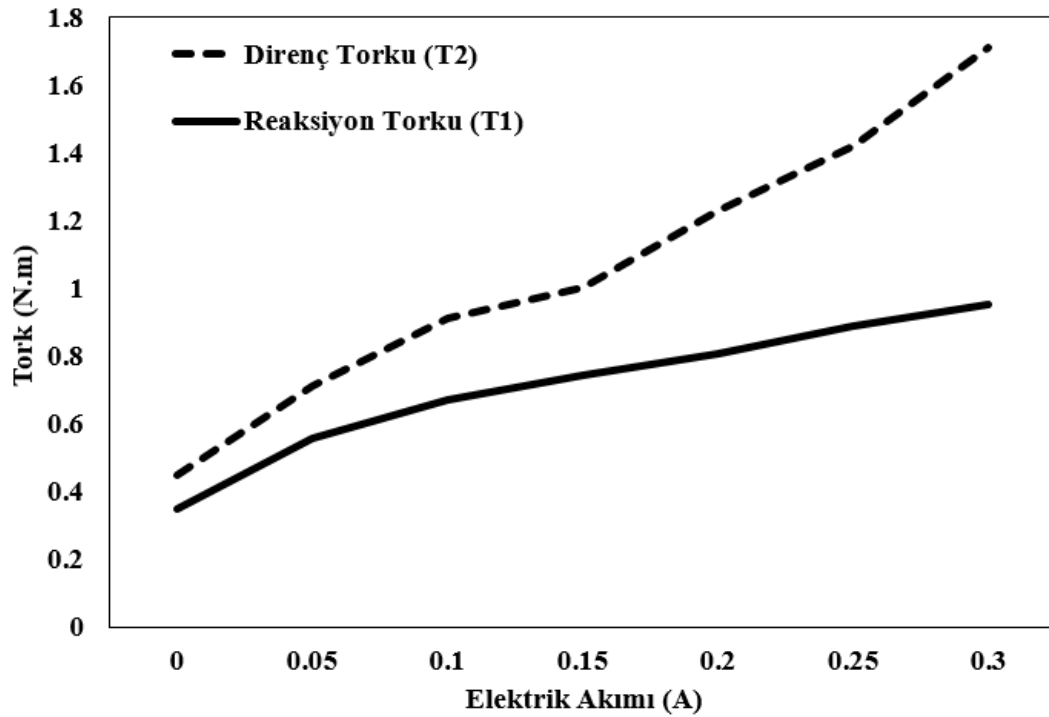
- Elektromanyetik fren ünitesine uygulanan elektrik akımının miktarı arttıķa orantılı bir şekilde direnç torkları artırmaktadır.
- Reaksiyon ve direnç tork verileri, elektrik akımı miktarına karşı artırarak doğrudan orantılı olarak artırılmaktadır.
- Redüktörün giriş miline ait reaksiyon tork verileri, redüktörün çıkış miline ait direnç torkuna karşı daha azdır.
- Hesaplanan reaksiyon tork değerleri ve direnç tork değerleri arasındaki mevcut fark, giriş ve çıkış milinin arasındaki tork azaltma değeri büyüklüğünü gösterir.
- Tork kayıplarının miktarı, direnç kuvvetleri arttırmanın, yanı sıra giriş milinin dönme hızının arttırdıkça orantılı olarak artar.

Deneyssel analizin sonuçları görüldüğü gibi, redüktörün giriş milinin hızı artması ile çıkış milinin torku, frenleme akımına karşı arttığını gösterilmiştir. Redüktörün ıkış miline ait torku, manyetik kuvvetlerin etkisinden sonucu temasız bir şekilde tork aktırma sahip olduğuna vurgulanmaktadır. Bu temas sızlikten nedeni, redüktörün giriş milinin hızı arttıķa güç kayıpları artar. Kalıcı mıknatıs kutupları yüksek dönme hızlarda kayma durumuna girer ve güç kayıpları kaynak olur. Redüktörün ıkış miline ait torkları, temas olmadan g aktarıldıkında, tork dalgalanmasına sahip olabilmektedir. Tork dalgalanması makine elemanları tasarımında, negatif enerji olarak kabul edilir ve tasarlanan sisteminin titreşim sebibi nedeni olur. Bu dalgalanma, dişli oranı, manyetik dişli mekanizması tipi ve kalıcı mıknatıs kalitesi gibi birçok parametreden etkilenmiştir. Manyetik dişliler de tork titreşim ile ilgili daha önce (Y.SHI, 2018) tarafından yapılan araştırmada titreşim analizi edilmiştir ve mıknatıs kutup sayısı seçiminin iletilen torku dalgalanmasında önemli bir etkiye sahip olduğunu göstermektedir.

Çizelge 6. 12. 500 dev/dk sabit hıza göre hesaplanan tork

Elektrik akımı I (A)	Giriş Milinin Sabit Hız Miktarı 500 dev/dk	
	Reaksiyon Torku T_1 (N.m)	Direnç Torku T_2 (N.m)
0	0.3	0.41
0.05	0.39	0.56
0.1	0.475	0.7
0.15	0.6	1.1
0.2	0.68	1.2
0.25	0.805	1.32
0.3	0.9	1.71

750 dev/dk daki Reaksiyon ve Direnç Torkları Karşı Elektrik Akımı

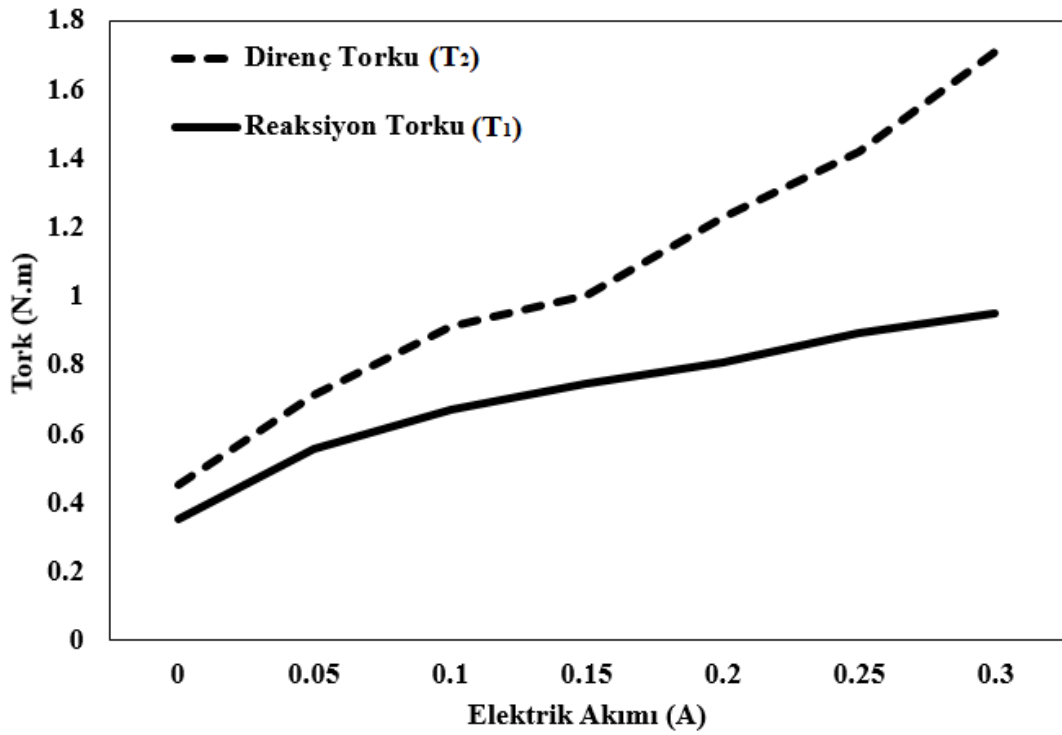


Şekil 6. 19. Redüktör torkları uygulanan akıma karşı değişiklikler

Çizelge 6. 13. 750 dev/dk sabit hıza göre hesaplanan tork

Elektrik akımı I (A)	Giriş Milinin Sabit Hız Miktarı 750 dev/dk	
	Reaksiyon Torku T_1 (N.m)	Direnç Torku T_2 (N.m)
0	0.315	0.45
0.05	0.555	0.71
0.1	0.67	0.91
0.15	0.745	1
0.2	0.805	1.23
0.25	0.89	1.42
0.3	0.95	1.71

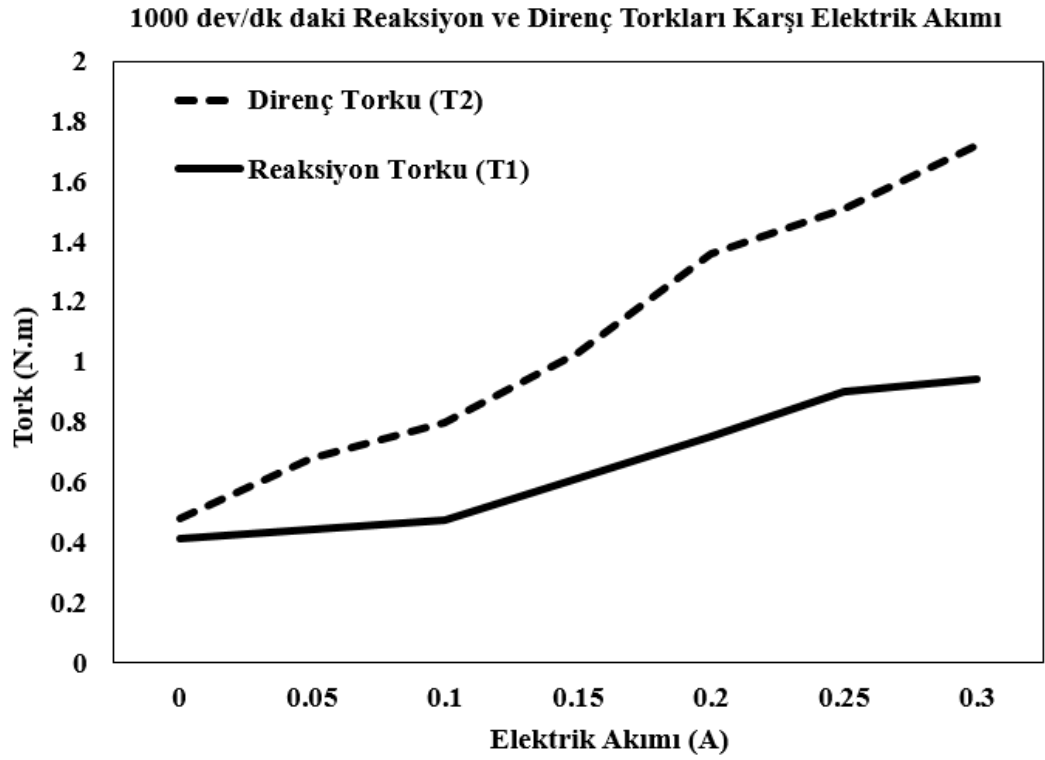
750 dev/dk daki Reaksiyon ve Direnç Torkları Karşı Elektrik Akımı



Şekil 6. 20. Redüktör torkları uygulanan akıma karşı değişiklikler

Çizelge 6. 14. 1000 dev/dk sabit hıza göre hesaplanan tork

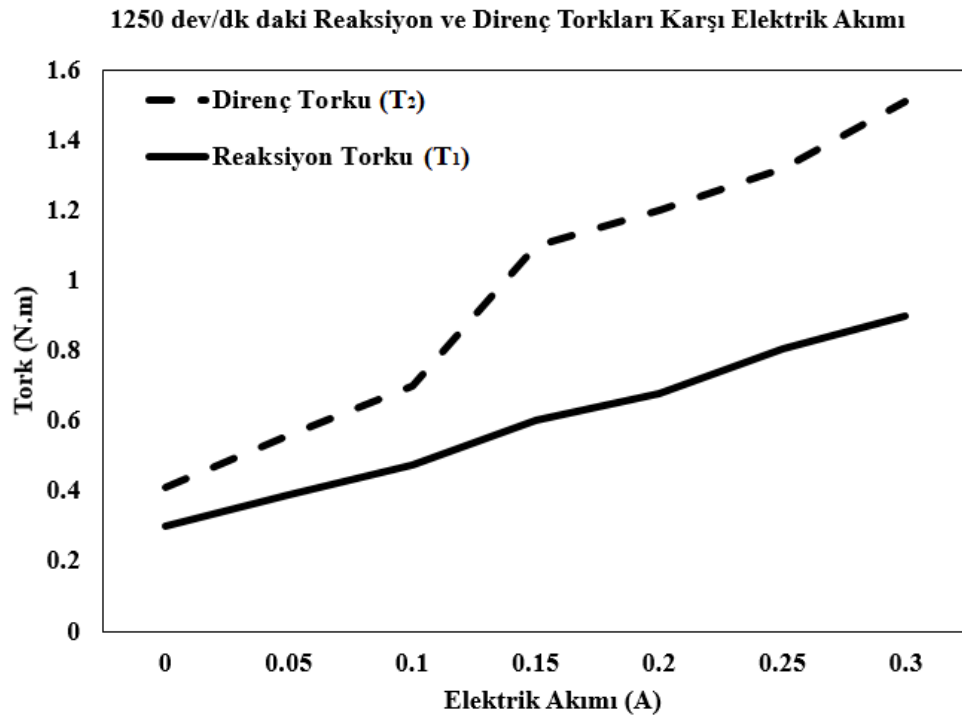
Elektrik akımı I (A)	Giriş Milinin Sabit Hız Miktarı 1000 rpm	
	Reaksiyon Torku T_1 (N.m)	Direnç Torku T_2 (N.m)
0	0.35	0.48
0.05	0.445	0.68
0.1	0.5	0.73
0.15	0.615	1.03
0.2	0.755	1.36
0.25	0.9	1.51
0.3	0.945	1.72



Şekil 6. 21. Redüktör torkları uygulanan akıma karşı değişiklikler

Çizelge 6. 15. 1250 dev/dk sabit hıza göre hesaplanan tork

Elektrik akımı I (A)	Giriş Milinin Sabit Hız Miktarı 1250 dev/dk	
	Reaksiyon Torku T_1 (N.m)	Direnç Torku T_2 (N.m)
0	0.3	0.41
0.05	0.39	0.56
0.1	0.475	0.7
0.15	0.6	1.1
0.2	0.68	1.2
0.25	0.805	1.32
0.3	0.9	1.51

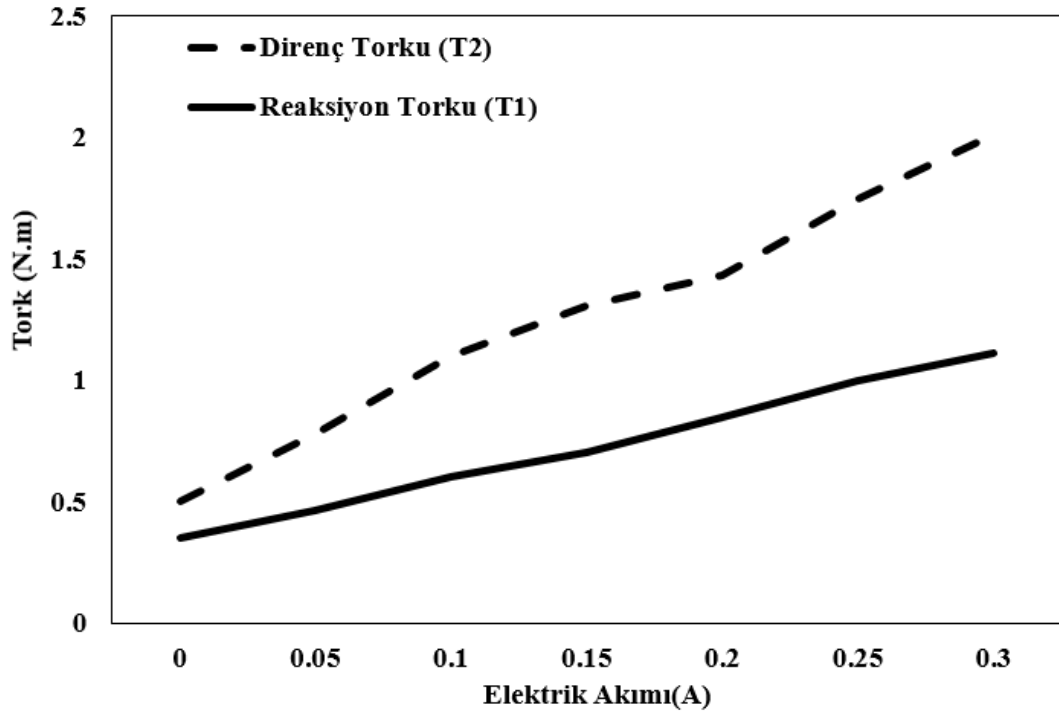


Şekil 6. 22. Redüktör torkları uygulanan akıma karşı değişiklikler

Çizelge 6. 16. 1500 dev/dk sabit hıza göre hesaplanan tork

Elektrik akımı I (A)	Giriş Milinin Sabit Hız Miktarı 1500 dev/dk	
	Reaksiyon Torku T_1 (N.m)	Direnç Torku T_2 (N.m)
0	0.35	0.5
0.05	0.465	0.78
0.1	0.6	1.1
0.15	0.705	1.31
0.2	0.845	1.43
0.25	1	1.75
0.3	1.115	2.01

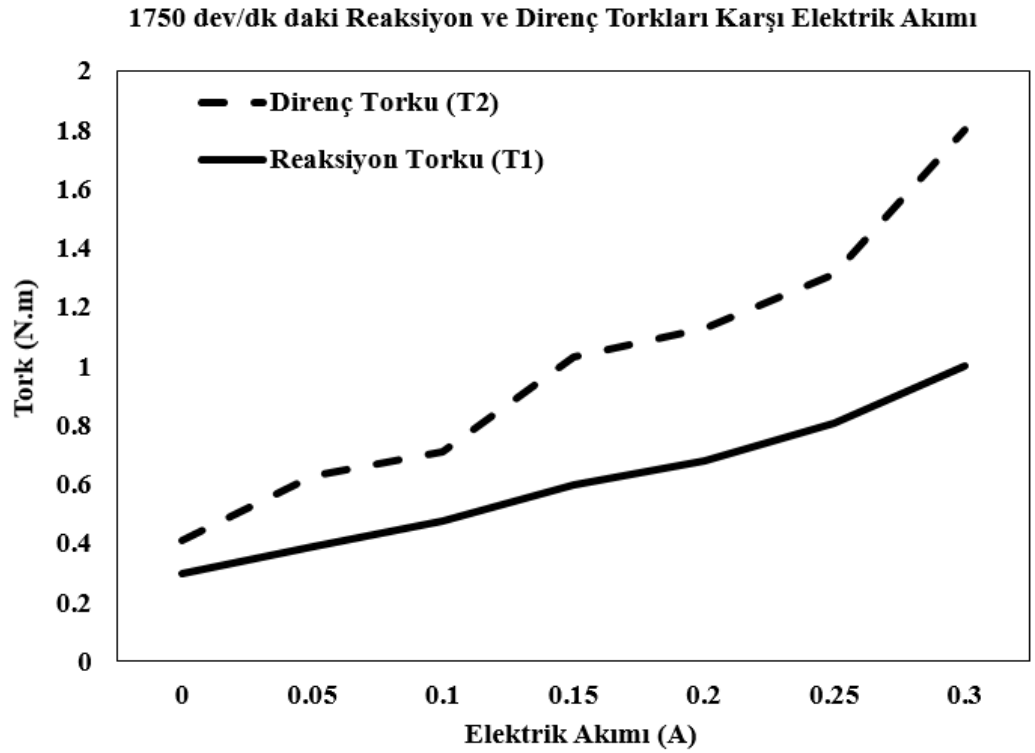
1500 dev/dk daki Reaksiyon ve Direnç Torkları Karşı Elektrik Akımı



Şekil 6. 23. Redüktör torkları uygulanan akıma karşı değişiklikler

Çizelge 6. 17. 1750 dev/dk sabit hıza göre hesaplanan tork

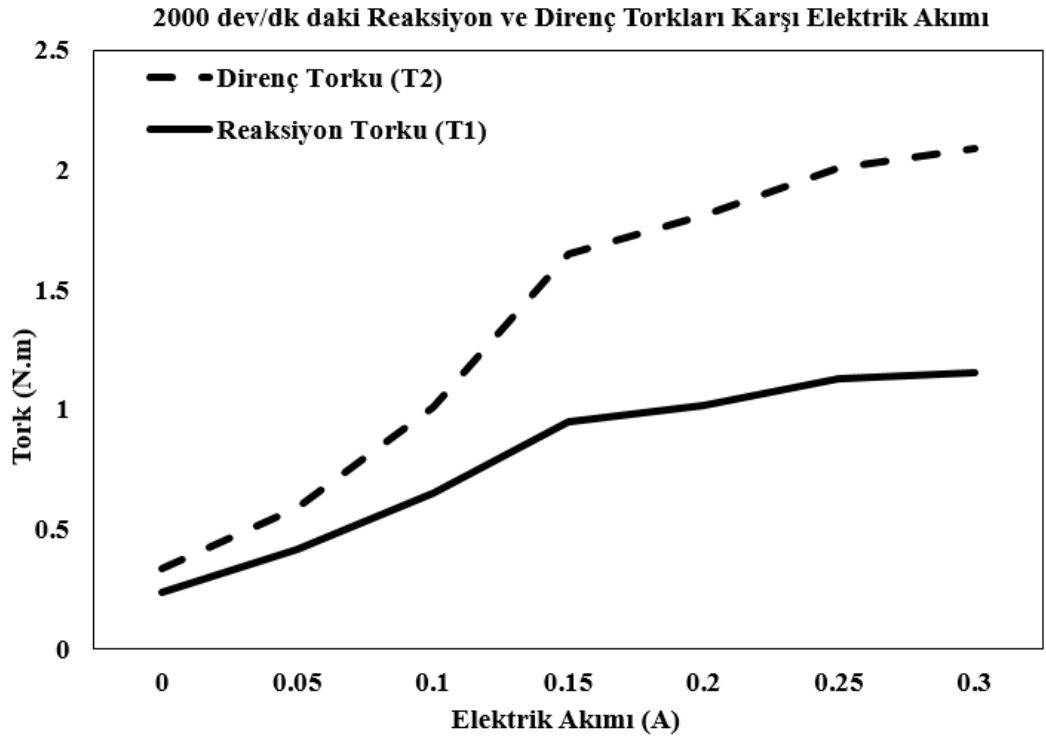
Elektrik akımı I (A)	Giriş Milinin Sabit Hız Miktarı 1750 dev/dk	
	Reaksiyon Torku T_1 (N.m)	Direnç Torku T_2 (N.m)
0	0.3	0.41
0.05	0.39	0.63
0.1	0.475	0.71
0.15	0.6	1.03
0.2	0.68	1.13
0.25	0.805	1.31
0.3	1	1.8



Şekil 6. 24. Redüktör torkları uygulanan akıma karşı değişiklikler

Çizelge 6. 18. 2000 dev/dk sabit hıza göre hesaplanan tork

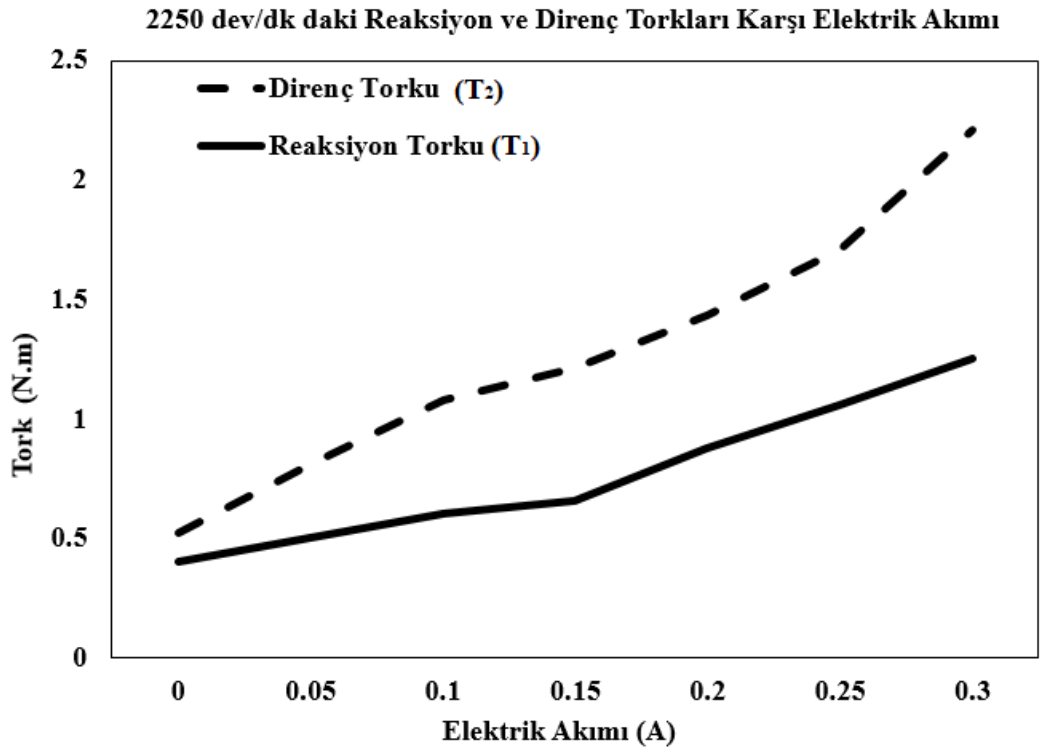
Elektrik akımı I (A)	Giriş Milinin Sabit Hız Miktarı 2000 dev/dk	
	Reaksiyon Torku T_1 (N.m)	Direnç Torku T_2 (N.m)
0	0.24	0.34
0.05	0.42	0.59
0.1	0.655	1.01
0.15	0.95	1.65
0.2	1.015	1.81
0.25	1.13	2.01
0.3	1.155	2.09



Şekil 6. 25. Redüktör torkları uygulanan akıma karşı değişiklikler

Çizelge 6. 19. 2250 dev/dk sabit hıza göre hesaplanan tork

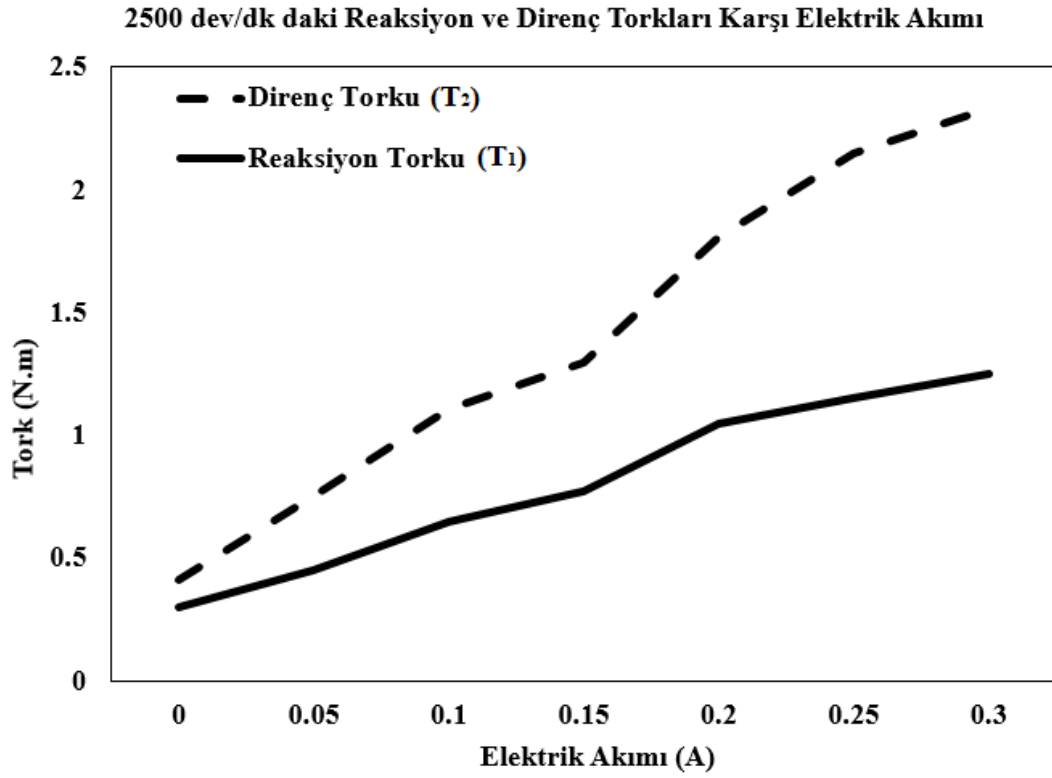
Elektrik akımı I (A)	Giriş Milinin Sabit Hız Miktarı 2250 dev/dk	
	Reaksiyon Torku T_1 (N.m)	Direnç Torku T_2 (N.m)
0	0.4	0.52
0.05	0.5	0.81
0.1	0.6	1.08
0.15	0.655	1.21
0.2	0.88	1.43
0.25	1.06	1.71
0.3	1.25	2.21



Şekil 6. 26. Redüktör torkları uygulanan akıma karşı değişiklikler

Çizelge 6. 20. 2500 dev/dk sabit hıza göre hesaplanan tork

Elektrik akımı I (A)	Giriş Milinin Sabit Hız Miktarı 2500 dev/dk	
	Reaksiyon Torku T_1 (N.m)	Direnç Torku T_2 (N.m)
0	0.405	0.6
0.05	0.55	0.75
0.1	0.65	1.11
0.15	0.77	1.3
0.2	1.05	1.81
0.25	1.155	2.15
0.3	1.25	2.33



Şekil 6. 27. Redüktör torkları uygulanan akıma karşı değişiklikler

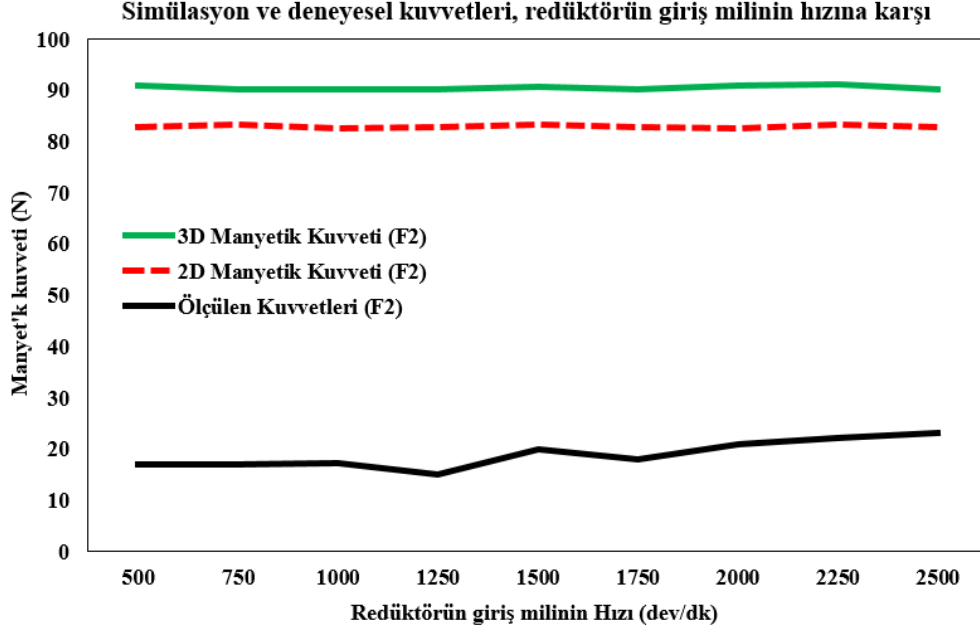
6.3. Simülasyon ve Deneysel Sonuçları Değerlendirmesi

6.3.1. Simülasyon ve deneysel kuvvet sonuçları

Simülasyon analizinde elde edilen iki ve üç boyutlu modellerinden toplanan kuvvet verileri ve deneysel testlerden ölçülen kuvvet verileri, redüktörün giriş milinin hızına karşı Çizelge 6.21'de gösterilmiştir. Redüktörün giriş milinin hızına göre elde edilen redüktörün çıkış miline etki eden direnç kuvvetleri Çizelge 6.21'de gösterilmiştir. Simülasyon ve deneysel testlerini yaparken tahrik motorun hızı 500 dev/dk'dan 2500 dev/dk'ya kadar ve her deneye de artı 250 dev/dk'şer adımı kabul alınarak gerçekleştirilmiştir. Çizelge 6.21'de bulunan sonuçlarda, redüktörün çıkış miline aktırılan direnç kuvvetleri ile ilgili, simülasyona ait verileri, deneysel testine ait verileri ile karşılaştırıldığında önemli ölçüde yüksek olduğunu doğrulamaktadır. Ayrıca, bu kayıpları redüktörün giriş milinin hızı artıkça kalıcı mıknatıs kutuplara ait atlamaktan dolayı kayıpları ortaya çıkabileceğini gösterilmiştir. Simülasyon analizinden çıkan kuvvet değerleri ile deneysel düzeneğinden toplanan kuvvet değerleri arasındaki hesaplanan farkları, kuvvet kayıpları miktarı gösterilmektedir.

Çizelge 6. 21. Simülasyon ve ölçülen direnç kuvvetleri karşılaştırması

Giriş Mili Hızı (dev/dk)	Manyetik Kuvveti (N)		
	2D Simülasyon	3D Simülasyon	Deneysel ölçülen
500	82.9	91.095	17.1
750	83.3	90.348	17.1
1000	82.7	90.176	17.2
1250	82.8	90.214	15.1
1500	83.3	90.735	20.1
1750	82.8	90.348	18
2000	82.7	91.095	20.9
2250	83.3	91.309	22.1
2500	82.8	91.309	23.3



Şekil 6. 28. Redüktörün giriş milin dönme hızına karşı deneysel ve simülasyon direnç kuvvetleri karşılaştırması

Manyetik volanlı redüktör sistemine ait olan deneysel ve simülasyon testlerinden toplanan kuvvet sonuçlarını karşılaştırması Şekil 6.28'te gösterilmiştir. Yatay eksenini manyetik volanlı redüktör sisteminin giriş milinin hızlarını ve dikey eksen ise sistemin çıkış miline ait direnç kuvvetleri gösterilmiştir. İki ve üç boyutlu modellerine ait simülasyon analizinden toplanan direnç kuvvetleri redüktörün giriş milinin hızına karşı düzgün ve sabit adımla artışı gösterilmiştir. Ayrıca, deneysel testlerinden toplanan kuvvet sonuçları redüktörün giriş milinin hızına karşı artmasıyla artırılmıştır. Bunlara ek olarak, simülasyon testlerinden toplanan direnç kuvveti sonuçları Şekil 6.28'te gösterildiği gibi deneysel test sonuçlarına göre çok daha yüksektir. Şekil 6.28 gösterildiği iki ve üç boyutlu simülasyon kuvvetleri ile deneysel kuvveti arasındaki fark, deneysel testi etkileyen birçok faktörden kaynaklanmaktadır; aynı zamanda bu faktörlerin etkisine simülasyon testinin yaparken ihmal ederek sonuç alınmıştır. Etki eden faktörlerden bazıları:

- Manyetik alanı kaybı
- Dış ve iç rotorları arasındaki hava boşluğunun büyüklüğü
- Sürtünme kaybı planet dişli mekanizmasına aittir.

6.3.2. Simülasyon ve deneysel tork sonuçları

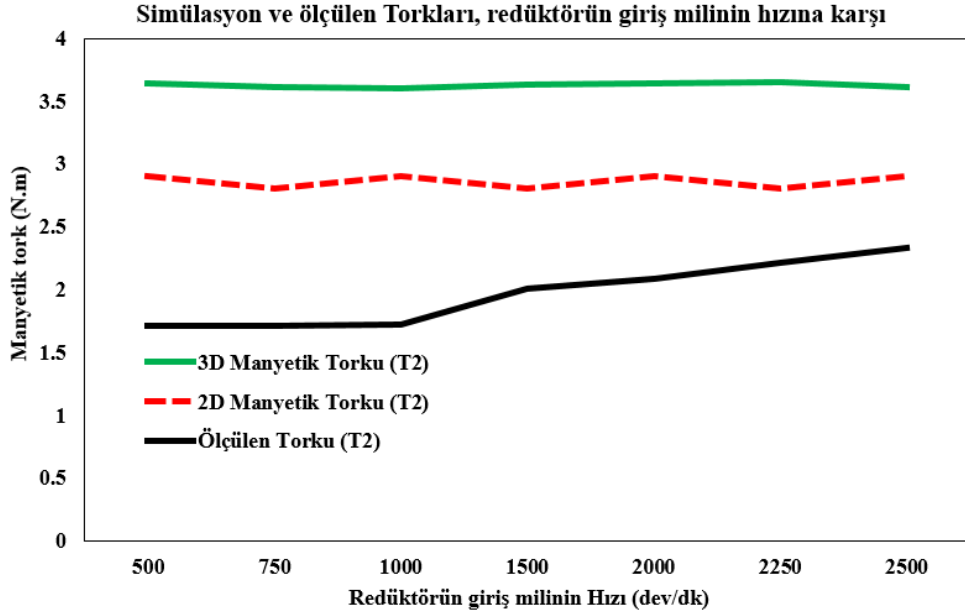
Bölüm 3'te belirlediği gibi, tasarlanan manyetik dişli mekanizmasının, Ansys Maxwell yazılımı kullanılarak 2D ve 3D modelleri yapılmıştır; daha sonra simülasyon analizinin gerçekleştirilmiştir. Redüktörün giriş milinin dönme hızlarına karşı iki boyutlu 2D ve üç boyutlu 3D modellerinin simülasyon analizi tork sonuçları ve deneysel ölçülen tork sonuçları, Çizelge 6.22'de gösterilmiştir.

Çizelge 6. 22. Simüle edilmiş ve deneysel olarak ölçülen torkların karşılaştırılması

Giriş Mili Hızı (dev/dk)	Manyetik Torku (N.m)		
	2D Simülasyon	3D Simülasyon	Deneysel ölçülen
500	2.9	3.644	1.71
750	2.8	3.614	1.71
1000	2.9	3.607	1.72
1250	2.9	3.609	1.51
1500	2.8	3.629	2.01
1750	2.9	3.614	1.8
2000	2.9	3.644	2.09
2250	2.8	3.652	2.21
2500	2.9	3.652	2.33

Manyetik volanlı redüktör sistemine ait olan deneysel ve simülasyon testlerinden toplanan tork sonuçlarını karşılaştırmasını Şekil 6.29'te gösterilmiştir. Yatay eksenini manyetik volanlı redüktör sisteminin giriş milinin hızlarını ve dikey eksenini ise sistemin çıkış miline ait direnç torkları gösterilmektedir. Simülasyon testlerinden toplanan direnç torklarının redüktörün giriş milinin hızına karşı doğrudan orantılı bir şekilde gösterilmiştir. Ayrıca, deneysel testlerinden toplanan tork sonuçlarına redüktörün giriş milinin hızına karşı artmasıyla artar. Bunlara ek olarak, simülasyon testlerinden iki ve üç boyutlu modellerden toplanan tork sonuçları Şekil 6.29'te gösterildiği gibi deneysel test sonuçlarına göre çok daha yüksektir. Düşük dönme hızlarında simülasyon tork değerleri deneysel tork değerlerine karşı çok yüksek

fark bulunmuştur; redüktörün giriş milinin dönme hızına artıkcı bu fark azaltması gösterilmiştir. Şekil 6.29’de gösterildiğı simülasyon torkları ile deneysel torku arasındaki fark, deneysel testi etkileyen birçok faktörlerden kaynaklanmaktadır; aynı zamanda bu faktörlerin etkisine simülasyon analizinin yaparken ihmal ederek sonuç alınmıştır.



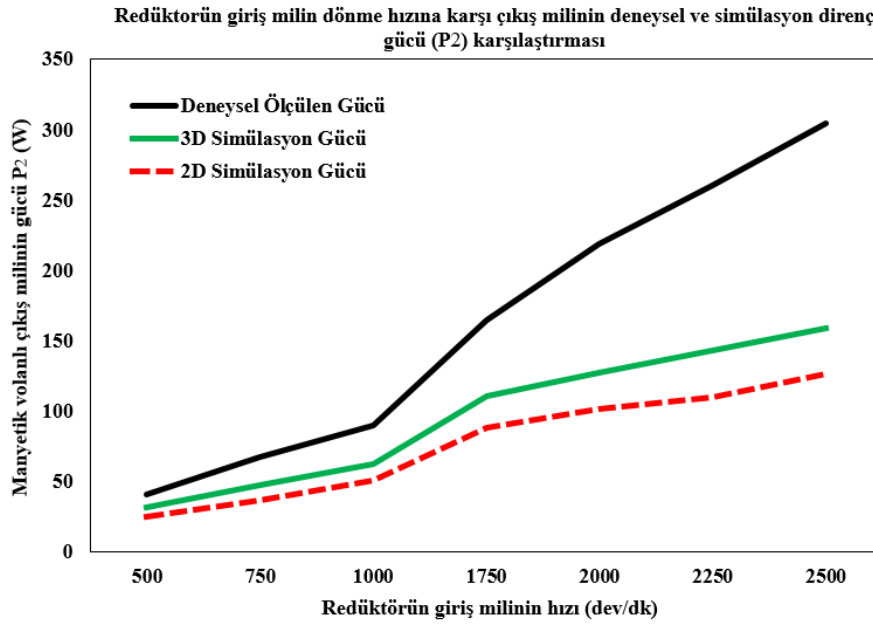
Şekil 6. 29. Redüktörün giriş milin dönme hızına karşı deneysel ve simülasyon direnç torkları karşılaştırması

6.3.3. Simülasyon ve deneysel güç sonuçları

Manyetik volanlı redüktör sistemine ait olan deneysel ölçülen gücü ve iki ve üç booyutlu modellerden toplanan simülasyon analizin güç sonuçlarını karşılaştırmasını Şekil 6.30’te göstermektedir. Yatay eksenini manyetik volanlı redüktör sisteminin giriş milinin hızı ve dikey eksenini ise sistemin çıkış miline ait gücü gösterilmektedir. Manyetik volanlı redüktör sisteminin çıkış mili ile elde edilen gücü deneysel testlerin sonuçları ile simülasyon testlerinin sonuçları arasında karşılaştırırken Şekil 6.30’de görüldüğü gibi aşağıdaki noktalarla özetebilmektedir:

- Manyetik volanlı redüktörün çıkış miline ait toplanan gücü deneysel ve simülasyon testlerinde giriş milinin hızına karşı pozitif orantılıdır.
- Deneysel testlerden elde edilen güç değerleri, simülasyon test sonuçlarına göre daha yüksektir.

- Manyetik volanlı redüktörün giriş miline ait düşük dönme hızlarda, deneysel testleri ve simülasyon testleri arasındaki mevcut güç değeri farkı düşük bulunmuştur ve dönme hızının artmasıyla yavaş yavaş artılmaktadır.



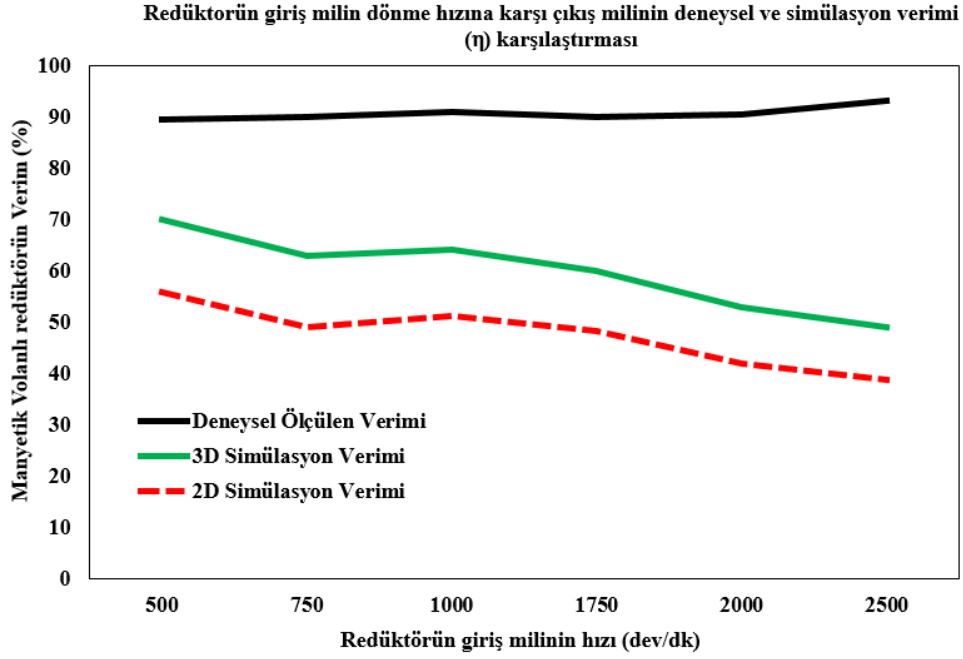
Şekil 6. 30. Redüktörün giriş milin dönme hızına karşı deneysel ve simülasyon direnç gücü karşılaştırması

6.3.4. Manyetik volanlı redüktörün simülasyon ve deneysel verimi

Manyetik volanlı redüktör sisteminin deneysel verim ve simülasyon analizinden toplanan verim sonuçları karşılaştırması Şekil 6.31'de gösterilmiştir. Yatay eksenini manyetik volanlı redüktör sisteminin giriş milinin hızı ve dikey eksenini ise sistemin çıkış milinin verimi gösterilmiştir. Manyetik volanlı redüktör sisteminin çıkış miline ait verim, deneysel ve iki ve üç boyutlu simülasyon testlerinden toplanan sonuçlar arasında karşılaştırırken Şekil 6.31'de görüldüğü gibi aşağıdaki noktalarla özetebilmektedir:

- Manyetik volanlı redüktörün çıkış miline ait veriminin dönme hızına karşı deneysel testlerinde düzgün bir şekilde değişilmiştir ve ayrıca simülasyon testlerinde giriş milinin hızına artıka azaltmasını görülmüştür.
- Deneysel testlerden elde edilen verimliği değerleri, simülasyon test sonuçlarına göre daha yüksektir.
- Manyetik volanlı redüktörün giriş miline ait düşük dönme hızlarda, deneysel testleri ve simülasyon testleri iki ve üç boyutlu arasındaki mevcut verim değeri

farkı düşük bulunmuştur ve dönme hızının artmasıyla yavaş yavaş artılmaktadır.



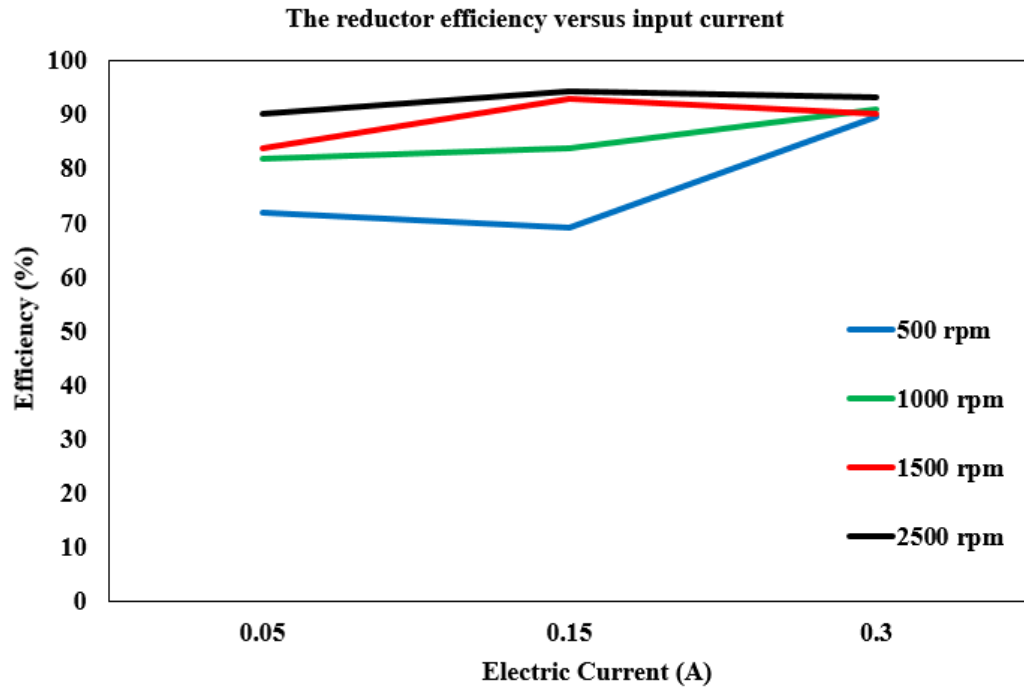
Şekil 6. 31. Redüktörün giriş milin dönme hızına karşı deneysel ve simülasyon çıkış milinin verimi karşılaştırması

6.4. Manyetik Redüktör Sistemin Verimi

6.4.1. Elektromanyetik frenin giriş akımına karşı sistemin verimliliği

Şekil 6.32, manyetik volanlı redüktör sisteminin verimleri ve frenleme sistemine uygulanan elektrik akımları arasındaki ilişkiyi, redüktörün giriş milinin hızlara göre göstermektedir. Bilindiği gibi, fren sistemin ünitesine uygulanan elektrik akımını arttıkça üretilen direnç kuvveti orantılı olarak artmaktadır. Böylece, redüktör sisteminin verimliliği büyüklüğü, redüktörün giriş miline ait dönme hızı artırması ve elektrik akımı artırmasına karşı orantılı olarak artmaktadır. Redüktörün giriş milinin hızı 500 dev/da dan başlayıp 2500 dev/dk ya kadar çalıştırarak, manyetik volanlı redüktör sistemin verimi, frenleme direnç kuvveti ile karşı belirlenmiştir. Deneyesal sonuçlara göre elde edilen maksimum mekanik verimi %93'lük başarıyla göstermiştir. Şekil 6.32, redüktörün verimi ve frenleme ünitesine beslenen elektrik akımı miktarı arasındaki pozitif ilişkiyi göstermektedir. Analizi sonuçlara göre, redüktörün giriş milinin hızı ve frenleme uygulanan akımı arttıkça redüktör sisteminin verimliliği kademeli olarak artırılmaktadır. Bununla birlikte, redüktörün giriş milinin hızı ve

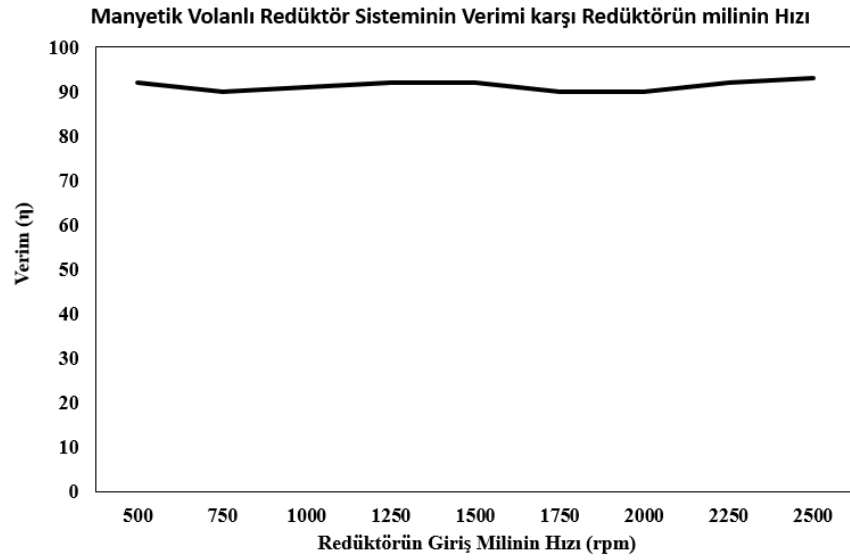
uygulanan akımı düşük miktardaysa, redüktör sisteminin verimleri bir süre orantılı olarak düşük olur; ardından Şekil 6.32, çizgisel eğeri 500 dev/dk ya ait olan görüldüğü gibi direnç kuvvetleri arttıkça artar. Ayrıca bu sonuçlara göre, manyetik volanlı redüktör sisteminin verimliliğinin, geleneksel mekanik dişli sistemlerinin verimliliğine kıyasla özellikle redüktörün giriş miline ait yüksek hızlarında, önemli ölçüde kabul edebileceğini doğrulanmıştır. Kalıcı mıknatıslar aşırı yüklenmeler sırasında kayma atlamasıyla karakterize edilir, bu nedenle, sürülen sistemi aşırı yükleme sırasında hasar görmekten koruma avantajları sunar.



Şekil 6. 32. Redüktörün giriş mili hızlarına karşılık gelen elektrik akımına karşı verimlilik değışimi

6.4.2. Sistemin tahrik motoru hızlarına karşı verimliliğı

Redüktör sistemin maksimum verimliliğini, redüktör giriş milinin dönme hızına karşı verim verilerinin değeri Çizelge 6.23 göstermektedir. Şekil 6.33'da görüldüğü gibi, redüktörün giriş milinin hızı ile mekanik verimliliğı arasındaki ilişki, maksimum değeri karşılaştırılmasında değışkenlik açısından hafif bir fark gösterilmiştir.



Şekil 6. 33. Giriş milin dönme hızlarına karşı redüktör verimliliği

Çizelge 6. 23. Giriş mili hızına karşı hesaplanmış verimlilik

Giriş mili hızı (dev/dk)	Verim (%)
500	90
750	90
1000	91
1250	92
1500	92
1750	90
2000	90
2250	92
2500	93

Manyetik dişli sistemi tasarımı ve üretim süreçleri girdi ve çıktı parametreleri tartışılmaktadır. Benzer şekilde, eş merkezli manyetik dişli sistemleri tasarımı, modellemesi ve Ansys Maxwell'i kullanarak analizi sunuldu. Deneysel analizinde kullanılan tekniği, manyetik volanlı redüktör sisteminin performans parametreleri belirlemek için kanıtlanmıştır. Dişli verimliliği belirleme düzeneği makinesi

kullanılarak, manyetik volanlı redüktörün millere ait reaksiyon ve direnç kuvvetleri, reaksiyon ve direnç torkları, giriş ve çıkış güçleri ve sisteminin verimliliği gibi performans parametreler sonuçları belirlenmektedir.



7. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Bu tez çalışması kapsamında, iki kademeli Manyetik Volanlı Redüktör sistemi üretilmiştir. Üretilen Manyetik Volanlı redüktör sisteminin bileşenlerin tasarımı, imalatı ve performans analizi yapılmıştır. Elde edilen sonuçlar; redüktörün giriş ve çıkış milinin kuvvet, tork, güç ve sisteminin verimliği genel değerlendirmesi olmak üzere üç alt başlık altında özetlenmiştir.

7.1. Redüktörün Giriş ve Çıkış Milinin Kuvvetleri Genel Değerlendirmesi

Manyetik Volanlı Redüktör Sisteminin giriş milini tahrik motoruna bağlı olduğu için motorun dönme hızına göre belli bir miktar kuvveti aktarılmaktadır. Aktarılan kuvveti redüktörün giriş milinin reaksiyon kuvveti olarak planet dişli mekaizmasına aktarılmaktadır. Planet dişli mekanizması ise manyetik dişli mekanizmasına aktarılmaktadır. Ardından redüktörün çıkış miline manyetik kuvvetinden faydalananarak temassız bir şekilde aktarılmaktadır. Redüktörün çıkış miline elektromanyetik frenleme ünitesine bağlı olduğu için çıkış kuvveti direç kuvveti olarak adlandırılır. Redüktörün giriş milinin hızına göre , farklı frenleme giriş akımına karşı ölçülen reaksiyon ve direnç kuvvetleri aşağıdaki gibi özetlenmiştir.

- 1) Analiz sürecinde redüktörün giriş miline aktarılan dönme hızı, sırasıyla 500 dev/dk'dan, 2500 dev/dk'ya kadar 250'şerlik artışla farklı giriş milinin hızı seçilen sabit devirine göre, giriş ve çıkış milinin kuvvet verileri toplanmıştır.
- 2) Elektromanyetik akımının değerinin arttığında, redüktörün giriş ve çıkış miline ait olan reaksiyon ve direnç kuvvetleri de doğru orantılı olarak artırılmıştır.
- 3) Elektromanyetik frenlemenin giriş akımına karşı, redüktörün giriş ve çıkış miline ait reaksiyon ve direnç kuvvetleri arasındaki pozitif ilişki gösterilmiştir.
- 4) Akım miktarı arttıkça redüktörün giriş ve çıkış miline ait hem reaksiyon kuvvetleri hem de direnç kuvvetleri sırasıyla kademeli olarak arttığı görülmüştür.
- 5) Redüktörün giriş miline ait ölçülen reaksiyon kuvvetleri değerleri, çıkış miline ait ölçülen direnç kuvvetleri ile değerlerine göre daha yüksek olduğu görülmüştür.

- 6) Redüktör giriş ve çıkış miline ait ölçülen reaksiyon ve direnç kuvvetleri arasındaki karşılaştırmasında görülen fark, redüktörün giriş ve çıkış mili arasındaki redüksiyon oranının büyüklüğünü ifade edilmiştir.
- 7) Manyetik dişli mekanizmasına ait kayıp miktarı, redüktörün giriş milinin hızı artmasıyla, frenleme direnç kuvvetleri orantılı olarak artırılmıştır.
- 8) Manyetik volanlı redüktör sisteminin çıkış mili tarafından oluşturulan manyetik çekme ve itme kuvvetlerinden kaynaklanan kayıpların, redüktörün giriş miline ait dönme hızı artmasıyla orantılı olarak arttığını vurgulamaktadır.
- 9) Reaksiyon kuvvetlerin değerleri, uygulanan elektrik akımını artırmasıyla artar, yanı sıra da giriş milinin dönme hızının miktarı artırarak orantılı bir şekilde artırılmaktadır.
- 10) Direnç kuvvetlerin değerleri, uygulanan elektrik akımını artırmasıyla kademe kademe artar, yanı sıra da giriş milinin dönme hızının miktarı arttıkça orantılı bir şekilde artırılmaktadır.

7.2. Redüktörün Giriş ve Çıkış Milinin Torkları Genel Değerlendirmesi

Manyetik Volanlı Redüktör Sisteminin giriş miline ait ölçülen kuvvet verileri ile manometre kolunun uzunluğu ve frenleme kolunun uzunluğu ile sırasıyla çarpılarak reaksiyon ve direnç torkları hesaplanmıştır. Redüktörün çıkış miline elektromanyetik frenleme ünitesine bağlı olduğu için çıkış torku direnç torku olarak adlandırılır. Redüktörün giriş milinin hızına göre, farklı frenleme giriş akımına karşı ölçülen reaksiyon ve direnç torkları aşağıdaki gibi özetlenmiştir.

- 1) Analiz sürecinde redüktörün giriş miline aktırılan dönme hızı, sırasıyla 500 dev/dk'dan, 2500 dev/dk'ya kadar 250'şerlik artışla farklı giriş milinin hızı ölçülen kuvvetlere göre, giriş ve çıkış milinin torku hesaplanmıştır.
- 2) Elektromanyetik akımının değerinin arttığında, redüktörün giriş ve çıkış miline ait olan reaksiyon ve direnç torkları da doğru orantılı olarak artırılmıştır.
- 3) Elektromanyetik frenlemenin giriş akımına karşı, redüktörün giriş ve çıkış miline ait reaksiyon ve direnç torkları arasındaki pozitif ilişki gösterilmiştir.
- 4) Akım miktarı arttıkça redüktörün giriş ve çıkış miline ait hem reaksiyon kuvvetleri hem de direnç torkları sırasıyla kademeli olarak arttığı görülmüştür.
- 5) Redüktörün giriş miline ait ölçülen reaksiyon tork değerleri, çıkış miline ait ölçülen direnç tork değerlerine göre daha düşük olduğu görülmüştür.

- 6) Redüktör giriş ve çıkış miline ait ölçülen reaksiyon ve direnç torkları arasındaki karşılaştırdığında görülen fark, tork redüksiyon oranının büyüklüğünü ifade edilmiştir.
- 7) Reaksiyon tork değerleri, uygulanan elektrik akımını artırmasıyla artar, yanı sıra da giriş milinin dönme hızının miktarı artırarak orantılı bir şekilde artırılmaktadır.
- 8) Direnç tork değerleri, uygulanan elektrik akımını artırmasıyla kademe kademe artar, yanı sıra da giriş milinin dönme hızının miktarı artıkça orantılı bir şekilde artırılmaktadır.
- 9) Manyetik volanlı redüktörün deneysel analizinde, ölçülen kuvvetleri kullanarak, 2500 dev/dk ya göre en yüksek toplanan direnç torkun degerini 2.3 N.m bulunmuştur.

7.3. Redüktörün Giriş ve Çıkış Milinin Güçleri Genel Değerlendirmesi

Manyetik volanlı redüktör sisteminin çıkış mili ait toplanan gücü sonuçları, hem deneysel hemde simülasyon analizlerden toplanmıştır; ardından toplanan sonuçları arasında karşılaştırılmıştır. Şekil 6.30'de gösterildiği gibi aşağıdaki noktalarla özetebilmektedir:

- 1) Manyetik volanlı redüktörün çıkış miline ait toplanan gücü deneysel ve simülasyon testlerinde giriş milinin hızına karşı pozitif orantılıdır.
- 2) Deneysel testlerden elde edilen güç değerleri, simülasyon test sonuçlarına göre daha yüksektir.
- 3) Manyetik volanlı redüktörün giriş miline ait düşük dönme hızlarda, deneysel test verileri ve iki ve üç boyutlu simülasyon test verileri arasındaki mevcut güç değeri farkı düşük bulunmuştur ve dönme hızının artmasıyla yavaş yavaş artılmaktadır.
- 4) Redüktörün çıkış miline ait deneysel güç değerleri, simülasyon güç değerlerine göre giriş milinin hızına karşı daha yüksek olduğu görülmüştür.
- 5) Şekil 6. 30'de gösterildiği gibi, düşük dönme hızlarda, deneysel güç değerleri ve simülasyon güç değerlerine arasındaki fark düşüktür; yanı sırada dönme hızı artıkça manyetik çift kutupları atlama etkisinden dolayı güç değerinin farkı artırılmaktadır.

7.4. Manyetik Volanlı Redüktör Sisteminin Verimi Genel Değerlendirmesi

Manyetik volanlı redüktör sistemin verimliliği belirlemek için Ondokuz Mayıs Üniversitesi, Mühendislik fakültesi, Makina Mühendisliği bölümü, İmalat laboratuvarındaki mevcut olan dişli iletimi sisteminin verim belirleme makinesi kullanarak deneysel olarak manyetik volanlı redüktör sisteminin verimliliği belirlenmiştir. Deneysel testlerden elde edilen analiz sonuçları ve simülasyon sonuçlara kıyasla iyi derecede ilişki gösterilmiştir. sonuçları gösterildiği gibi, çıkış miline bağlı manyetik dişli çarkının rotorları arasındaki hava boşluğunun hacmi ve kalıcı mıknatıs tipi ile ilgili orantılı olarak bağlıdır. Ayrıca manyetik dişli mekanizmasının kayıpları en düşük seviyede tutmak için hava boşluğu ve kalıcı mıknatısın tipi dikkatli bir şekilde seçimi gerekmektedir. Manyetik volanlı redüktör verimliliğini deneysel ve simülasyon analizi olarak redüktörün giriş milinin hızına karşı sistemin verimi belirlenmiştir. Hesaplanan verimliliği Şekil 6.33'da görüldüğü gibi, aşağıdaki noktalarla özetilmiştir.

- 1) Redüktör sisteminin verimliliği büyüklüğü, redüktörün giriş miline ait dönme hızı artırması ve elektrik akımı artırmasına karşı orantılı olarak artmaktadır.
- 2) Redüktörün giriş milinin hızı 500 dev/da dan başlayıp 2500 dev/dk ya kadar çalıştırarak, manyetik volanlı redüktör sistemin verimi, frenleme direnç kuvveti ile karşı belirlenmiştir.
- 3) Deneyesel sonuçlara göre elde edilen maksimum mekanik verimi %93'lük başarıyla gösterilmiştir.
- 4) Şekil 6.33'de görüldüğü gibi, manyetik volanlı redüktörün giriş milinin hızı artmasıyla redüktörün verimliliği arasındaki düzgün ve yüksek değerler gösterilmiştir.

Analizi sonuçlarına göre, redüktörün giriş milinin hızı ve frenleme uygulanan akımı arttıkça redüktör sisteminin verimliliği kademeli olarak artırılmıştır. Bununla birlikte, redüktörün giriş milinin hızı ve uygulanan akımı düşük miktardaysa, redüktör sisteminin verimliliğini bir süre orantılı olarak düşük olur; ardından Şekil 6.33, çizgisel eğeri 500 dev/dk ya ait olan görüldüğü gibi direnç kuvvetleri arttıkça artar. Ayrıca bu sonuçlara göre, manyetik volanlı redüktör sisteminin verimliliğinin, geleneksel mekanik dişli sistemlerinin verimliliğine kıyasla özellikle redüktörün giriş miline ait

yüksek hızlarında, önemli ölçüde kabul edebileceğini doğrulanmıştır. Kalıcı mıknatıslar aşırı yüklenmeler sırasında kayma atlamasıyla karakterize edilir, bu nedenle, sürülen sistemi aşırı yükleme sırasında hasar görmekten koruma avantajları sunar. Üretilen manyetik volanlı redüktör sisteminin incelendiğinde, sisteminin yüksek mekanik verime % 93'e kadar oluşmuştur yanı sıra, sisteminin en düşük verimi % 58 sahip olduğunu gösterilmiştir. Buna ek olarak, redüktörün giriş millinin 2500 dev/dk döndüğünde, manyetik volanlı redüktör sisteminin verimliliği başka yapılan deneylerin dönme hızlarına karşı en yüksek değeri olarak gösterilmiştir.

7.5. Öneriler

Redüktörler genellikle imalat ve endüstri sektörlerinde yumuşak dönme hızı ve yüksek verimliliği ile güç, tork, kuvvet ve dönme hızı iltmek amacıyla kullanılmaktadır. Tipik uygulamalar arasında uçaklar, otomobiller, enerji türbini ve baskı makineleri gibi bulunmaktadır. Redüktör arza süresini en aza indirmek ve performansın düşmesini önlemek için, pratik ve sağlam bir alternatif sürtünmesiz redüktörleri, geleneksel mekanik dişli mekanizmalar tiplerini değiştirmek için daha paratik temassız redüktörler ihtiyaç duyulur. Üretilen manyetik volanlı redüktör sisteminin avantajları aşağıdaki gibi özetlenmiştir.

- Bakım maliyetini en aza indirmek.
- Zaman kazanmak.
- Çalışan sisteminin güvenilirliği artırmak gibi şartları sağlanmaktadır.

Bu çalışmada, planet dişli çark mekanizması ve manyetik dişli mekanizması ile birlikte iki kademedan oluşturan manyetik volanlı redüktör sisteminin teknolojisine ortaya çıkartılmıştır. Üretilen temassız manyetik volanlı redüktör sisteminde kalıcı mıknatıs alanın analizi ile ilgili bazı sorunları vardır. bunun için gelecekte kalıcı mıknatıs alanını optimizasyonunu, iletilen kuvvet, tork, güç ve dönme hızı gibi karşı manyetik kutuplar hacımı ile ilgili incelenmektedir. Üretilen manyetik volanlı redüktör sisteminin ana dezavantajı yüksek tork iletmek için büyük hacim mıknatıs kullanması ve iyi mıknatıs türü seçmesi gerekir; böylece üretilen redüktörün büyük hacim sahip olabileceğine inanılmaktadır. Manyetik volanlı redüktör sisteminin kullanma olasılığı, otonom teknolojilerle, özellikle kendi kendini süren otomobiller ve trenler ile artacaktır. Bu sisteminin kullanmanı en önemli avantajı, tahrik eden rotorun ve tahrik edilen rotorun arasında sıfır sürtünmeyle çalışabileceği veya aşınma

etkisinden serbest mekanik sistemi olarak tanımlanmasıdır. Bu nedenle, bu avantajların yüksek olduğu nedeniyle gelecek nesil makinelere dahil edilmesi beklenmektedir. Temassız redüktör sistemleri ile ilgili gelecekte yapabilecek çalışmalar ve muhtemel araştırma konuları, sistemi geliştirmek için yeni fikirler üretmekte ihtiyaç duyulur. Gelecekte manyetik volanlı redüktör ile ilgili yapabilecek çalışmaları kapsamında aşağıdaki gibi özetlenmiştir.

- 1) Rüzgar türbinleri ile birlikte manyetik volanlı redüktör sisteminin kullanılmasına ve canlılık araştırmasına incelenmektedir. Rüzgar türbinine manyetik volanlı redüktör sisteminin kullanarak yaşayabilirliği çalışması geliştirmesi; bu tür redüktör sisteminin kullanılarak elde edilmesi beklenen avantajların bu teknoloji alanını geliştirmeye katılımının araştırılması anlamına gelmektedir. Birincisi, sistemin herhangi sürtünme kaybı olmadan talep edilen güç ve torku rüzgâr türbininden elektrik jeneratörüne aktarabilmektedir. Böylece rüzgâr türbinin yeni özellikler yumuşak dönmesine kolaylaştırabilmekte, hafifleştirebilmekte ve düşük hava basıncına altında dönebilmekte gibi kazanmaktadır. Buna ek olarak, sürtünmeleri ortadan kaldırmak ve dönmelerin başlangıç direncini azaltmak ve ayrıca türbinin başlangıç tork miktarını azaltmak nedeniyle türbin profili uzunluğunun önemli miktarda azaltılmasına katkıda bulunabilir. Bu nedenle, rüzgâr türbini sistemlerinin başlangıç maliyetlerini de olumlu yönde düşürmektedir.
- 2) Diğer manyetik ve mekanik dişli mekanizmalarının kullanarak yeniden hibrid iletim sistemlerinin tasarlanması ve uygulanması araştırmaktadır. Diğer manyetik ve mekanik dişli mekanizmalarının kullanarak yeniden hibrid iletim sistemlerinin tasarlanması ve uygulanması araştırmaktadır. Bu çalışmada, bölüm 3; 3.1 ve 3.4' kısımlarda belirtilen etkili iletim tasarım yöntemlerini ve manyetik dişli mekanizması tasarımını detayli bir şekilde araştırılmıştır. Mekanik sürtünme, dişli iletim mekanizmalarının çöküşünün birinci kaynağı olduğu için, hibrit dişli iletim sistemlerinin oluşturulması ve mekanik dişli mekanizmalarının optimum kullanması manyetik dişli mekanizmalarının ile yan yana kullanılmasıyla azaltılabilmektedir.
- 3) Manyetik dişli mekanizmalardaki kullanan kalıcı mıknatıs kutuplarının türü, hacimi ve rotorlar üzerinde montaj şekillerine göre optimizasyonu araştırma

yapılmaktadır. Kalıcı mıknatıs kutuplarının hacmi, manyetik dişli mekanizmasının kavrama nedeniyle oluşturan tork yoğunluğuna doğrudan bir etkisi olduğunu bildiğimiz gibi, manyetik dişlilerdeki kalıcı mıknatıs kutuplarının hacmini optimizasyonu incelenmektedir. Ayrıca, kalıcı mıknatısın boyutunun artırılması, maliyeti arttırmak; yanı sıra kalıcı mıknatısın boyutunun küçüldüğü zamanda, rotorlar arasında bağlantı kuvveti eksikliği gösterir ve bu nedenle mümkün olana kadar en düşük maliyetlerle en yüksek çalışma verimliliğini sağlayan optimum boyutu seçmektedir.

- 4) Manyetik volanlı redüktör de kullanan kalıcı mıknatıs alanına ait istemeyen etkisinin, diğer sisteminin bileşenleri ile karşı (elektronik cihazlar) gibi en düşük seviye indirmek için araştırılmaktadır. Manyetik alanın etkisi, kalıcı mıknatıs kutuplarına ait olan manyetik alanın etkisi ile ilgili incelenmesi, diğer sisteminin bileşenlerine karşı, kendi kendini süren otomobiller veya trenler gibi üzerine bulunan elektronik cihazlara olumsuz etkilere sahip olup olmadığını incelenmektedir. Bu nedenle, redüktörün farklı çeşitleri bulma ve uygulanma şansları imkanı sunar; böylece manyetik volanlı redüktör sistemi ile ilgili güvenli bir şekilde kullanılması için gereken çalışmaları konuları ve kalıcı mıknatıs alanın olumsuz etkileri azaltma imkanı incelenmektedir.
- 5) Manyetik volanlı redüktör teknolojisine uygulama alanında hala nispeten yeni bir teknoloji olduğu ve kanıtlanmış bir teknoloji olmadığı düşünülmektedir. Manyetik dişli mekanizmaları tanıtıldı ancak şu ana kadar ürünlere dahil değil. Muhtemelen şirketlerin manyetik dişli iletim teknolojisini ürünlerine uygulamakta tereddüt etmelerinin nedeni budur. Gelecekte, manyetik redüktör teknolojisi ile yeni bir redüktörün ortaya çıkmasının güvenilirliğini kanıtlamak için ayrı manyetik dişli mekanizması ve mekanik dişli mekanizması ile daha fazla saha testi yapılması bekleniyor.

KAYNAKLAR

- Abolhasani, A. and Pakdelian, S. 2019. Equivalent Circuit for the Trans-Rotary Magnetic Gear. *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, 09:06, 87-93. doi: 10.1109/TIE.2018.2868027
- Atallah, K., and Howe, D. 2011. A Novel High-Performance Magnetic Gear. *IEEE Transactions On Magnetics*, 37:04, 2844-2846.
- Baoshan, H., Guojin, F., and Xiaoli, T. 2019. A performance evaluation of two bispectrum analysis methods applied to electrical current signals for monitoring induction motor-driven systems. *Energies*, 12:8, 1435-1438. doi:10.3390/en12081438
- Bhargav, P., Sivaraj, S., and Nithin V. 2018. Conceptual design of planetary gearbox system for constant generator speed in hydro power plant. International Conference on Research in Mechanical Engineering Sciences (RiMES 2017), 21-23 December, 144, 11-13.
- Brian, L. B., Sheng, X., and Bradford W. 2019. High Speed Pneumatic Stepper Motor for MRI Applications. *Annals of Biomedical Engineering*, 47:03, 826-835. doi:10.1007/s10439-018-02174-0.
- Budynas, N. 2008. *Mechanical engineering Design* (8Ed.) McGraw-Hill Primis, 235-270, New York
- Budynas, N. 2011. *Shigley's Mechanical Engineering Design* (9th Edition). McGraw-Hill Education, 183-220, New York.
- Bossavit, A. 2019. Magnetic forces in and on a magnet. *American Institute of Mathematical Science, Discrete & Continuous Dynamical Systems*, 12:6, 1589-1600. doi: 10.3934/dcdss.2019108
- Chan, G., Eui P., Sang J., and Yong K. 2018. Torque Characteristic Analysis of Coaxial Magnetic Gear According to Fillet Parameter of Pole Piece. International Conference on Electrical Machines and Systems, 7-10 Oct. 2018, 21, 7-10. Germany.
- Chiles, S., Black, A., Lissaman, S., Martin, V. 2002. *Principles of Engineering Manufacture* (3 edition). Butterworth-Heinemann, An imprint of elsevier science, Linacre House, Jordan Hill, Oxford. ISBN-10: 0340631953
- Chong, D., Petrov, I., Juha P., and Xiaohua B. 2018. Unbalanced Magnetic Pull Compensation With Active Magnetic Bearings in a 2 MW High-Speed Induction Machine by FEM. *IEEE Transactions On Magnetics*, 54:8, 235-245. doi: 10.1109/TMAG.2018.2837659
- Clement, M., Viliam, M., Stefano, M., Alessandro, F., and Luigi, G. 2018. Condition monitoring and state classification of gearboxes using stochastic resonance and

- hidden Markov models. *Measurement: Journal of the International Measurement Confederation*, 126, 76-95.
- Charles, N., Adam, K., Jussi, S., Aki, M., and José, I. 2017. Planetary gear sets power loss modeling. *Application to wind turbines, Tribology International*, 105, 42-54.
- Chang, W., Wan, T., and Yueh, C. 2013. Torque Ripple Suppression in an External-Meshed Magnetic. *Advances in Mechanical Engineering*, doi.org/10.1155/2013/178909
- Din, G. 2009. A performance test design method and its implementation pattern for multi-services systems. Doctoral Thesis, Technical University of Berlin, Department of Electrical Engineering, 192, Germany, Berlin.
- Dragan, R.S., Clark, R., Hussain, E.K., and et al, 2019. Magnetically Geared Pseudo Direct Drive for Safety Critical Applications. *IEEE Transactions on Industry Applications*, 55:2, 1239-1249. doi: 10.1109/TIA.2018.2873511
- Fodorean, D. 2016. State of the art of magnetic gears, their design and characteristics with respect to EV application. *Modelling and Simulation for Electric Vehicle Applications*. 73-95. doi:https://dx.doi.org/10.5772/64174
- Faris, E., David, M., Michael, T., Ian, M., and Joao, A. T. 2017. A hybrid prognostic methodology for tidal turbine gearboxes. *Renewable Energy*, 114, 1051-1061. doi:10.1016/j.renene.2017.07.093
- Fangxu, L., Wei, W., Jibin, H., and Shihua, Y. 2019. Design of multi-range hydro-mechanical transmission using modular method. *Mechanical system and signal processing*, 126:1, 01-20. doi.org/10.1016/j.ymssp.2019.01.061
- Faydor, L., Alfonso, F. 2009. *Gear Geometry and Applied Theory* (Second Edition). Cambridge University Press, 313-385, New York.
- Gould, B., Paladugu, M., Demas, N., Greco, C., and Hyde, R. 2019. Figure the impact of steel microstructure and heat treatment on the formation of white etching cracks. *Tribology International*, 134, 36-38.
- Gerber, S., and Stiaan, M. 2015. Evaluation And Design Aspects Of Magnetic Gears And Magnetically Geared Electrical Machines. Doctoral thesis, Stellenbosch University, Electrical and Electronic Engineering, 195, South Africa.
- Gerber, S., and Wang, R. 2015. Evaluation And Design Aspects Of Magnetic Gears And Magnetically Geared Electrical Machines. *IEEE Transactions on Magnetics*, 51:8. doi: 10.1109/TMAG.2015.2421474
- Gang, J., Chang K., Sung S., Kyung S., Ick Y., and Jang C. 2019. Torque Characteristic Analysis and Measurement of Magnetic Rack-Pinion Gear Based on Analytical Method. *IEEE Transactions on Magnetics*, 55:07. doi: 10.1109/TMAG.2019.2900447
- Hammami, A., Alfonso, F., Fakher, C. and Miguel, I. S. 2016. Effects of variable loading conditions on dynamic behavior of planetary gear with power

- Hamburg, G.U.N.T. 2019. Engineering mechanics and engineering design. Determination of gear efficiency: <https://www.gunt.de/en/products/glct-1:pa-148:ca-129> (12.08.2019)
- Hao, W., Pingbo, W., Fansong, L., Huailong, S., and Kai, X. 2019. Fatigue analysis of the gearbox housing in high-speed trains under wheel polygonization using a multibody dynamic algorithm. *Engineering Failure Analysis*, 100, 351-364.
- Huang, L., Zhu, Z., Feng, J., and et al, 2019. Analysis of Stator/Rotor Pole Combinations in Variable Flux Reluctance Machines Using Magnetic Gearing Effect. *IEEE Transactions on Industry Applications*, 55:02, 1495-1504.
- Hu, J., Mei, B., Peng, H., and Jiang, X. 2019. Optimization Design and Analysis for a Single Motor Hybrid Powertrain Configuration with Dual Planetary Gears. *Applied Science (Smart Home and Energy Management Systems)*, 09:07, 2076-3417.
- Homin, S., and Chang, C. 2018. Comparison of radial force at modulating pieces in coaxial magnetic gear and magnetic geared machine. *IEEE Transactions on Magnetics*, 54:03. doi: 10.1109/TMAG.2017.2768552
- Jorgensen, F. T. 2010. Design and construction of permanent magnetic gears. Doctoral thesis, Aalborg University, Department of energy technology, 178, Denmark. ISBN: 978-8789179-86-5
- Kohei, A., Kan, A., and Yasuaki, A. 2018. A novel flux switching magnetic gear for high speed motor system. *Proceedings book of the IEEE Industrial Electronics Society*, IECON 21:22, 44th Annual, 337-342.
- Kun, D., and Haitao, Y. 2019. Study of an axial-flux modulated superconducting magnetic gear. *IEEE Transactions on Applied Superconductivity*, 29:2, 99-103 . doi:10.1109/TASC.2018.2889640
- Kais, A., Stuart, D., and David, H. 2004. High-performance magnetic gears. *Journal of Magnetism and Magnetic Materials*, 272:276, E1727-E1729.
- Kerim, K., Bahadır, İ., and İbrahim, Y. 2010. Dişli Çarklarda Meydana Gelen Hasar Türleri. *Makine Teknolojileri Elektronik Dergisi*, 7:1, 119-129.
- Kubilay, A., Süleyman, T., ve Kürşad, D. 2002. Düz Dişlilerde Sürtünme Kuvvetinin Hasar Oluşumu Üzerindeki Etkisinin Araştırılması. *Pamukkale Üniversitesi Mühendislik Bilimleri Dergisi*, 8 :1, 33-40.
- Kang, L., Sina, M., Wesley, B., Jason, D., Debarupa, S., and Jonathan, Z. 2019. Designing and Experimentally Testing a Magnetic Gearbox for a Wind Turbine Demonstrator. *IEEE Transactions on Industry Applications*, 55:04, 3522-3533.

- Koç, E., Mahmut Şenel, M. C. 2012. Dişli Verimliliği Belirleme Deneyi Deney Föyü. Ondokuz Mayıs Üniversitesi, Fen bilimleri Enstitüsü, Makina Mühendisliği Anabilim Dalı, Samsun, 17, 6-15.
- Koç, E. 2009. *Makina Elemanları* (cilt -2). Nobel Kitabevi- Adana. 215-253, ISBN: 9786059354806
- Kyoung, B., Kyung, S., and Min, K. 2018. Measurement and torque calculation of magnetic spur gear based on quasi 3D analytical method. *IEEE Transactions on Applied Superconductivity*, 28:3. doi: 10.1109/TASC.2017.2779750
- Libing, J., Ting, Z., Yuting, G., Ronghai, Q., Yuehua, H., and Tong, B. 2019. A Novel HTS Modulated Coaxial Magnetic gear with eccentric Astructure and Halbach Arrays. *IEEE Transactions on applied superconductivity*, 29:05, 1051-8223.
- Luca, F., Fausto, F., and Emir, P. 2018. Improvements in the hysteresis and cogging evaluation with an innovative methodology. XIII International Conference on Electrical Machines (ICEM), 3-6 Sept. 2018.
- Linni, J., Yujun, S., and Cheng, L. 2018. Design and analysis of a dual-permanent magnet excited machine for low-speed large-torque application. *Journal of electronic materials*, 48:3,1400–1411.
- Matthee, A., Gerber, S. and Wang, R. 2015. A high performance concentric magnetic gear. The 23rd Southern African Universities Power Engineering Conference, 28-29 January 2015, Book of Abstracts, 203-207.
- Maxwell, A. (16.0 - © SAS IP, Inc), 2016. ANSYS Electromagnetics Suite 16.0, Contains proprietary and confidential information of ANSYS, Inc. and its subsidiaries and affiliates. Meshing Quick Links. <https://www.ansys.com> (22.08.2016).
- Measurement, S. 2019. Torque Transducers and Torque Sensors , Static , Reaction , Rotary. Applied Measurements Limited, 2004-2019 Applied Measurements Ltd. <https://appmeas.co.uk/products/torque-sensors>.
- Mojtaba, K., Jonathan, Z., Joshua, D., and Wesley, B. 2018. Designing and Experimentally Testing a Magnetically Geared Lead Screw. *IEEE Transactions On Industry Applications*, 54:6, 5736 - 5747.
- Matthew, S. 2014. *Elements of Electromagnetics* (The Oxford Series in Electrical and Computer Engineering), (3 edition). Chapter 8, 413-487, Oxford University Press, UK, Oxford. ISBN-10: 019513477X.
- Palermo, A., Britte, C., and Laurent, K. 2018. The measurement of Gear Transmission Error as an NVH indicator: Theoretical discussion and industrial application via low-cost digital encoders to an all-electric vehicle gearbox. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 110, 368-389. doi:10.1016/j.ymssp.2018.03.005

- Puchhammer, E., and Gregor, C. 2014. Magnetic Gearing versus Conventional Gearing in Actuators for Aerospace Applications. proceeding of the 24th Aerospace Mechanism system Symposium, NASA, May 14, 2014, 175-182.
- Rakesh, R., Subrata, K., and Manoj, K. 2019. Modelling of wear debris in planetary gear drive. *Industrial Lubrication and Tribology*, 71:02, 199-204. doi.org/10.1108/ILT-03-2018-0121
- Ridha, A. 2016. Design and simulation of free energy permanent magnet motor (FEPMM). *European Journal of scientific research*, 138:03, 123-132.
- Scribed, D. 2015. Practical information on gears. Kohara Gear Industry Co.,Ltd. <http://khkgears.net> (25.12.2017)
- Stephan, S., Stephan, H., and Konstantinos, G. 2019. A pre-processing methodology to enhance novel information for rotating machine diagnostics. *Mechanical Aystems and Signal Processing*. 124, 541-561.
- Shi, Y., Wei, J., Deng, Z., Shao, L., and Jian, N. 2019. Design and Analysis of a Dual-Permanent-Magnet-Excited Machine for Low-Speed Large-Torque Applications. *Journal of Electronic Materials*, 48:03, 1400–1411. doi: doi.org/10.1007/s11664-018-6809-1
- Tapia, M., Jara, R., and Wallace, A. 2018. Parameters Identification of an Axial Flux Induction Machine using Field Equations. XIII International Conference on Electrical Machines (ICEM), 3-6 Sept. 2018. Alexandroupoli, Greece.
- Tapan, S., Debabrata, R., Sotoshi, Y. 2016. Calculation of force between two ring magnets using adaptive monti carlo technique with experimental variation. *Progress in electromagnetics research M*, 49, 181-193.
- Tlali, P., Wang, R., and Gerber, S. 2014. Magnetic Gear Technologies: A Review. International Conference on Electrical Machines (ICEM), 2-5 Sept. 2014, Berlin, Germany.
- Tianyang, W., Fulei, C., and Qinkai, H. 2017. Fault diagnosis for wind turbine planetary ring gear via a meshing resonance based filtering algorithm. *ISA Transactions*, 67, 173-182.
- Teschler, L. 2014. Could Magnetic Gears Make Wind Turbines Say Goodbye to Mechanical Gearboxes?. *Machine Design*, 06:19. URL: <http://machinedesign.com/motorsdrives/could-magnetic-gears-make-wind-turbines-saygoodbye-mechanical-gearboxes>
- Touimi, K., Mohamed, B., and Peter, T. 2018. Review Tidal stream turbines: With or without a Gearbox?. *Ocean Engineering*, 170, 74-88. doi: 10.1016/j.oceaneng.2018.10.013
- Ünal, E., Taşdemir, V. 2018. Helisel dişlilerde dişli devir sayısının temas gerilmesi üzerine etkisinin araştırılması. *Mühendislik bilimleri ve tasarım dergisi*, 06:03, 383-389. doi: 10.21923/jesd.371240

- Wang, P., and Huang, C. 2018. Influence of Cycloidal Gear Linear Shape on Contact Equivalent Stress. IEEE International Conference on Advanced Manufacturing (ICAM), 16-18 Nov. 2018. Italy.
- Wang, R., Matthee, A., Gerber, S., and Pushman, T. 2016. Calculation of torque performance of a novel magnetic planetary gear. *IEEE magnetics letters*, 7:3. doi: 10.1109/LMAG.2016.2564948
- Wang, R., Shiau, A., and Huang, C. 2017. An Improved Compliance Model for Gear Mesh Performance of Spur Gear Pair by Generating Method of Rack Cutter with Various Gear Parameters Generated by Rack Cutter. *Journal of the Chinese Society of Mechanical Engineers*, 38:5.
- Wayne, B., Donald G., and Fink, H. 2013. *Standard Handbook for Electrical Engineers*, (16 Edition). McGraw-Hill Education. New York. ISBN-13: 978-0071762328
- Wentao, Y., Cheng, W., and Zhiwen, L. 2019. Structural design and analysis of a new axial magnetic suction planetary gear train. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, 21–22 December 2018, 542, China.
- Wei, J., Aiqiang, Z., Datong, Q., and Teik C. 2017. A coupling dynamics analysis method for a multistage planetary gear system. *Mechanism and Machine Theory*, 110, 27-49.
- WU, Y., Wan, T., and Yueh, T. 2013. Torque ripple suppression in an external-meshed magnetic gear train. *Advances in Mechanical Engineering*, 5: 178909, 4-7. doi.org/10.1155/2013/178909
- Xihui, L., Ming, J., and Zhipeng, F. 2018. Dynamic modeling of gearbox faults: A review. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 98:01, 852-876.
- Xu, L., and Fu, Z. 2019. Multifield coupled analysis for a harmonic movable tooth drive system integrated with shape memory alloys. *Applied Mathematical Modelling*, 69, 493-505.
- Xing, Z., Shuangxia, N., and Weinong, F. 2019. Design of a Novel parallel-Hybrid-Excited Dual-PM Machine Based on armature Harmonic diversity for Electric vehicle propulsion. *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, 66:06, 4209 - 4219.
- Xiu, H., Hong, Z., and Ji, M. 2016. Electromechanical integrated magnetic gear. *Advances in Mechanical Engineering*, 08:06, 01-14.
- Xuan, L., Zhanqi, H., Haili, Z., Wang, R. 2019. Application of improved MCKD Method based on QGA in planetary gear compound fault diagnosis. *Measurement*, 39, 236-248. doi:10.1016/j.measurement.2019.02.071
- Xiaoxu, Z., Xiao, L., Yunyun, Z., and Zhe, C. 2018. A novel magnetic-gear machine with dual flux modulators. *Proceedings: IECON 2018 - 44th Annual Conference of the IEEE Industrial Electronics Society*, 21-23 Oct 2018, 349-354. China.

- Yanran, D., Park, H. 2017. Design and experimental implementation of a quasi-direct-drive leg for optimized jumping. *IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems (IROS)*, 24-28 sep, Vancouver, BC, Canada.
- Yawei, W., Mattia, F., Nicola, B., and Piergiorgio, A. 2019. A Review on Magnetic Gears: Topologies, Computational Models and Design Aspects. *IEEE Transactions on Industry Applications*, 55:5, 4557 - 4566.
- Yadhu, R., Vishnu, M., Libin, K., Martin, V., and Davis, W. 2016. Magnetic Gearing System. *International Journal for Innovative Research in Science & Technology*, 2:12, 11-18.
- Yıldılı, K., ve Öztürk, E. 2015. Prizmatik Parçaların İşlenmesinde Kesme Kuvvetleriniin Analizi. Yüksek Lisans Tezi, Ondokuz Mayıs Üniversitesi, Fen bilimleri Enistitüsü, Makina Mühendisliği Anabilim Dalı, 193 Samsun.
- Zhixing, L., and Boqiang, S. 2018. Fault Diagnosis of Rotating Machinery Based on Stochastic Resonance with a Bistable Confining Potential. *Hindawi Shock and Vibration*, 10-12. doi.org/10.1155/2018/8452509
- Zhipeng, F., Xiaowang, C., and Ming, J. 2019. Induction Motor Stator Current AM-FM Model and Demodulation Analysis for Planetary Gearbox Fault Diagnosis. *IEEE Transactions on Industrial Informatics*, 15:04, 2386 - 2394. doi: 10.1109/TII.2018.2875447.
- Zhongxin, G., Bennett, Z., and Runyong, H. 2018. Electromagnetic Structure Research of the Modular Arc-Linear Flux Switching Permanent-Magnet Motor. 21st International Conference on Electrical Machines and Systems (ICEMS), 7-10 Oct. 2018, Jeju, South Korea
- Zhu, Z., and Wu, Q. 2015. Analysis of Air-Gap Field Modulation and Magnetic Gearing Effects in Switched Flux Permanent Magnet Machines. *IEEE Transactions on Magnetics*, 51:05. doi: 10.1109/TMAG.2015.2402201

EKLER

EK1. LEWIS FORM FAKTÖRÜ

EK 2. ELASTİK KATSAYISI C_p (MPa^{0.5})

EK 3. AŞIRI YÜK FAKTÖRÜ K_o

EK 4. ÇEVRE HIZI FAKTÖRÜ f_g

EK 5.YÜK PAYLAŞIM FAKTÖRÜ K_m

EK 6. EMNİYET GERİLMELERİ σ_{em}

EK 7. Ömür faktörü K_L

EK 8. GÜVENİLİRLİK FAKTÖRÜ K_R

EK 9. YÜK FAKTÖRÜ

EK 10. SABİT BİLYALI RULMANLAR İÇİN TEMEL YÜK TAŞIYICI

EK1. LEWIS FORM FAKTÖRÜ

Diş sayısı	Orta şoklara maruz								Ağır şoklara maruz			
	$\phi = 141/2^o$		Tam boy dişli $\phi = 20^o$		Basık $\phi = 20^o$		$\phi = 25^o$		$\phi = 141/2^o$		Tam boy dişli $\phi = 20^o$	
10	Y	y	Y	y	Y	y	Y	y	Y	y	Y	y
10	0.176	0.056	0.201	0.064	0.261	0.083	0.238	0.076				
11	0.192	0.061	0.226	0.072	0.289	0.092	0.259	0.082				
12	0.21	0.067	0.245	0.078	0.311	0.099	0.277	0.088	0.355	0.113	0.415	0.132
13	0.223	0.071	0.264	0.084	0.324	0.103	0.293	0.093	0.377	0.12	0.443	0.141
14	0.236	0.075	0.276	0.088	0.339	0.108	0.307	0.098	0.399	0.127	0.468	0.149
15	0.245	0.078	0.289	0.092	0.349	0.111	0.32	0.102	0.415	0.132	0.49	0.156
16	0.255	0.081	0.295	0.094	0.36	0.115	0.332	0.106	0.43	0.137	0.503	0.16
17	0.264	0.084	0.302	0.096	0.368	0.117	0.342	0.109	0.446	0.142	0.512	0.163
18	0.27	0.086	0.308	0.098	0.377	0.12	0.352	0.112	0.459	0.146	0.522	0.166
19	0.277	0.088	0.314	0.1	0.386	0.123	0.361	0.115	0.471	0.15	0.534	0.17
20	0.283	0.09	0.32	0.102	0.393	0.125	0.369	0.117	0.481	0.153	0.544	0.173
21	0.289	0.092	0.326	0.104	0.399	0.127	0.377	0.12	0.49	0.156	0.553	0.176
22	0.292	0.093	0.33	0.105	0.404	0.129	0.384	0.122	0.496	0.158	0.559	0.178
23	0.296	0.094	0.333	0.106	0.408	0.13	0.39	0.124	0.502	0.16	0.565	0.18
24	0.302	0.06	0.337	0.107	0.411	0.131	0.396	0.126	0.509	0.162	0.572	0.182
25	0.305	0.097	0.34	0.108	0.416	0.132	0.402	0.128	0.515	0.164	0.58	0.185
26	0.308	0.098	0.344	0.109	0.421	0.134	0.407	0.13	0.522	0.166	0.584	0.186
27	0.311	0.099	0.348	0.111	0.426	0.136	0.412	0.131	0.528	0.168	0.588	0.187
28	0.314	0.1	0.352	0.112	0.43	0.137	0.417	0.133	0.534	0.17	0.592	0.188
29	0.316	0.101	0.355	0.113	0.434	0.138	0.421	0.134	0.537	0.171	0.599	0.191
30	0.318	0.101	0.38	0.114	0.437	0.139	0.425	0.135	0.54	0.172	0.606	0.193
31	0.32	0.101	0.361	0.115	0.44	0.14	0.429	0.137	0.554	0.176	0.611	0.194
32	0.322	0.101	0.364	0.116	0.443	0.141	0.433	0.138	0.547	0.174	0.617	0.196
33	0.324	0.103	0.367	0.117	0.445	0.142	0.436	0.139	0.55	0.175	0.623	0.198
34	0.326	0.104	0.371	0.118	0.447	0.142	0.44	0.14	0.553	0.176	0.628	0.2
35	0.327	0.104	0.373	0.119	0.449	0.143	0.443	0.141	0.556	0.177	0.633	0.201
36	0.329	0.105	0.377	0.12	0.451	0.144	0.446	0.142	0.559	0.178	0.639	0.203
37	0.33	0.105	0.38	0.121	0.454	0.145	0.449	0.143	0.563	0.179	0.645	0.205

(Shigley, 2011)

EK 2. ELASTİK KATSAYISI C_p (MPa^{0.5})

Pinion material ($\mu = 0.3$ in all case)	Dişliler malzemeleri			
	Çelik	Dökme demir	Alüminyum bronz	Kalay bronz
Çelik, E= 207 GPa	191	166	162	158
Dökme demir, E=131 GPa	166	149	149	145
Alüminyum bronz, E=121 GPa	162	149	145	141
Kalay bronz, E=110 GPa	158	145	141	137

(Shigley, 2011)

EK 3. AŞIRI YÜK FAKTÖRÜ K_o

Impact form Prime Mover	Darbe yükü türleri		
	Düzgün yük	Orta derbe yükü	Ağır etki yükü
Düzgün yük (Motor, Türbin, Hidrolik motor)	1.0	1.25	1.75
Hafif derbe yükü (çok silindirli motor)	1.25	1.5	2.0
Orta derbe yükü (tek silindirli motor)	1.5	1.75	2.25

(Matthew, 2014)

EK 4. ÇEVRE HIZI FAKTÖRÜ f_g

Dişli üretme kalitesine göre	f_g
Hassas dişliler	1 – 1.1
Geleneksel metoduyla işlenmiş dişliler	1.1 – 1.3

(Budynas, 2008)

EK 5.YÜK PAYLAŞIM FAKTÖRÜ K_m

	Diş genişliği b (mm)			
Düzgün Jeneratörler, üniform yüklü konveyörler, vidalı konveyörler, türbo vantilatörler ve kompresörler	0-50	150	225	400'dan üstü
Hafif darbeli Takım tezgahlarının ana tahrik mekanizmaları, krenlerin dönme mekan-izması, pistonlu pompalar, homojen olmayan yoğun-luktaki malzemelerin karıştırıcıları vb.	1.6	1.7	1.8	2.2
Orta darbeli Kauçuk ekstrüderleri, kesintili çalışan karıştırıcılar, hafif bilyalı değirmenler, ağaç işleme makinaları vb.	1.3	1.4	1.5	1.8
Kuvvetli darbeli Zimba, makas, kauçuk hamuru yoğurucuları, demir çelik haddeleri, ekskavatörler, ağır pompalar, taş kırıcılar vb.	2.2'dan fazla	2.2'dan fazla	2.2'dan fazla	2.2'dan fazla

(Budynas, 2008)

EK 6. EMNİYET GERİLMELERİ σ_{em}

(107 Zaman Mukavemeti, 99% Güvenilirlik Ve Sıcaklık < 1200c)

Malzeme	σ_{sf} (MPa)
Çelik	2.8 (Bhn) -69 MPa
Nodüler demir	0.95[2.8 (Bh) - 69 MPa]
Kır dökme demir GG 20	379
Kır dökme demir GG 30	482
Kır dökme demir GG 40	551
Kalay Bronz, AGMA 2C (11%Sn)	207
Alüminyum bronz (ASTM B 148 – 52), (Alaşıım 9C – H. T)	448

(Budynas, 2008)

EK 7. Ömür faktörü K_L

Diş dönüş ömrü sayısının tekrarı	Sertlik HB 120 ... 220	Sertlik HB 220'dan üstüne	Karbürleştirmeli Dişliler Nitrasyonlu Dişliler
104'nun altında	1.4	1.5	1.5
Yaklaşık105	1.2	1.4	1.5
Yaklaşık106	1.1	1.1	1.1
107'nin üstüne	1.0	1.0	1.0

(Shigley, 2011)

EK 8. GÜVENİLİRLİK FAKTÖRÜ K_R

Güvenilirlik (%)	KR
50	1.25
99	1.00
99.9	0.80

(Budynas, 2008)

EK 9. YÜK FAKTÖRÜ

Çalışma koşulları	Uygulamalar	fw
Şöksüz çalışması	Elektrikli motorlar, Takım tezgahları, Klima cihazları	1 to 1.2
Normal çalışması	Hava türbinler, Kompresörler, Asansörler, Vinçli, Kağıt makineleri	1.2 to 1.5
Şoklu ve titreşimli çalışması	Yapı enstrümanlar, Kırılma makinesi, haddehaneler	1.5 to 3

(Shigley, 2011)

EK 10. SABİT BİLYALI RULMANLAR İÇİN TEMEL YÜK TAŞIYICI

(dış çapı = 10mm)

Ana boyutları			Temel yük katsayısı		Yorulma yükü sınırı	Hız derecelendirme		Kitle (Kg)	Gösterme
d (mm)	D (mm)	B (mm)	Dinamik C (kN)	Statik C0 (kN)	Pu (kN)	Referans hızı (dev/dk)	Sınır hızı (dev/dk)		
10	26	8	4.75	1.96	0.083	-	19000	0.019	6000-2RSH*
10	26	8	4.75	1.96	0.083	67000	34000	0.019	6000-2RSL*
10	26	8	4.75	1.96	0.083	67000	34000	0.019	6000-2Z*
10	26	8	4.75	1.96	0.083	-	19000	0.019	6000-RSH*
10	26	8	4.75	1.96	0.083	67000	40000	0.019	6000-RSL*
10	26	8	4.75	1.96	0.083	67000	40000	0.019	6000-Z*
10	26	12	4.62	1.96	0.083	-	19000	0.025	63000-2RS1
10	28	8	4.62	1.96	0.083	63000	40000	0.022	16100
10	28	8	4.62	1.96	0.083	63000	32000	0.022	16100-2Z
10	30	9	5.4	2.36	0.1	56000	34000	0.032	6200*
10	30	9	5.4	2.36	0.1	-	17000	0.032	6200-2RSH*
10	30	9	5.4	2.36	0.1	56000	28000	0.032	6200-2RSL*
10	30	9	5.4	2.36	0.1	56000	28000	0.032	6200-2Z*
10	30	9	5.4	2.36	0.1	-	17000	0.032	6200-RSH*
10	30	9	5.4	2.36	0.1	56000	34000	0.032	6200-RSL*
10	30	9	5.4	2.36	0.1	56000	34000	0.032	6200-Z*
10	30	14	5.07	2.36	0.1	-	17000	0.4	62200-2RS1*
10	35	11	8.52	3.4	0.143	50000	32000	0.053	6300*
10	35	11	8.52	3.4	0.143	-	15000	0.053	6300-2RSH*
10	35	11	8.52	3.4	0.143	50000	26000	0.053	6300-2RSL*
10	35	11	8.52	3.4	0.143	50000	26000	0.053	6300-2Z*
10	35	11	8.52	3.4	0.143	50000	26000	0.053	6300-RSH*
10	35	11	8.52	3.4	0.143	50000	26000	0.053	6300-2RSL*
10	35	11	8.52	3.4	0.143	-	15000	0.053	6300-Z*
10	35	11	8.52	3.4	0.143	50000	15000	0.06	62300-2RS1

* RSH Çelik sac, rulman tarafındaki akrilonitril - bütadien kauçuktan (NBR) temaslı takviyeli. L, düşük sürtünme torkuna dayanır.

ÖZGEÇMİŞ

Adı ve Soyadı : Ahmed Elnour Mohammed MOZAMEL
Doğum Yeri : Nyala / SUDAN
Doğum Tarihi : 01.01.1981
Yabancı Dili : İngilizce, Türkçe
Ana Dili : Arapça

Eğitim Durumu

Lise : Elmustafa lisesi / Sudan (1997)
Lisans : Elimam Elmahdi Üniversitesi, Makina Mühendisliği Bölümü (2005)
Yüksek Lisans : Sudan Teknoloji ve Bilim Üniversitesi,
Makina Mühendisliği, İmalat Bölümü (2013)

Çalıştığı Kurum / Kurumlar ve Yıl

Nyala Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makina Mühendisliği Bölümü, Araştırma Görevlisi (2007-2013), Öğretim Görevlisi (2013-2018).

Doktora Teziyle ilgili Yayınlar

a) Uluslararası kongress de yayınlanmış Makaleler

- 1) Ahmed MOZMEL, Kemal YILDIZLI, Hakan ÖKTEM, Effects of design parameters of a flux modulated magnetic gearing system. 2nd international students science congress, Katip Çelebi Üniversitesi, <http://sciencecon.org/2018-2/05/2018>.

b) Patent Başvuruları

- 1) Kemal YILDIZLI, Ahmed Elnour Mohammed MOZMEL, Hibrit Redüktör Sistemi, Ondokuz Mayıs Üniversitesi Teknoloji Transfer Ofisi, Patent ve Teknoloji Portföyü, TR 2018 / 19248 Nolu patent başvurusu yapıldı.

c) Ödülleri

- 1) Kemal YILDIZLI, Ahmed Elnour Mohammed MOZMEL, Hibrit Redüktör Sistemi, Türk Patent tarafından İstanbul international invention fair ISIF'19 da Altın madalya 17-22 eylül 2019'de kazanmıştır.