



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

**SUPAPLAR İÇİN ELEKTROMEKANİK EYLEYİCİ TASARIMI
VE
DENETİMİNİN ARAŞTIRILMASI**

ZELİHA KAMIŞ

**DOKTORA TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI**

BURSA - 2005

T.C.
ULUDAĞ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

SUPAPLAR İÇİN ELEKTROMEKANİK EYLEYİCİ TASARIMI
VE
DENETİMİNİN ARAŞTIRILMASI

ZELİHA KAMIŞ

DOKTORA TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

Bu tez 14/10/2005 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından oybirliği/oy çokluğu ile kabul edilmiştir.

Prof. Dr. İbrahim YÜKSEL
(Danışman)

Prof. Dr. Osman KOPMAZ

Prof. Dr. Recep EREN

Prof. Dr. Ahmet KUZUCU

Prof. Dr. Fatih C. BABALIK

ÖZET

Bu tez çalışmasında, elektromekanik supap mekanizmasının matematik modeli çıkarılmış ve sistemde kullanılabilir uygun bir mıknatıs devresi araştırılmıştır. Bunun için literatürde disk ve piston tipi olarak anılan mıknatıs devrelerinin kullanıldığı üç model tasarlanmış, tasarım parametrelerinin etkisi incelenmiş ve bu modellerin statik ve dinamik karakteristikleri teorik olarak elde edilerek uygun mıknatıs devresi belirlenmiştir.

Yapılan çalışmalar sonucunda elektromekanik supap mekanizmaları için disk tipi mıknatıs devresinin daha uygun olduğu görülmüş ve bunun sonucunda iki farklı yapıda elektromekanik supap mekanizması tasarlanarak prototipleri imal edilmiştir.

Bir mekatronik sistem olarak ele alınabilecek elektromekanik supap mekanizmalarının tamamlayıcı kısmını teşkil eden elektronik sürücü devreler de bu çalışmanın bir parçası olarak tasarlanıp imal edilmiştir.

Prototip modeller üzerinde sistemin statik ve dinamik karakteristiklerinin belirlenmesi amacıyla çeşitli deneysel çalışmalar yürütülmüştür. Statik deneylerde mıknatıs çekim kuvveti ölçülmüş ve özellikle de disk kalınlığının çekim kuvveti üzerindeki etkisi belirlenmiştir. Bu çalışmalarda çekim kuvvetinin yakın mesafelerde (0.1 mm) yaklaşık olarak 1800-2000 N' a çıkabileceği gösterilmiştir. Mekanizmanın dinamik karakteristikleri ise basamak cevabı testleri ile belirlenmiş ve supabın en düşük açma/kapama zamanı Model 1' de yaklaşık 4.7 ms, Model 2' de yaklaşık 4 ms olarak tespit edilmiştir. Statik ve dinamik karakteristikler için elde edilen deney sonuçları ile benzetim sonuçlarının iyi bir uyum sağladığı görülmüştür.

Elektromekanik supap mekanizmaları için en kritik durumlardan birisi olan supabın oturma hızı denetiminin analizi yapılmış, denetim işlemi teorik olarak gerçekleştirilmiş ve uygun denetim teknikleri kullanarak oturma hızının yaklaşık olarak istenen değerlere düşürülebileceği gösterilmiştir. Bu durum ayrıca basit deneysel çalışmalarla da doğrulanmıştır.

Tasarlanan modeller kamlı sistem ile karşılaştırılmış ve yüksek motor hızlarında iki sistem arasında iyi bir uyum elde edilmiş ve bu modellerin yüksek devirli motorlarda kullanılabilir türde olduğu öngörülmüştür.

Anahtar Kelimeler: Elektromekanik supap mekanizması, mekatronik sistem, mıknatıs devresi, tasarım parametreleri

ABSTRACT

In this thesis, the mathematical model of the electromechanical valve actuator is obtained and a suitable magnetic circuit which can be used in this system is investigated. Three models using disc or plunger type of magnetic circuit are designed, the effect of design parameters is investigated and static and dynamic characteristics of these models are theoretically obtained. Therefore a suitable magnetic circuit is determined.

A disc type of magnetic circuit is determined as the most suitable type and consequently, two types of electromechanical valve actuator are designed and prototypes of these systems are produced.

Current driver circuits of electromechanical valve actuators are designed as elements of a mechatronic system.

Experimental studies are done on the prototypes to obtain static and dynamic characteristics of the system. Magnetic force is measured in static experiments and the effect of disc thickness on the magnetic force is also designated. In these works it is showed that magnetic force may increase up to 1800-2000 N at shorter distances (0.1 mm). Dynamic characteristics of the system are determined by step response tests and it is designated that open/close time of the valve is approximately 4.7 ms in Model 1 and 4 ms in Model 2. It can be seen that theoretical results are in good agreement with experimental results for static and dynamic characteristics.

The contact velocity control which is the one of critical problems of electromechanical valve actuator is analyzed, the control is verified theoretically and it is seen that contact velocity is decreased to desired value by appropriate control techniques. This situation is also confirmed by experimental studies.

The designed models are compared with the conventional system with camshaft and a good agreement between two systems at higher engine speeds is obtained. So it is suggested that these models can be used in IC engines.

Key Words: Electromechanical valve actuator, mechatronic system, magnetic circuit, design parameters

İÇİNDEKİLER

	<u>Sayfa No</u>
ÖZET	i
ABSTRACT	ii
SİMGELER DİZİNİ	vi
ŞEKİLLER DİZİNİ	ix
ÇİZELGELER DİZİNİ	xii
1. GİRİŞ	1
2. KAYNAK ARAŞTIRMASI	6
3. MATERYAL VE YÖNTEM	21
3.1. Giriş	21
3.2. Elektromekanik Supap Mekanizması	21
3.3. Elektromekanik Supap Mekanizmasının Tasarımı	29
3.3.1. Mıknatıs Devreleri	30
3.4. Elektromekanik Supap Mekanizmasının Boyutlandırılması	32
3.5. Yay Enerjisinin Elektromekanik Supap Mekanizması Performansına Katkısı	38
3.6. Yay Hesabı ve Tasarımı	39
3.7. Elektromekanik Supap Mekanizmasının Matematik Modeli	41
3.7.1. Elektrik Alt Sistemi	41
3.7.2. Mıknatıs Alt Sistemi	43
3.7.2.1. Düz Yüzlü Disk Tipi Mıknatıs Devresi	44
3.7.2.2. Düz Yüzlü Piston Tipi Mıknatıs Devresi	46
3.7.3. Mekanik Alt Sistemi	49
3.8. Elektromekanik Supap Mekanizmasının Statik Karakteristikleri	51
3.9. Elektromekanik Supap Mekanizmasının Dinamik Karakteristikleri	55
3.10. Darbe Genişlik Modülasyon (DGM) Tekniği	57
3.11. MATLAB–Simulink–Veri Toplama	59
3.11.1. Elektromekanik Supap Mekanizmasının Simulink Modeli	60
3.11.2. Elektromekanik Supap Mekanizmasının Gerçek Zamanlı Çalışması	63

3.12. Elektromekanik Supap Mekanizmasının Denetimi	66
3.13. Deney Düzenekleri	74
3.13.1. Statik Deney Düzeneği	74
3.13.2. Dinamik Deney Düzeneği	75
3.13.2.1. Elektronik Akım Sürücü Devre	76
3.13.2.2. Konum Algılayıcısı	77
4. ARAŞTIRMA SONUÇLARI VE TARTIŞMA	79
4.1. Giriş	79
4.2. Benzetim Sonuçları	79
4.2.1. Elektromekanik Supap Mekanizmasının Statik Benzetim Sonuçları	79
4.2.2. Elektromekanik Supap Mekanizmasının Dinamik Benzetim Sonuçları	83
4.2.3. Elektromekanik Supap Mekanizmalarında Tasarım Parametreleri	89
4.2.3.1. Mıknatıs Devresine Açılan Delik Yarıçapı	90
4.2.3.2. Silindir İçi Basınç Kuvveti	90
4.2.3.3. Yay Katsayısı	91
4.2.3.4. Disk Kalınlığı	92
4.2.3.5. Bobin Direnci	93
4.2.3.6. Giriş Gerilimi	95
4.2.3.7. Anahtarlama Biçimi	96
4.2.3.8. Tutma Akımı	98
4.2.3.9. Sürtünme Kuvveti	99
4.2.3.10. Denge Konumu ve İlk Harekete Başlatma	101
4.2.3.11. Malzeme	102
4.3. Deneysel Sonuçlar ve Teorik Sonuçların Doğrulanması	104
4.3.1. Statik Karakteristikler	104
4.3.2. Dinamik Karakteristikler	106
4.3.2.1. Mıknatıs Devreleri Üzerinde Yürütülen Ön Deneyle	106
4.3.2.2. Elektromekanik Supap Mekanizmaları Üzerinde Yürütülen Çalışmalar	110
4.4. Elektromekanik Supap Mekanizmasının Kamlı Sistem İle Karşılaştırılması	118

4.5. Elektromekanik Supap Mekanizmasının Denetimi	120
5. SONUÇ VE ÖNERİLER	123
5.1. Sonuç	123
5.2. Öneriler	125
6. KAYNAKLAR	126
EKLER	
Ek 1. Model 1 İçin Elektromekanik Supap Mekanizması Teknik Resimleri	133
Ek 2. Model 2 İçin Elektromekanik Supap Mekanizması Teknik Resimleri	143
Ek 3. Deney Düzeneği Fotoğrafları	152
Ek 4. DGM Üretici Elektronik Devresi	156
Ek 5. Statik Davranış Kestiriminin Program Akış Diyagramı	157
Ek 6. Dinamik Davranış Kestiriminin Program Akış Diyagramı	158
Ek 7. Yay Karakteristiği ve Deney Düzeneği	159
Ek 8. Konum Algılayıcısı Karakteristiği	160
Ek 9. Miknatıs Devresi DGM Karakteristiği	161
Ek 10. DS1103 PPC Denetim Kartının Özellikleri	162
Ek 11. Control Desk Programının Özellikleri	163
TEŞEKKÜR	164
ÖZGEÇMİŞ	165

SİMGELER DİZİNİ

A	: Mıknatıs devresinin etkin kesit alanı	$[m^2]$
A_b	: Bobin telinin kesit alanı	$[m^2]$
A_s, A_y	: Supap yüzey ve yan alanı	$[m^2]$
b	: Sürtünme katsayısı	$[N/(m/s)]$
B_b	: Kutup çekirdeğinin akı yoğunluğu	$[Wb/m^2]$
B_d	: Hareketli elemanın akı yoğunluğu	$[Wb/m^2]$
B_h	: Hava aralığındaki akı yoğunluğu	$[Wb/m^2]$
d, d_{iz}	: Bobinin izolesiz ve izoleli tel çapı	$[m^2]$
D_o	: Yayın ortalama çapı	$[m]$
D_s	: Supap çapı	$[m]$
d_y	: Yay teli çapı	$[m]$
e, e_c, e_t	: Gerilim	$[V]$
f	: Boşluk faktörü	$[-]$
F_{sil}	: Silindir içi basınç kuvveti	$[N]$
F_b	: Supap üzerine etki eden net basınç kuvveti	$[N]$
F_m	: Net mıknatıs çekim kuvveti	$[N]$
F_{man}	: Supap yay yüzeyine etki eden basınç kuvveti	$[N]$
F_{mc}	: İletime sokulan mıknatıs devresindeki mıknatıs kuvveti	$[N]$
F_{mt}	: İletimden kesilen mıknatıs devresindeki kalıntı mıknatıs kuvveti	$[N]$
$F_{sür}$: Sürtünme kuvveti	$[N]$
F_y	: Yay üzerine etki eden kuvvet	$[N]$
F_{yay}	: Yay kuvveti	$[N]$
G	: Mıknatıs iletkenliği	$[-]$
G_y	: Yay malzemesinin kayma modülü	$[N/m^2]$
H	: Mıknatıs alan şiddeti	$[A-s/m]$
i, i_c, i_t	: Akım	$[A]$
i_y, i_T	: Yaylanan ve toplam sarım sayısı	$[-]$
k, K	: Yay katsayısı	$[N/m]$
L	: Elektrik alt sisteminin indüktansı	$[H]$
l	: Hava aralığı mesafesi	$[m]$

L_o	: Yayın serbest haldeki uzunluğu	[m]
l_b, l_d	: Bobinde ve hareketli elemandaki akı yolu boyutları	[m]
L_{B1}	: Yayın blok uzunluğu	[m]
l_k, l_d, l_b	: Ortalama akı yolu mesafesi	[m]
l_m, l_b, t_m	: Makara boyutları	[m]
L_n	: Maksimum yük altında yay uzunluğu	[m]
l_{tb}	: Bobin telinin uzunluğu	[m]
l_t	: Toplam hava aralığı mesafesi	[m]
M_p	: Maksimum aşma miktarı	[m]
m	: Toplam hareketli kütle	[kg]
N	: Bobin sarım sayısı	[-]
n	: Motor devri	[d/dk]
NI, F_a	: Magnetomotor kuvveti	[A-s]
p	: Yay sarım hatvesi	[m]
P_a	: Hareketli eleman boyunca toplam etkili geçirgenlik	[Wb/(A-s)]
P_f	: Kutup geçirgenliği	[Wb/(A-s)]
P_{fd}	: Dış kutup geçirgenliği	[Wb/(A-s)]
P_{fi}	: İç kutup geçirgenliği	[Wb/(A-s)]
P_l	: Kutup çekirdekleri arasındaki kayıp geçirgenlik	[Wb/(A-s)]
P_u	: Toplam kullanılabilir aralığın geçirgenliği	[Wb/(A-s)]
P_{uh}	: Kullanılabilir aralığın geçirgenliği	[Wb/(A-s)]
P_{sil}	: Silindir içi basıncı	[N/m ²]
P_{man}	: Manifold basıncı	[N/m ²]
r_0, r_1, r_2, r_3	: Mıknatıs devresinin geometrik boyutları	[m]
r_4, r_5, r_6	: Mıknatıs devresinin geometrik boyutları	[m]
w, r_{51}	: Disk kalınlığı	[m]
R	: Bobin direnci	[Ω]
R_1, R_4	: Bobin ile hava arasındaki ısı direnci	[°C/W]
R_m	: Mıknatıs direnci	[(A-s)/Wb]
r_{s1}, r_{s2}, h_s	: Supap kafasına ait geometrik büyüklükler	[m]
s_a	: Maksimum kuvvet altında yay telleri arasında kalan boşluk	[m]
t_o	: Oturma zamanı	[s]

T	: Harmonik salınım hareketinin periyodu	[s]
t_c	: Supabın hareket zamanı	[s]
T_{δ}	: Ölü zaman	[s]
x	: Hareketli elemanın yer değiştirmesi	[m]
x_h	: Hareketli elemanın hareket mesafesi	[m]
x_t	: Tutma aralığı mesafesi	[m]
z	: Hava aralığı sayısı	[-]
\dot{x}, v	: Hareketli eleman hızı	[m/s]
\ddot{x}	: Hareketli eleman ivmesi	[m/s ²]
ρ	: Bobin teli özgül direnci	[$\Omega\text{m}^2/\text{mm}$]
τ	: Elektrik alt sisteminin zaman sabiti	[s]
ϕ	: Mıknatıs akısı	[Wb]
θ_c	: Krank mili açısı	[$^{\circ}$]
ω_n	: Doğal frekans	[rad/s]
μ_o	: Havanın geçirgenliği	[H/m]
μ_r	: Bağıl geçirgenlik	[-]

ŞEKİLLER DİZİNİ

	<u>Sayfa No</u>
Şekil 3.1. Elektromekanik supap mekanizması	22
Şekil 3.2. Elektromekanik supap mekanizmasının çalışma prensibi	23
Şekil 3.3. Supap mekanizmasının serbest salınım hareketi	25
Şekil 3.4. Elektromekanik supap mekanizmasının anahtarlama karakteristikleri	25
Şekil 3.5. Toplam hareketli kütle ve yay sabitinin hareket süresi üzerindeki etkisi	27
Şekil 3.6. Hareketli kütle, krank açısı ve motor devri ilişkisi	28
Şekil 3.7. Kütle/yay katsayısı oranı ve motor çalışma şartları arasındaki ilişki	28
Şekil 3.8. Açma mıknatıs devresindeki akım değişimleri	29
Şekil 3.9. Mıknatıs devrelerinin geometrisi	30
Şekil 3.10. Elektromekanik supap mekanizması tasarımında model yapıları	32
Şekil 3.11. Supap üzerine etki eden basınç kuvvetleri	33
Şekil 3.12. Makara	37
Şekil 3.13. Elektromekanik supap mekanizmalarında farklı model yapıları	38
Şekil 3.14. Elektromekanik supap alt sistemlerinin birbiri ile etkileşimi	42
Şekil 3.15. Elektrik alt sistemi	42
Şekil 3.16. Düz yüzlü disk tipi mıknatıs devresinde geçirgenlik yolları	45
Şekil 3.17. Düz yüzlü piston tipi mıknatıs devresinde geçirgenlik yolları	47
Şekil 3.18. Elektrik devresine denk mıknatıs devresi	49
Şekil 3.19. Hareketli elemanların serbest cisim diyagramları	50
Şekil 3.20. Optimum değerlerin grafik yoluyla belirlenmesi	52
Şekil 3.21. Belli hava aralıkları için NI-B değişimi	52
Şekil 3.22. Elektromekanik supap mekanizmalarında kuvvet değişim eğrileri	54
Şekil 3.23. Elektromekanik supap mekanizmasında kuvvet-yer değiştirme karakteristiği	55
Şekil 3.24. Elektromekanik supap mekanizmasının dinamik karakteristik eğrileri	57
Şekil 3.25. DGM tekniğinin basit bir model üzerinde uygulanışı	58
Şekil 3.26. DGM tekniği ile akımın düşürülmesi	59
Şekil 3.27. Elektromekanik supap mekanizmasının Simulink modeli	60

Şekil 3.28. Çekme bobini alt modeli	61
Şekil 3.29. Geçirgenlik1 alt modeli	62
Şekil 3.30. NI1 alt modeli	62
Şekil 3.31. Hareket alt modeli	62
Şekil 3.32. Koşullar alt modeli	63
Şekil 3.33. MATLAB/Simulink programında oluşturulan model	65
Şekil 3.34. esm_bobin alt modeli	65
Şekil 3.35. Sistemin görsel aygıt paneli	66
Şekil 3.36. Elektromekanik supap mekanizması denetim şeması	67
Şekil 3.37. Denetim aşamaları	70
Şekil 3.38. Geri beslemeli denetim modeli	73
Şekil 3.39. DGM alt modeli	73
Şekil 3.40. İşaret akışı blok şeması	73
Şekil 3.41. Statik deney düzeneği	75
Şekil 3.42. Dinamik deney düzeneği	76
Şekil 3.43. Akım sürücü devre şeması	77
Şekil 3.44. Konum algılayıcısı elektronik devresi	78
Şekil 4.1. Mıknatıs akısı yoğunluğu – magnetomotor kuvveti değişimi	81
Şekil 4.2. Kuvvet – yer değiştirme karakteristik eğrileri	82
Şekil 4.3. Kuvvet – yer değiştirme – akım karakteristik eğrileri	84
Şekil 4.4. Bobine tek kademeli sinyal uygulanması	86
Şekil 4.5. Bobine iki kademeli sinyal uygulanması	86
Şekil 4.6. Hareket sonunda supaba etki eden kuvvet değişimleri	87
Şekil 4.7. Elektromekanik supap mekanizmasının dinamik davranış eğrileri	88
Şekil 4.8. Yay katsayısının etkisi	92
Şekil 4.9. Disk kalınlığının etkisi	93
Şekil 4.10. Bobin direncinin etkisi	94
Şekil 4.11. Giriş geriliminin etkisi	96
Şekil 4.12. Anahtarlama biçiminin etkisi	97
Şekil 4.13. Tutma akımının etkisi	98
Şekil 4.14. Viskoz sürtünmenin etkisi	100
Şekil 4.15. Kuru sürtünmenin etkisi	100

Şekil 4.16. Supap hareketinin orta noktadan başlatılması	101
Şekil 4.17. Denge konumunun etkisi	102
Şekil 4.18. Malzemelerin B-H karakteristikleri	103
Şekil 4.19. Malzemenin dinamik davranış üzerindeki etkisi	104
Şekil 4.20. Kuvvet – yer değiştirme karakteristiği	105
Şekil 4.21. Disk kalınlığının etkisi	106
Şekil 4.22. Farklı giriş gerilimi değerleri için bobindeki akım değişimleri	107
Şekil 4.23. Farklı hava aralığı mesafesi için bobindeki akım değişimleri	108
Şekil 4.24. Model 1 ve 2' nin mıknatıs devreleri açısından karşılaştırılması	108
Şekil 4.25. Hareketli kütlelerin etkisi	109
Şekil 4.26. Bobin direncinin etkisi	109
Şekil 4.27. Elektrik giriş enerjisinin etkisi	110
Şekil 4.28. Serbest salınım hareketi	111
Şekil 4.29. Farklı denge konumları için hareketli elemanın serbest salınım hareketi	112
Şekil 4.30. Açma ve kapama mıknatısındaki akım değişimleri	113
Şekil 4.31. Elektromekanik supap mekanizmasının orta noktadan çekilmesi	113
Şekil 4.32. Elektromekanik supap mekanizmasının dinamik karakteristikleri	114
Şekil 4.33. Tutma akımının dinamik davranış üzerindeki etkisi	116
Şekil 4.34. Ölü zaman gecikmesinin azaltılması	117
Şekil 4.35. Farklı motor devirleri için supap hareket profili	118
Şekil 4.36. Model 1 ve 2' nin kamlı sistem ile karşılaştırılması	119
Şekil 4.37. Model 1 ve 2' nin deney sonuçları ile kamlı sistemin karşılaştırılması	120
Şekil 4.38. Açık döngü denetim (rasgele sinyal)	121
Şekil 4.39. Kapalı döngü denetim (teorik)	122
Şekil 4.40. Açık döngü denetim (deneysel)	122

ÇİZELGELER DİZİNİ

	<u>Sayfa No</u>
Çizelge 3.1. Elektromekanik supap mekanizması boyutları	38
Çizelge 3.2. Yaylı ve yaysız durum için ESM' nin dinamik davranış özellikleri	39
Çizelge 4.1. Delik yarıçapına göre etkin kesit alanı ve mıknatıs kuvveti kaybı	90
Çizelge 4.2. Silindir içi basıncına göre yay katsayısı ve etkin kesit alanının değişimi	91
Çizelge 4.3. Bobin direncine göre enerji tüketimleri	95
Çizelge 4.4. Giriş gerilimine göre enerji tüketimleri	96
Çizelge 4.5. Anahtarlama karakteristiğine göre enerji tüketimleri	97
Çizelge 4.6. Yay katsayısına göre tutma akımı değerleri	99
Çizelge 4.7. Tutma aralığı mesafesine göre tutma akımı değerleri	99
Çizelge 4.8. Tutma akımının dinamik davranış ve enerji tüketimi üzerindeki etkisi	116
Çizelge 4.9. Giriş sinyali biçimine göre supabın oturma hızı	121

1. GİRİŞ

Otomotiv endüstrisinde günümüzdeki eğilim, daha konforlu ve ekonomik taşıtların tasarlanması yönündedir. Otomobillerde en önemli sorun yakıt tüketiminin ve çevreye atılan kirleticilerin azaltılmasıdır. Yetmişli yıllara göre günümüz taşıtlarında çevreye atılan kirleticiler önemli oranda azaltılmış ve taşıtların verimi de önemli oranda arttırılmıştır. Bu gelişmelere rağmen taşıtlarda verim ve kirletici oranları halen arzu edilen seviyelere ulaşmış değildir. Bu amaçla içten yanmalı motorlar için yakıt pillerini veya bataryalarını esas alan elektrokimyasal sistemler geliştirilmesine rağmen bu sistemlerin alt yapılarının oluşturulması bugün için oldukça zor görünmektedir. Bu nedenle günümüzde, ana sistemin alt yapısını değiştirmeksizin motor verimini yükseltmeye ve kirletici oranlarını düşürmeye yönelik çeşitli çalışmalar yürütülmektedir.

Konforun ve ekonomikliğin aranan bir özellik haline gelmesi, çevreye atılan kirleticilere getirilen kısıtlamalar taşıtlarda her türlü denetimi zorunlu hale getirmektedir. Bu nedenle otomotiv sektöründe mekanik veya hidrolik kumandalı sistemler yerine, motor performansını optimize eden, esneklik derecesi yüksek merkezi elektronik kumanda altındaki yerel elektromekanik aygıtlar kullanan yapıya doğru bir geçiş yaşanmaktadır. Motor yakıt ve ateşleme denetimi, ABS fren sistemi bugüne kadar gerçekleşen gelişmelerin belli başlı örneklerindedir.

Günümüzde taşıt motorlarında mekanik denetimli olarak sadece kam milinden tahrikli supap mekanizması kalmıştır. Kam milinden tahrikli supap mekanizmalarında kam profilinin fiziksel sınırları nedeniyle supap zamanlamasının değiştirilmesi çok kısıtlıdır ve motorun devrine göre değiştirilemez. Bu sistemde supap zamanlaması kam mili tasarımı ile değişik çalışma şartlarında birbiriyle çelişen durumları optimize edecek şekilde tasarım başlangıcında belirlenir.

Motor performansı, yakıt püskürtmesi ve ateşleme performansı yanında büyük oranda supapların açılma ve kapanma zamanlarına bağlıdır. Volumetrik verimi yükselterek motor performansını arttırmak ve supapların çalışması sırasında oluşan kayıpları ortadan kaldırmak amacıyla supaplar ve supap mekanizmaları üzerine çeşitli çalışmalar yürütülmektedir. Supaplardaki gelişmeler temel olarak supap sayısını arttırmaya yöneliktir. Bu sayede her bir silindir için iki yada daha fazla emme ve egzoz

supabı kullanılarak karışımdan maksimum verim sağlanması hedeflenmektedir. Supap mekanizmaları üzerine yapılan çalışmalar ise supapların açılma ve kapanma zamanlamalarının değişken olmasını sağlamaya yöneliktir.

Motor performansı supap zamanlamasının denetimi ile önemli oranda iyileştirilebilir. Motorlarda düşük motor yükleri ve hızlarına uygun supap hareket profili ile maksimum güç ve hıza uygun supap hareket profili arasında belirgin bir fark vardır. Optimum supap zamanlaması motor hızının bir fonksiyonudur. Motor devri değiştikçe piston hızı, piston hızına bağlı olarak içeri alınan taze dolgunun hızı ve kinetik enerjisi sürekli değişeceğinden iyi bir motor performansı için supap zamanlamasının da sürekli değişmesi gerekir. Optimum supap zamanlaması ise değişken zamanlamalı supap mekanizmaları ile ayarlanabilir (Kutlar ve ark. 1999).

Değişken zamanlamalı supap mekanizmalarında, mekanizmanın yapısına göre supabın açılma/kapanma miktarı, açık/kapalı kalma süresi, açılma/kapanma zamanlaması değişken olabilmektedir. Bu değişkenler, birbirinden bağımsız veya birlikte değiştirilerek, motor çalışma koşullarına göre optimize edilebilmektedir. Ayrıca bu sistemler gaz kelebeğinin tamamen veya kısmen ortadan kaldırılmasını da sağlayabilir.

Değişken zamanlamalı supap mekanizmaları ilk ortaya çıkışlarından bugüne kadar olan sürede mekanik, elektrohidrolik ve elektromekanik olmak üzere üç farklı biçimde ele alınmıştır. Mekanik değişken zamanlamalı supap mekanizmaları, mekanik olarak oldukça karmaşık ve birbirine göre hareketli çok sayıda parçadan oluşur. Bu sistemlerde iki veya daha çok sayıdaki kam mili kullanılarak motorun çalışma şartlarına göre uygun olanın devreye girmesi sağlanır. Mekanik değişken zamanlamalı supap mekanizmaları motor performansını belli oranda iyileştirse de bu sistemlerin motorun değişik çalışma şartlarında optimum performans için yetersiz kaldığı söylenebilir. Elektrohidrolik değişken zamanlamalı supap mekanizmaları ise kam mili içeren ve kam mili içermeyen sistemler olmak üzere ikiye ayrılırlar. Kam mili içeren elektrohidrolik supap mekanizmalarında kam profili genellikle bir hidrolik piston üzerine etki eder. Kam profilinin stroğu hidrolik piston üzerinde yer alan kanalların solenoidler ile açılıp kapatılmasıyla değiştirilerek supaba iletilir. Elektrohidrolik kam mili içermeyen mekanizmalarda ise supaplar tamamen hidrolik olarak tahrik edilirler. Bir hidrolik pompanın sağladığı basınçlı yağın supap üzerine uyguladığı kuvvetin yönü

elektrohidrolik solenoid valf ile değiştirilerek açma kapama işlemi gerçekleştirilir. Hidrolik supap zamanlama sisteminde ise hidrolik sistem elemanlarına ihtiyaç duyulması sistemin maliyetini arttırır.

Yukarıda verilen örneklerin dışında değişken supap zamanlama sistemlerinin değişik uygulamaları da mevcuttur. Bunlardan bir tanesi mevcut kamlı sisteme bir dişli-kayış mekanizmasının ilavesi ile egzoz supabı zamanlaması sabit kalırken emme supabı zamanlamasının değiştirilmesi şeklindedir. Diğer bir uygulama kam milinin elektrik motoru ile denetlenmesi ile gerçekleştirilmiştir. Ancak yüksek devirlerdeki güç tüketiminin fazlalığı nedeniyle bu sistemin çalışma devri 2500 d/dk ile sınırlandırılmıştır. Başka bir uygulamada ise supapları devreye sokmak için piezo elektrik aygıt kullanılmış ancak bu sistemde de bükülme problemleri ortaya çıktığı tespit edilmiştir (Peterson 2005).

Elektromekanik supap mekanizmaları diğer değişken zamanlamalı sistemlere göre nispeten daha basit bir yapıya sahiptir ve mevcut motor tasarımlarına uyumu daha kolaydır. Bu sistemde kam mili devre dışı kaldığı için sürtünmeye neden olan hareketli parçaların sayısı azaltılmakta ve motorun tüm çalışma şartları altındaki supap hareketi motor devrinden bağımsız olarak denetlenebilmektedir.

Günümüzde elektromekanik supap mekanizmaları üzerinde önemli ilerlemeler kaydedilmiştir. Halihazırda gelişme aşamasında olan bu sistemlerin temel elemanları ve çalışma ilkeleri hemen hemen aynıdır.

Elektromekanik supap mekanizmaları genelde iki adet mıknatıs devresinden, iki adet yaydan ve supaba bağlı bir adet hareketli elemandan meydana gelmektedir. Supabın hareketi sistemde kullanılan yayların sağladığı enerji ile ve iki adet mıknatıs devresinin hareketli elemanı çekmesi ile sağlanmaktadır. Supabın açılma/kapanma zamanlamaları ve açık/kapalı durumda kalma süreleri motorun ateşleme zamanı ve yük durumuna göre mikroişlemcili merkezi denetim birimi tarafından belirlenebilir.

Elektromekanik supap mekanizmalarında pistonun konumu krank miline bağlı olarak doğrudan algılanabilir. Algılanan dönme hareketi elektronik sinyale dönüştürülüp elektronik denetim birimine gönderilerek motorun yük devir haritasına göre supapların gerekli zamanda açılması/kapanması ve istenilen sürede açık/kapalı konumda kalması sağlanabilir. Bu şekilde bir mekatronik yaklaşım ile elektromekanik supap mekanizması tasarımında belli bir kolaylık sağlanabilmektedir.

Yapılan çeşitli çalışmalarda elektromekanik supap mekanizmalarının yakıt tüketimini %10-15 oranında iyileştirdiği, çevreye atılan kirletici oranlarını azalttığı, yüksek tork ve güç çıkışı elde edildiği, motorun soğukta ilk çalışması ve ısınması, geçici durum ve rölanti çalışması için optimum yakıt tüketimi sağladığı ve pompalama kayıplarını en aza indirdiği öne sürülmektedir (FEV, Peterson 2005).

Elektromekanik supap mekanizmaları üzerine bugüne kadar yapılan çalışmalarda genellikle E-tipi olarak adlandırılan ve dikdörtgen prizması şeklinde olan mıknatıs devreleri kullanılmış ve bu mıknatıs devreleri çevrinti akımı etkilerini en aza indirmek için silisli sacdan yapılmıştır. Yapılan incelemelerden görüldüğü kadarıyla bu sistemin imalatında özel işlemler gerekmektedir.

Yapılan birkaç çalışmada ise silindirik mıknatıs devresi kullanılmasına karşın temel yapıları disk ve piston tipi mıknatıs devresinden farklılıklar göstermektedir. Bu çalışmaların birinde disk elemanı ve mıknatıs devresi alın yüzeyi yuvarlatılarak farklı bir profil verilmiştir. Bu sistem ile ilgili olarak 1993 yılında patent alınmasına karşın daha sonra herhangi bir çalışmaya rastlanmamıştır (Gottschalk 1993). Diğer bir çalışmada ise disk tipi mıknatıs devresine benzer bir yapı kullanılmış fakat mıknatıs devresi hakkında ayrıntılı bir bilgi verilmemiştir (Eyabi 2003). Yapılan inceleme sonucu mıknatıs devresinin klasik disk tipinden daha farklı bir yapıda olduğu tespit edilmiştir. Disk tipi mıknatıs devresi bir çalışmada teorik olarak ele alınmış ancak daha sonra uygulamaya geçip geçmediği tespit edilememiştir (Giglio 2002).

Bu tez kapsamında elektromekanik supap mekanizmalarında uygulanabilecek mıknatıs devreleri araştırılmış ve analiz edilmiştir. İki farklı türdeki silindirik mıknatıs devresi kullanılarak üç model tasarlanmış ve tasarlanan modellerin karakteristikleri elde edilmiştir. Modellerin ikisinde disk tipi, birinde piston tipi mıknatıs devresi kullanılmıştır. Yapılan incelemeler sonucunda disk tipi mıknatıs devresinin gerek yapısal basitliği ve gerekse karakteristiğinin analizinin kolaylığı nedeniyle elektromekanik supap mekanizmaları uygulamaları için uygun bir yapı olduğu ortaya çıkmıştır. Daha sonra bu mıknatıs devresinin kullanıldığı iki farklı model için basit yapılı, imalatı kolay, fazla sıkı tolerans gerektirmeyen dolayısıyla maliyeti düşük yeni ve değişik türde elektromekanik supap mekanizmalarının tasarımı ve imalatı yapılarak prototipler üzerinde deneysel çalışmalar yürütülmüştür. Her iki model geleceğin taşıt teknolojisi göz önünde bulundurularak 42 V besleme gerilimine göre analiz edilmiş ve

buna yakın gerilim değerlerinde (≈ 55 V) alıştırılmıştır. Ayrıca mekatronik bir sistem olarak ele alınabilen elektromekanik supap mekanizmasının elektriksel kumandası için gerekli olan bir elektronik güç kuvvetlendiricisi ve basit bir konum algılayıcısı tasarlanmış ve prototipleri imal edilmiştir. Bu şekilde sistemin bilgisayardan veya bir mikroşlemciden doğrudan denetiminde gerekli ara yüzler tasarlanmıştır.

Yapılan tez çalışmasının bugüne kadar olanlardan en önemli farklarının karşılaştırmalı bir çalışma olması ve disk tipi mıknatis devresinin elektromekanik supap mekanizmalarında farklı şekillerde uygulanması olduğu söylenebilir.

Diğer taraftan bu çalışmada elektromekanik supap mekanizmalarında en kritik problem olan supabın oturma hızı denetiminin nasıl zldğünün analizi yapılmıştır. Bunun yanı sıra açık döngü ve kapalı döngü denetim ile oturma hızı teorik olarak belli oranda azaltılmış ve deneysel çalışmalarda akımın anahtarlanması ile oturma hızının azaltılabileceği gösterilmiştir.

Tasarlanan ve imal edilen elektromekanik supap mekanizmasının hareket profili kamlı sistemin hareket profili ile karşılaştırılmış ve yüksek motor hızlarında iki sistem arasında iyi bir uyum olduğu grlmştir.

Bu nedenle tasarımı ve imalatı gerçeklenen her iki modelin de uygun imalat koşulları altında endüstriyel anlamda üretildiği ve oturma hızları azaltıldığı takdirde otomobil motorlarında uygulanabilecek türde olduğu ileri sürülebilir.

2. KAYNAK ARAŞTIRMASI

Bu tez çalışması kapsamında yapılan kaynak araştırmasında mıknatıs devrelerinin karakteristiklerinin incelenmesi ile elektromekanik supap mekanizmalarının tasarımı, modellenmesi ve denetimi üzerine araştırmalar yapılmıştır.

Yapılan çeşitli çalışmalarda değişken supap zamanlama sistemlerinin motor performansını iyileştirdiği gösterilmektedir. Farklı türde değişken supap zamanlama sistemlerinden bazıları aşağıda kısaca özetlenmiştir.

Kutlar ve ark. (1999) otto motorunun kısmi yüklerdeki performansını etkileyen faktörleri inceleyerek değişken supap zamanlama sistemlerini ele almışlar ve elektromekanik supap mekanizmaları hakkında bilgi vermişlerdir.

Atzler (2001) içten yanmalı motorlarda gelecekte olabilecek gelişmeleri araştırmıştır. Ele aldığı çalışmada elektronik motor denetimini, dizel ve benzinli motorlar için silindir içine direkt yakıt püskürtmesini ve değişken zamanlamalı supap mekanizmalarını incelemiştir.

Flierl ve ark. (2001) BMW' nin dört silindirli motorunda kullanılan değişken supap zamanlama sistemini ele almışlardır. Böyle bir sistemin kullanıldığı motorun elemanlarını ayrı ayrı incelemişler ve sistemin motor performansına olan katkılarını vurgulamışlardır. Bu sistemin gaz keleşinden bağımsız yük denetimine ve değişken supap zamanlaması ile değişken supap yükselme miktarına olanak sağladığını öne sürmüşlerdir.

Elektromekanik supap mekanizmalarının statik ve dinamik karakteristikleri belli oranda mıknatıs devrelerinin karakteristiğine bağlıdır. Mıknatıs devreleri üzerine yapılan çalışmalarda genelde mıknatıs devrelerinin modellenmesi ve karakteristiklerinin elde edilmesi üzerinde durulmuştur. Genellikle disk tipi ve piston tipi mıknatıs devreleri ve bu mıknatıs devrelerinin uygulandığı sistemlerin incelendiği çalışmalar aşağıda özetlenmiştir.

Yüksel (1981) disk tipi mıknatıs devresinin bir uygulaması olarak tek ve çift bobinli olmak üzere iki farklı türden hızlı anahtarlama valfleri üzerine bir çalışma yürütmüştür. Prototipleri imal edilen her iki türden valf üzerinde yapılan teorik ve deneysel çalışmalarla mıknatıs devresi karakteristikleri ayrıntılı olarak incelenmiştir.

Kawase ve Ohdachi (1991) yaptıkları bir çalışmada, piston tipi mıknatıs devresinin kullanıldığı elektromekanik bir eyleyicinin tasarım parametrelerini ele almışlar ve sonlu elemanlar yöntemini kullanarak mıknatıs geçirgenliği, elektrik direnci ve mıknatıs malzemesi gibi parametrelerin eyleyicinin dinamik davranışı üzerindeki etkilerini incelemişlerdir. Ayrıca optimum tasarımı ve yay katsayısı için optimum değerleri belirlemişlerdir. Bu çalışmanın devamında Ohdachi ve ark. (1991), elektromekanik eyleyicinin optimum tasarımında eyleyicinin boyutları, malzemesi, uygulanan gerilim sinyali gibi parametrelerin etkilerini araştırmışlardır. Eyleyicinin cevap zamanı üzerinde etkili olan çevrinti akımı (eddy-current) ve yay katsayısı gibi parametreleri ele almışlar ve bu parametrelerin sistemin dinamik davranışı üzerindeki etkisini sonlu elemanlar yöntemi ile incelemişlerdir.

Piston tipi mıknatıs devresinin ele alındığı bir diğer çalışma Kajima (1993) tarafından yapılmıştır. Çalışmasında yüksek hızlı solenoid valf geliştirilmesini ele almış ve solenoid valflerin elektriksel uyarılması ile ilişkili olarak iki farklı yöntem geliştirmiştir. Ele aldığı yöntemlerin ilki taklit bobin (dummy coil) yöntemi olup bu yöntemde valfe düşük gerilim uygulandığında dahi valfin anahtarlama zamanını iyileştirmek mümkün olmuştur. Solenoid kuvvet karakteristiklerinden yararlanılarak geliştirilmiş ön-enerjileme yöntemi olan ikinci yöntemde ise elektriksel ve mıknatıssal gecikme problemlerine çözüm getirilmiştir.

Smith ve ark. (1994) doğrusal olmayan elektromekanik eyleyicinin geçici durum davranışının analizi için sonlu elemanlar yöntemini kullanmışlardır. ABS sisteminde kullanılan hidrolik bir eyleyiciyi ele almışlar ve bu eyleyiciyi deneysel olarak test etmişlerdir. Model ile deney sonuçlarının iyi bir uyum içinde olduğunu göstermişlerdir.

Kajima (1995) piston tipi mıknatıs devresinin enerjiden kesilmesindeki davranışını dikkate alan bir denklem seti geliştirmiştir. Bu denklem setinin çözümü için daha az zamana gerek olduğunu öne sürerek bu yöntemin diğer yöntemlere göre çok daha hızlı olduğunu iddia etmiştir. Elde ettiği benzetim sonuçlarını deney sonuçları ile karşılaştırmış, model ve deney sonuçlarının iyi bir uyum içinde olduğunu göstermiştir.

Kajima ve Kawamura (1995) yaptıkları bir çalışmada, daha önce dizel motorunun elektronik enjektörleri için geliştirdikleri anahtarlama zamanı 1 ms civarında olan yüksek hızlı bir solenoid valfin matematik modelini kurarak, tasarım

parametrelerinin valfin anahtarlama zamanı üzerindeki etkilerini incelemişlerdir. Elde edilen sonuçlara bağlı olarak hızlı anahtarlama için efektif bir yöntem üzerine çalışmışlardır.

Şengirgin (2000) disk tipi mıknatıs devresinin kullanıldığı farklı bir sistem olarak elektrohidrolik sistemleri ele almış, tek bobinli disk valf ile pilot kademesi çift bobinli disk valf olan iki kademeli elektrohidrolik valf geliştirilmesi üzerine bir çalışma yürütmüş, teorik ve deneysel çalışmalarla valflerin karakteristiklerini elde etmiştir. Valflerin sürülmesinde darbe genişlik modülasyon tekniğini kullanmış ve valflerin elektrohidrolik bir konum denetim sisteminde uygulanabilirliğini test etmiştir.

Şefkat (2000) disk tipi mıknatıs devrelerinin optimum tasarımı ve denetimi üzerine çalışmıştır. Çalışmasında mıknatıs devrelerini incelemiş ve bu devrelerde kurulan elektromekanik aygıtların tasarımını araştırmıştır. Bu aygıtların tasarımı için bir optimizasyon planı önermiştir. Optimizasyon işleminde harcanan kuvvet, çekme kuvveti, bobin sıcaklığı ve mıknatıs hacmi ifadelerini elde ederek mıknatıs hacmi ve harcanan gücün minimizasyonu için en uygun tasarım problemini incelemiştir. Tasarım parametrelerinde ısı, güç ve boyut gibi kısıtları dikkate almıştır. Bir uygulama alanı olarak da gergi denetimi amaçlı bir elektromekanik fren düzeneği üzerinde çalışmıştır.

Kamış (2001) benzinli motorlarda kullanılan enjektörlere alternatif olarak disk tipi mıknatıs devresinin kullanıldığı yeni bir enjektörün tasarımını ve imalatını gerçekleştirmiştir. Enjektörü modellemiş, statik ve dinamik karakteristiklerini elde etmiştir.

Şefkat (2002) yaptığı diğer bir çalışmada düz yüzlü disk tipi mıknatıs devresinin dinamik davranışını incelemiştir. Mıknatıs devresinin matematik modelini elde ederek mıknatıs geçirgenliğinin hesaba katıldığı ve katılmadığı iki farklı durum için çalışma şartlarına uygun olarak sistemin dinamik davranışını analiz etmiştir.

Melgoza ve Rodger (2002) doğrusal veya dönel eyleyicilerin modellenmesinde uygulanabilen dört farklı modeli akım ve konum değişimi için birbirleri ile ve prototip eyleyiciden alınan deney sonuçları ile karşılaştırmışlardır. İnceledikleri modellerden ikisinde deney sonuçları ile iyi bir uyum elde ettiklerini ancak diğer ikisinde sapmalar meydana geldiğini öne sürmüşlerdir.

Tao ve ark. (2002) yüksek cevap hızına sahip solenoid valfler için optimum tasarım yöntemini ele aldıkları bir çalışmalarında çeşitli mıknatıs malzemesi ve

geometri özelliklerinin valfin elektronik performansı üzerindeki etkilerini incelemişlerdir. Elde ettikleri sonuçlara göre optimum tasarım yönteminin sistemin güvenilirliğini ve doğruluğunu arttırdığını, fiyatını düşürdüğünü, cevap süresini kısalttığını ve bu yüzden mühendislik için pratik bir çözüm olduğunu öne sürmüşlerdir.

Bottauscio ve ark. (2003) sonlu elemanlar yöntemini kullanarak silindirik geometrili elektromekanik aygıtların davranışı üzerinde çevrinti akımını ve histerezis etkisini incelemişlerdir. Yaptıkları benzetim çalışmalarında çevrinti akımının mıknatıs ve elektrik alt sistemini önemli oranda etkilemesine karşılık histerezisin bu alt sistemler üzerinde daha zayıf bir etkiye sahip olduğunu kanıtlamışlardır. Çevrinti akımının eyleyicinin dinamik davranışını olumsuz etkilediğini ve mıknatıs kuvvetlerini azalttığını öne sürmüşlerdir.

Erzan (2005) elektro pnömatik hızlı anahtarlama valfi tasarımında disk tipi mıknatıs devresini kullanmıştır. Valfin statik ve dinamik karakteristiklerini teorik ve deneysel olarak incelemiş, DGM tekniğini kullanarak valften oransal etki sağlamaya çalışmıştır. Geliştirdiği valfin uygulanabilirliğini göstermek için elektro pnömatik konum denetim sisteminin basamak giriş cevabını çeşitli denetim yordamlarını kullanarak elde etmiştir.

Elektromekanik supap mekanizmaları diğer değişken zamanlamalı sistemlerle karşılaştırıldığında daha esnek supap zamanlaması sağlar. Elektromekanik supap mekanizmalarının incelendiği çeşitli çalışmaların özetleri aşağıda verilmiştir.

Ticari bir kuruluş olan FEV (www.fev.com) elektromekanik supap mekanizmaları için çok sayıda patent aldığını belirtmektedir. Elektromekanik supap mekanizmalarının yakıt tüketimini %15 oranında azalttığını, egzoz gazı emisyonlarının iyileştirdiğini, motorun soğukta çalışması ve ısınması, geçici durumda çalışması ve rölanti çalışması için optimum yakıt tüketimi sağladığını ve pompalama kayıplarını azalttığını öne sürmektedir.

Pischinger ve ark. (2000a) elektromekanik supap mekanizmasının sağladığı yararları öne sürdükleri bir çalışmada değişken supap mekanizmalı içten yanmalı bir motor için yük denetim stratejilerini, silindirdeki gaz hareketi denetimini ve supap zamanlamasını araştırmışlardır. Ayrıca değişken supap mekanizmalı bir motorun soğukta ilk çalışma ve ısınma davranışını araştırmışlardır. Çalışmalarını deneysel sonuçlarla desteklemişlerdir.

Pischinger ve ark. (2000b) elektromekanik supap mekanizmasının kullanıldığı motorun çeşitli denetim stratejilerindeki davranışını inceledikleri çalışmalarında, bir yolcu otomobili ile yapılan çalışmaları analiz etmişlerdir. Supap zamanlamasının esnek denetimi ile motor performansının ve yakıt tüketiminin % 15 oranında iyileştiğini öne sürmüşlerdir.

Flierl ve Klütting (2000) mekanik ve elektromekanik değişken zamanlamalı supap mekanizmaları hakkında genel bilgi verdikleri bir çalışmalarında, yakıt tüketimi açısından benzinli motor ile dizel motoru karşılaştırmışlardır. Gaz kelebeğinden bağımsız olarak yapılan yük denetimini ve bunun yanma davranışı üzerindeki üstünlüklerini incelemişlerdir.

Salber ve ark. (2001) elektromekanik supap mekanizmasını detaylı olarak inceledikleri bir çalışmalarında sistemi merkezi denetim birimi, algılayıcılar, eyleyiciler ve supap denetim birimi ile birlikte değerlendirmişlerdir. Elektromekanik supap mekanizmalarının fiyatları ve seri üretim durumları hakkında bilgi vermişler, değişken zamanlamalı supap denetimi ile motorun çalışma süreci ve sürüş performansını araştırmışlardır. Elektromekanik supap mekanizmalarında yakıt tüketimi ve kirletici oranlarını belirlemişler ve elektromekanik supap mekanizmalı, direkt püskürtmeli içten yanmalı bir motoru irdelemişlerdir.

Kassakian ve Perreault (2001) ve Trewett (2002) otomotiv endüstrisinde 42 V teknolojisine geçişi ele almışlar ve bu kapsamda elektromekanik supap mekanizmalarını incelemişlerdir.

Elektromekanik supap mekanizmalarının tasarımı üzerine yapılan çalışmalar daha çok farklı tasarım yapılarının ve bu sistemlerde uygulanabilecek mıknatıs devresi geometrilerinin araştırılması ve tasarım parametrelerinin incelenmesi şeklinde ele alınmıştır.

Park ve ark. (2001) elektromekanik supap mekanizmasında tasarım ve çalışma parametrelerinin supap eyleyicisinin ısı, statik ve dinamik performansına olan etkilerini incelemişlerdir. Eyleyicinin sağladığı kuvvetleri, dinamik ve ısı karakteristیکlerini belirlemek için sonlu elemanlar yöntemini ve bilgisayar benzetim modellerini kullanmışlardır. Tasarım parametrelerinin ve çalışma ortamının eyleyicinin performansına olan etkisini araştırmışlardır. Modelin doğruluğunu gerçeklemek için prototip bir eyleyici üzerinde deneysel çalışmalar yürütmüşler ve benzetim sonuçları ile

deney sonuçları arasında iyi bir uyum olduğunu öne sürmüşlerdir. Tasarladıkları elektromekanik supap mekanizmasının deney düzeneği üzerinde ve tek silindirli bir motorun ateşleme şartlarında başarıyla çalıştığını ve tüm hız oranlarında, supap zamanlamasında ve hareket denetiminde uygun performans sağladığını göstermişlerdir .

Giglio ve ark. (2001) elektromekanik supap mekanizması tasarımında dikkat edilecek konuları analiz etmişler ve elektromekanik supap mekanizması tasarımında üç farklı tasarım modelini ele alarak birbirleriyle karşılaştırmışlardır. Motorun çalışmaya başlama anında supabın ilk hareketini ve mıknatıs devresinin hareketli elemanı çekme sürecini incelemişler ve buna bağlı olarak enerji kayıplarını değerlendirmişlerdir. Giglio ve ark. (2002), elektromekanik supap mekanizması tasarımını ele aldıkları diğer bir çalışmalarında eyleyicinin geçici durum kayıplarını ve elektriksel kayıpların tümünü dikkate alan bir benzetim çalışması yapmışlardır. Bu çalışmalarında ayrıca elektromekanik supap mekanizmasının avantajlarını ve tipik problemlerini tartışmışlardır.

Chang ve ark. (2002) yeni bir elektromekanik supap mekanizması sürücü sistemini ele almışlar ve bu sistem için güç elektroniği ve denetleyiciler gibi deneysel aygıtların tasarımını incelemişlerdir. Sistemin benzetimini yapmışlar ve bu sistemin daha önce tasarlanan sistemlere göre belirgin iyileşmeler gösterdiğini ileri sürmüşlerdir. Ele aldıkları elektromekanik sistem motorun supap yay sistemine doğrusal olmayan mekanik transformatörler ile bağlı bir elektrik motorundan oluşmaktadır.

Kamış ve ark. (2002) başlangıç çalışması olarak bir elektromekanik supap mekanizmasını incelemiş ve sistemin çalışması hakkında bilgi vermiştir. Ayrıca mevcut elektromekanik supap mekanizması geometrisine alternatif bir sistemi incelemiştir.

Park ve ark. (2003a) elektromekanik supap mekanizmasında tasarım ve çalışma parametrelerinin sistemin statik ve dinamik davranışına olan etkilerini araştırmışlar ve sonlu elemanlar yöntemi ile mıknatıs akısının akış modelini incelemişlerdir. Elektromekanik supap mekanizması için matematiksel bir model geliştirmişler, silindir içi basıncı, hareketli elemanın serbest konumu ve akımın uygulama zamanı gibi bozucu girişlerin sistemin dinamik davranışı üzerindeki etkilerini analiz etmişlerdir. Modelin doğruluğunu gerçeklemek için prototip bir elektromekanik supap mekanizması üzerinde deneysel bir çalışma yapmışlar, teorik ve deneysel sonuçları karşılaştırmışlardır.

Park ve ark. (2003b) supabın dinamik davranışına, elektromıknatis devresine ve ısıl yük şartına bağlı olarak eyleyicinin temel tasarım parametrelerini ve boyutlarını hesaplayan basit ve uygun bir tasarım metodunu ele almışlar ve modelin doğruluğunu gerçeklemek için prototip bir eyleyici üzerinde deneysel çalışmalar yapmışlardır. Eyleyicinin bütün hız oranlarında supap zamanlaması ve hareket denetiminde uygun bir performans gösterdiğini öne sürmüşlerdir.

Kamış ve Yüksel (2003) yaptıkları bir çalışmada, elektromekanik supap mekanizmalarında kullanılabilecek uygun bir mıknatis türü araştırmışlar ve elektromekanik supap mekanizması tasarımına etki eden parametreleri incelemişlerdir. Tasarımda iki farklı mıknatis devresinden yararlanmışlardır. Yaptıkları diğer bir çalışmada ise Kamış ve Yüksel (2004a) iki farklı mıknatis devresinden yararlanarak tasarladıkları üç farklı türdeki modeli birbiri ile karşılaştırmışlar ve disk tipi mıknatis devresinin kullanıldığı modellerin elektromekanik supap mekanizmaları için uygun olduğunu belirlemişlerdir. Ayrıca elektromekanik supap mekanizmasının mekanik parametreleri olan hareketli kütle ve yay katsayılarının sistemin cevap hızı, motor devri ve supabın hareket açısı üzerindeki etkilerini incelemişler, sistemin denetimini kavramsal olarak ele almışlardır. Benzer bir çalışmada, Kamış ve Yüksel (2004b) disk tipi mıknatis devresinin kullanıldığı iki farklı model için çok sayıda tasarım parametresinin etkisini ayrıntılı olarak incelemişlerdir. Bu çalışmanın devamında Kamış ve Yüksel (2005a) elektromekanik supap mekanizmalarında kullanılan yayların sistemin dinamik performansına olan katkısını araştırmışlardır. Supap hareketinde yay enerjisinden yararlanılmayan iki modeli ve yay enerjisinden yararlanan bir modeli ele almışlar ve bu modelleri birbiri ile karşılaştırmışlardır.

Kamış ve Yüksel (2004c) yaptıkları diğer bir çalışmada ise disk tipi mıknatis devresi kullanan bir elektromekanik supap mekanizmasını ele almışlar ve uygulanan giriş sinyali biçiminin sistemin dinamik karakteristikleri üzerindeki etkisini incelemişlerdir. Farklı giriş gerilimlerinin elektromekanik supap mekanizmasının cevap hızı ve enerji tüketimi üzerindeki etkilerini araştırmışlardır.

Kamış ve Yüksel (2005b) geliştirdikleri elektromekanik supap mekanizmasını MATLAB/Simulink programı yardımıyla modellemişler, sistemin statik ve dinamik karakteristiklerini teorik ve deneysel olarak elde etmişlerdir.

Elektromekanik supap mekanizmaları üzerine yapılan çalışmaların büyük bir kısmını sistemin modellenmesi ve denetimi teşkil etmektedir. Sistemin modellenmesinde çeşitli benzetim yöntemleri kullanılırken, oturma hızının denetiminde de çok farklı denetim yordamları kullanılmaktadır. Bu konular ile ilgili olarak yapılan çalışmalar aşağıda kısaca özetlenmiştir.

Gottschalk (1993) patent aldığı bir elektromekanik supap mekanizması çalışmasında, daha düşük gerilim seviyelerinde sistemin cevap hızının yüksek olduğunu ve hareketli elemanın hareketini daha düşük hızlarda tamamladığını öne sürmüştür.

Butzmann ve ark. (2000) elektromekanik supap mekanizmasında hareketli elemanın 0.1 m/s gibi düşük hızlarda yavaşlayarak durmasını sağlayan bir denetim yordamının geliştirilmesi üzerinde çalışmışlardır. Ele aldıkları denetim yordamında, hareketli elemanın konumunu veya hızını algılamak için ayrı bir algılayıcı kullanmamışlar, yavaşlatma işlemini hız ve konum arasındaki oranı sabit tutacak şekilde bobindeki elektrik sinyalini denetleyerek gerçekleştirmişlerdir. Bu sistemi dört silindri, on altı supaplı içten yanmalı bir motorda laboratuvar şartlarında test etmişler ve besleme gerilimindeki değişimlere karşı sistem dayanımının yüksek olduğunu göstermişlerdir.

Stubbs (2000) elektromekanik supap mekanizmasının modellenmesini ve denetimini araştırdığı bir çalışmada geliştirdiği matematik modeli test etmiş ve sistemin denetimi için iki aşamalı bir denetleyici önermiştir. İç döngüde PD denetleyici, döngüye dışarıdan ilave edilen dış döngüde ise tekrarlamalı denetleyici (repetitive controller) kullanmıştır.

Wang ve ark. (2000) elektromekanik supap mekanizmalarında hareketli elemanın yüksek oturma hızlarının neden olduğu gürültüyü temel bir problem olarak tanımlayarak matematiksel bir model geliştirmişler ve model parametrelerini sistemin geçici ve kalıcı durum davranışını inceleyerek belirlemişlerdir. Deneysel sonuçlar ile modelden elde edilen sonuçları karşılaştırmışlar ve oturma hızını azaltmak için denetim sinyalinin hassasiyet analizini yapmışlardır.

Gray (2001) elektromekanik supap mekanizmalarını incelemiş ve 42 V teknolojisine geçişi ele almıştır. Bu çalışmada elektromekanik supap mekanizmalarında kullanılabilir türde olan solenoid karakteristiklerini incelemiş ve bunun için MATLAB' ta bir program hazırlamıştır.

McNair ve ark. (2001) modelini çıkarttıkları bir elektromekanik supap mekanizmasının akım ve konum denetimini ele almışlardır. Sistemin denetiminde çeşitli türdeki elektronik devrelerden yararlanmışlardır.

Straky ve ark. (2001) elektromekanik supap mekanizmasının matematiksel modelini elde etmişler ve benzetim sonuçlarını deneysel sonuçlarla karşılaştırmışlardır. Sistemin dinamik davranışı üzerinde bozucu girişlerin ve sürtünmenin etkisini incelemişler ve sistemin oturma hızı denetimini ele almışlardır.

Uhlenbrock ve ark. (2001) elektromekanik supap mekanizmasının mekatronik açıdan tasarımını sistematik olarak ele almışlar ve elektromekanik supap mekanizmasını elektronik devresi ile bütünleşik olarak tasarlamışlardır.

Tai ve ark. (2001a) elektromekanik supap mekanizması için sistem tanımını ve matematiksel modeli esas alan doğrusal bir model geliştirmişler ve sistemde oturma hızını düşürmek için iki aşamalı bir denetleyici tasarlamışlardır. Tasarladıkları denetleyici, sistemi kararlı hale getirmek için döngü içinde kullanılan bir PD denetleyiciden ve sistemin performansını iyileştirmek için kapalı döngü denetim sistemine dışarıdan ilave edilen tekrarlamalı öğrenmeli bir denetleyiciden (repetitive learning control) oluşmaktadır. Tasarladıkları denetleyiciyi sisteme uyarlayarak deneysel sonuçları irdelemişler ve oturma hızını 10 ms' lik hareket süresinde 0.05 m/s olarak gerçekleştirmişlerdir. Tai ve Tsao (2001b) daha sonraki bir çalışmada ise tekrarlamalı öğrenmeli denetleyiciye ilave olarak sistemin kararlılığını iyileştirmek için H_{∞} döngü biçimlendirme yöntemi (H_{∞} loop shaping method) ile gürbüz bir denetleyici tasarlamışlar ve denetleyici performansını deneysel çalışmalarla test etmişlerdir. Daha kısa hareket süresinde oturma hızını 0.057 m/s olarak elde etmişlerdir.

Alexander ve ark. (2002) kamsız supap mekanizması için motor yönetim sisteminin fonksiyonel bir taşıyla birleştirilmesini ele almışlardır. Çalışmalarında elektromekanik supap mekanizmasını ve bu sistemin bağlı olduğu diğer alt sistemleri modellemişlerdir. Sistemin performansını tespit etmek için özel bir benzetim yazılımını kullanmışlardır.

Puchalsky ve ark. (2002) Modelica programını kullanarak elektromekanik supap mekanizmaları için iki ayrı model geliştirmişlerdir. Yakıtın dinamik davranışını esas alan birinci modeli farklı yapıdaki motor modelleri ile birleştirmek suretiyle değişken zamanlamalı supap mekanizmalarında uygulanabilecek yeni bir motor modeli elde

etmişlerdir. Bu model ile geleneksel kam mekanizmasının yerine geçen elektromekanik supap mekanizmasının geçici durum karakteristiklerini ve esnek supap zamanlamasını modellemişlerdir. Elektromekanik supap mekanizmasının karakteristiklerini çıkarmak için geliştirdikleri ikinci bir modeli ise kütle, yay ve elektrik devre elemanları ile mıknatıs kuvvetlerini belirleyen detaylı bir solenoid alt modelinden oluşturmuşlardır. Ayrıca değişik eyleyici tasarımlarını ve gerilim denetiminin supap hareketi üzerindeki etkisini incelemişlerdir.

Tai ve Tsao (2002) elektromekanik supap mekanizmasının modellenmesini ve oturma hızı denetimini araştırdıkları çalışmalarında matematiksel modeli ve sistem tanımını içine alan doğrusal bir model kullanmışlar ve sistemin kararlılığını analiz etmişlerdir. Bozucu girişlere karşı duyarlı olan sistemi denetlemek için iki aşamalı geri beslemeli denetleyici tasarlamışlar ve bu denetleyiciyi deneysel olarak test etmişlerdir. Döngü içinde kararlılığı iyileştirmek için LQ optimum denetleyici (linear quadratic optimal control) kullanmışlardır. Elektromekanik supap mekanizmasının kapanma zamanı, hareketli elemanın oturma hızı, hareket zamanı vb. gibi parametrelere göre denetim performansını değerlendirmişlerdir.

Wang ve ark. (2002) elektromekanik supap mekanizmasının modellenmesini ve denetimini inceledikleri çalışmalarında tutma akımının geciktirici etkisini analiz etmişler ve elektromekanik supap mekanizmasının açık döngü denetimini, ileri beslemeli öğrenmeli denetimini ve konum geri beslemeli denetimini araştırmışlardır. Elektromekanik supap mekanizmasının performansını deneysel çalışmalarla test etmişler ve açık döngü ve kapalı döngü denetim yardımıyla supabın bekleme zamanı, hareket zamanı ve oturma hızlarını ölçmüşlerdir.

Xiang (2002) elektromekanik supap mekanizmasının tasarımını ve çalışmasını ele aldığı bir çalışmada, denetim için doğrusal olmayan bir mıknatıs modeli geliştirmiş ve bu modeli deneysel olarak doğrulamıştır. Daha sonra sistemin dinamik modelini geliştirmiş ve enerji seviyesini anahtarlamayı ve buna bağlı olarak akım darbe modülasyonunu temel alan bir denetim stratejisini önermiş ve prototip sistem üzerinde uygulamıştır. Deneysel çalışmalarında oturma hızını 0.05 m/s olarak elde etmiştir.

Peterson ve ark. (2002a) elektromekanik supap mekanizmasında hareketli elemanın oturma hızını azaltmak ve sistemin performansını iyileştirmek için çıkış gözlemlenmeli geri beslemeli bir denetleyici (output observer based feedback controller)

tasarlamışlar, denetleyicinin teorik ve deneysel analizini yapmışlar ve oturma hızını 3.42 ms' lik hareket süresinde 0.16 m/s olarak gerçekleştirmişlerdir.

Peterson ve ark. (2002b) elektromekanik supap mekanizmasının cevap hızını yüksek tutmak ve gürültü ve aşınma seviyelerini geleneksel kam milinden tahrikli supap mekanizmasındaki eşdeğer kılmak için denetim stratejilerini araştırmışlar, denetimde ortaya çıkan zorlukları analiz etmişlerdir. Çarpma dinamiğini de dikkate alarak elektromekanik supap mekanizması için mevcut olan bir modeli genişletmişlerdir. Ayrıca oturma hızını 0.1 m/s' nin altına düşüren, hareket zamanını maksimum 4 ms yapan kendi kendini ayarlamalı doğrusal olmayan bir denetleyici tasarlayarak sisteme uygulamışlardır.

Peterson ve ark. (2002c) oturma hızının ve hareket zamanının azaltılması için elektromekanik supap mekanizmasının denetimini ve denetimde ortaya çıkan zorlukları incelemişlerdir. Ayrıca elektromekanik supap mekanizması için doğrusal, doğrusal olmayan ve çevrimden çevrime kendi kendini ayarlamalı denetleyici tasarlamışlardır. Doğrusal ve doğrusal olmayan denetleyicide oturma hızını 0.16 m/s olarak, kendi kendini ayarlamalı denetleyicide 0.08 m/s olarak gerçekleştirmişlerdir.

Eyabi (2003) elektromekanik supap mekanizmasında hareketli elemanın sıçrama hareketini, sızıntı indüktansını ve sıcaklık etkilerini dikkate alan doğrusal olmayan bir model geliştirmiştir. Modelde mıknatısal doyma dikkate alınmamasına karşın model doyma bölgesinde de iyi sonuç vermiş ve geliştirilen modelin denetim için uygun olduğu öne sürülmüştür. Daha sonra bu modele dayanan bir elektromekanik supap mekanizması tasarlamış ve imal ettirmiştir. Akım geri beslemesine bağlı olarak konum kestirimi yoluyla çarpma gürültüsünü ve oturma hızını azaltma yönünde sistemin denetimi gerçekleştirilmiştir. Denetim yordamı olarak kayan kip metodolojisi kullanılmış ve sistemin denetimi teorik ve deneysel olarak gerçekleştirilmiş, 22 ms' lik hareket süresinde oturma hızı 0.05 m/s' ye kadar düşürülmüştür.

Haskara ve ark. (2003) elektromekanik supap mekanizmasında oturma hızını azaltmak için hareketli elemanın konumunun ve hızının geri beslendiği doğrusal olmayan çıkış izleyicili bir denetleyici (nonlinear output tracking controller) tasarlamışlardır. Denetimi dört aşamalı olarak incelemişlerdir. Bunlar; hareketli elemanın konumunun ölçülmesini, hareketli elemanın ölçülen konumuna bağlı olarak hız kestirimini, solenoid bobinin denetimini ve düşük oturma hızlarını içermektedir.

Hoffmann ve ark. (2003) yaptıkları çalışmada, elektromekanik supap mekanizmalarında oturma hızının azaltılmasını ve denetimde ortaya çıkan güçlükleri incelemişlerdir. Sistemin denetiminde geri besleme ve ileri besleme döngüsü için yinelemeli öğrenmeli denetleyici (iterative learning controller) tasarlamışlardır. Yaptıkları benzetim çalışmalarında, motorun hem normal çalışma koşullarında hem de yanma durumunda tasarladıkları denetleyicinin iyi bir performans gösterdiğini öne sürmüşlerdir. Deneysel çalışmalarda supabın oturma hızını 0.04 m/s ve hareket süresini 3.9 ms olarak elde etmişlerdir.

Kawabe (2003) emme ve egzoz supaplarında kullanılabilir türde bir eyleyici için gürbüz denetim yöntemini ele almıştır. Eyleyicide hareketli elemanın oturma hızını ve dolayısıyla mekanik şoku ve gürültüyü azaltmak için akım geri beslemeli bir denetleyici tasarlamıştır. Denetleyicide kayan kip denetim yordamının (sliding mode control) değiştirilmiş şeklini kullanmıştır. Ayrıca mıknatıs kuvvetindeki doğrusalsızlık ve kararsızlık nedeniyle ortaya çıkan zorlukların üstesinden gelmek için uyarlamalı bir denetim yordamı geliştirmiştir.

Melbert ve ark. (2003) değişken zamanlamalı supap mekanizması için denetim birimi ile bütünleşik mekatronik bir eyleyici tasarımını gerçekleştirmişlerdir. Bu sistemde seramik film teknolojisinden yararlanmışlar ve denetim stratejisi olarak algılayıcısız denetimi ele almışlardır. Tasarladıkları sistemin ısı, elektromekanik ve mekanik etkilere karşı dayanımının yüksek olduğunu ve düşük oturma hızlarının elde edildiğini göstermişlerdir.

Montarani ve ark. (2003) elektromekanik supap mekanizmalarında oturma hızını düşürmek için konum denetiminde referans bir yörünge tasarımını adreslemişler ve yörünge tasarımında temel olarak fiziksel ve enerji sınırlamalarını kullanmışlardır. Elektromekanik supap mekanizmasının denetimini mıknatıs akısı değişimine bağlı olarak yapmışlar ve denetimi supabın serbest bırakılması, serbest hareketi ve yuvasına oturması olmak üzere üç aşamalı olarak ele almışlardır.

Tai ve Tsao (2003) elektromekanik supap mekanizmasının fiziksel parametrelerini frekans cevabı verilerine bağlı olarak belirlemişlerdir. Elektromekanik supap mekanizmasında hareketli elemanın oturma hızı denetimi için ileri besleme ve geri besleme denetleyicisi ve ayrıca denetim performansını arttırmak için tekrarlamalı

öğrenmeli bir denetleyici tasarlamışlardır. Deneysel çalışmalarda 0.61 m/s' lik supap oturma hızını 0.028 m/s' lik standart sapma ile elde etmişlerdir.

Peterson ve ark. (2003a) elektromekanik supap mekanizmasının kararlı çalışmasını sağlayan doğrusal olmayan bir denetleyici tasarlamışlardır. Tasarladıkları denetleyiciyi uygulamalı olarak açıklamışlar ve bu denetleyici ile sistemde herhangi bir doğrusallaştırma kabulü yapmaksızın sistemin kararlı olarak çalışmasını sağlamışlardır. 4 ms' lik hareket süresinde oturma hızını 0.12 m/s olarak elde etmişlerdir.

Peterson ve ark. (2003b) yaptıkları diğer bir çalışmada, elektromekanik supap mekanizmalarında supap ve hareketli eleman arasında ısıl genleşme için bırakılan boşluğun neden olduğu çarpma etkisini incelemişlerdir. Supabın açılması sırasında bırakılan bu boşluk nedeniyle oluşan çarpmanın şiddetini azaltmak için bir denetleyici tasarlamışlardır. Bu denetleyici ileri beslemeli ve yinelemeli öğrenmeli denetimin (iterative learning control) birleşiminden meydana gelmiş ve oturma hızını 0.4 m/s değerine kadar düşürmüştür.

Haskara ve ark. (2004) elektromekanik supap mekanizmasının geri beslemeli denetimini ve denetimdeki problemleri ele almışlardır. Eyleyici modelini, kapalı döngü denetimi ve denetim yordamını detaylı olarak incelemişlerdir. Ayrıca düşük oturma hızları ve supabın düzgün çalışması için deneysel sonuçlarla yordamın doğruluğunu göstermişlerdir.

Montarani ve ark. (2004) elektromekanik supap mekanizmasının konum denetimi için bir denetim sistemi önerdikleri çalışmalarında, denetleyicinin iki anahtar noktasını konumun yeniden yapılandırılması ve referans yörünge tasarımı olarak adlandırmışlar ve bu noktaları adresleyerek sistemin dinamik performansı üzerindeki sınırlamaları incelemişlerdir.

Quong (2004) sistemin çalışma kestirimini yapan bir sistem belirleme yöntemi geliştirmiştir. Bununla birlikte arzu edilen konum için minimal enerji kayıplarını dikkate alan ileri beslemeli bir denetim şeması ve supabın yuvasına düşük hızlarda oturması için geri beslemeli bir denetim şeması geliştirmiştir.

Peterson ve ark. (2004a) elektromekanik supap mekanizmalarında meydana gelen çarpmaların genliğini azaltan uç değer araştırma denetleyicisi (extremum seeking controller) tasarlamışlardır. Tasarladıkları denetleyici ile çarpma sırasında meydana gelen ses yoğunluğuna bağlı olarak 4 ms' den daha küçük hareket zamanında oturma

hızını 0.1 m/s' nin altına düşürmüştür. Denetim işlevinde geri besleme elemanı olarak supap konumunu ölçen bir konum algılayıcısı ve bir mikrofon kullanılmıştır.

Peterson ve ark. (2004b) bir mıknatıs devresinde konum denetimi için optimum denetimi temel alan geri beslemeli bir denetleyici ile sistemin performansını arttırmayı hedeflemişlerdir. Mıknatıssal doyma etkisini dikkate aldıkları modellerinde elektromekanik supap mekanizmaları için otomotiv motorlarında kullanılabilir türde bir denetleyici tasarlamışlardır.

Chladny ve ark. (2005) elektromekanik supap mekanizmasının statik ve dinamik karakteristiklerini elde etmek için sonlu elemanlar yöntemine dayanan bir model geliştirmişlerdir. Sistemi deneysel olarak test etmişler ve model sonuçlarını deney sonuçları ile doğrulamışlardır.

Clark ve ark. (2005) farklı yapıdaki bir elektromekanik supap mekanizmasının tasarımını yapmışlar ve sistemi sonlu elemanlar yöntemi ile modellemişlerdir. Ele aldıkları çalışmada sistemin kuvvet yer değiştirme karakteristiklerini hem teorik hem de deneysel olarak araştırmışlardır.

Nitu ve ark. (2005) elektromekanik supap mekanizmasının tasarımını, modellenmesini ve benzetimini ele aldıkları çalışmalarında sistemi deneysel olarak test ederek anahtarlama periyodu için darbe genişlik modülasyon tekniğini uygulamışlardır.

Peterson (2005) elektromekanik supap mekanizmalarındaki denetim zorluklarını araştırmış ve bu zorlukların elektromekanik supap mekanizmasının karakteristik yapısından kaynaklandığını belirtmiştir. Sunduğu denetim tekniğinin elektromekanik sistemlerin çoğunda uygulanabilir olduğunu göstermiştir. Sistemde modelleme ve tasarımın denetim problemini nasıl etkilediğini incelemiş, arzu edilen performansı sağlamak için konum ve mıknatıs akısı değişimini esas alan doğrusal olmayan bir denetleyici tasarlamış ve bozucu girişlerin etkisini azaltan kendi kendini ayarlamalı (self tuning) bir yordam geliştirmiştir. Yaptığı deneysel çalışmalarda tasarladığı denetleyici ile supap oturma hızını yaklaşık olarak 0.1-0.2 m/s olarak elde etmiş ve değişken supap hareket miktarını kararlı olarak sağlamıştır.

Peterson ve ark. (2005) elektromekanik supap mekanizmalarının denetimini kolaylaştırmak amacıyla sistemin modellenmesini ve denetimini incelemişlerdir. Bu çalışmada sistemin denetiminde akım veya mıknatıs akısının değişimini esas almışlar ve bant genişliği ayrımı (bandwidth separation), minimum olmayan faz dinamikleri (non-

minimum phase dynamics), geniş denetim sinyalleri (large control signal) ve doğrusallaştırma hataları gibi sorunları incelemişlerdir. Denetimde geri besleme sinyali olarak akım yerine mıknatıs akısı kullanmışlardır.

3. MATERYAL VE YÖNTEM

3.1. Giriş

Geçmişte otomobillerde pek çok işlev mekanik bağlantılarla gerçekleştirilirken, günümüzde bunların yerini elektronik kumandalı donanımlar almıştır. Elektronik denetimli sistemlerin mekanik sistemlerin yerine geçmesi ile motor performansı artırılmış, yakıt tüketimi ve çevreye atılan kirletici oranları önemli oranda azaltılmıştır. Bu gelişmelere rağmen benzinli motorlarda yakıt tüketimi ve kirletici oranları halen arzu edilen seviyelere ulaşmış değildir.

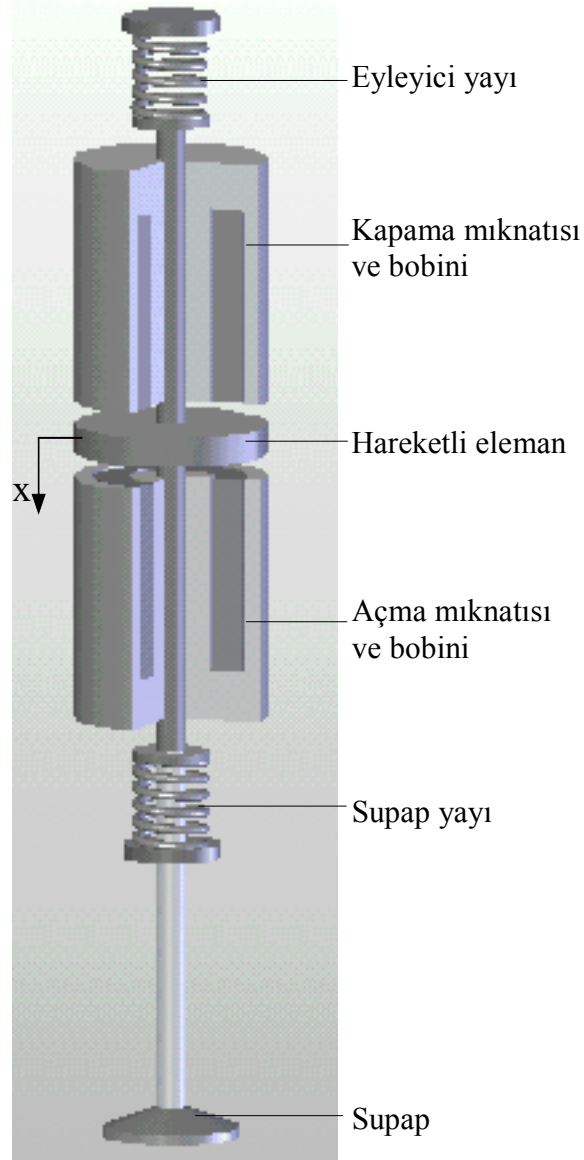
Yakıt tüketimi ve kirletici oranlarının azaltılması yönünde giderek artan talepler kamsız supap mekanizması olarak adlandırılan alternatif bir supap mekanizması teknolojisine geçişe neden olmuştur. Kamsız supap mekanizması elektromekanik supap mekanizması olarak da adlandırılmakta olup supap hareketi kam mili ile bağlantılı olmayan bir eyleyici ile denetlenir. Bunun sonucunda, egzoz ve emme supabının açılma ve kapanma zamanlaması motorun tüm çalışma koşullarına göre optimize edilebilir. Elektromekanik supap mekanizması diğer değişken zamanlamalı supap mekanizmaları ile karşılaştırıldığında daha esnek supap denetimi sağlar.

Bu bölümde disk ve piston tipi mknatsız devrelerinden oluşan üç farklı yapıdaki elektromekanik supap mekanizmasının yapısı, boyutlandırılması, modellenmesi ve statik ve dinamik karakteristikleri incelenmiştir. Ayrıca deneysel çalışmalarda kullanılan deney düzenekleri hakkında bilgi verilmiştir.

3.2. Elektromekanik Supap Mekanizması

Elektromekanik supap mekanizmalarının getirdiği yeniliklerden en önemlisi kam mekanizması gibi mekanik bir bağlantıyı ortadan kaldırması diğeri de supapların açma-kapama zamanlamasının elektronik denetim biriminden yapılabilmesidir. Bunun sonucunda, emme ve egzoz supabının açılma ve kapanma zamanlaması her türlü motor çalışma şartlarına göre optimum olarak ayarlanabilmekte, elektronik ateşleme zamanı ve yakıt püskürtmesi ile yanma değişkenleri optimize edilebilmektedir.

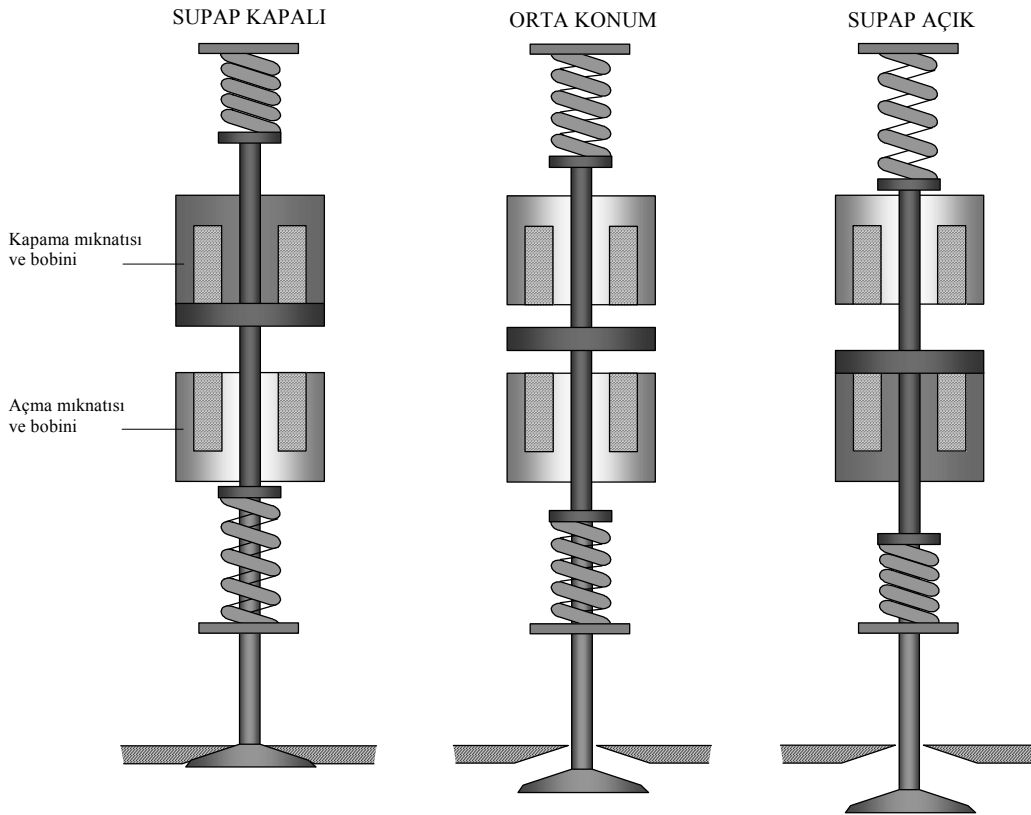
Elektromekanik supap mekanizmaları için biraz farklılık gösteren tasarım yapıları görülmekle beraber bugüne kadar yapılan çalışmalar sonucu ortaya çıkan ürünler temelde birbirine benzemektedir. Şekil 3.1' den görüldüğü gibi bir elektromekanik supap mekanizması (ESM) açma ve kapama olmak üzere iki adet mıknatıs devresi ve bobini, iki adet yay ve supap ile birlikte hareket eden disk veya piston biçiminde bir adet hareketli elemandan meydana gelir.



Şekil 3.1. Elektromekanik supap mekanizması

Bu çalışmada tasarımı yapılan elektromekanik supap mekanizmalarında hareketli eleman ve mıknatıs devresinin hareketli kısmı ferromıknatıs bir malzemeden yapılmış olup, hareketli eleman iki mıknatıs devresi arasında gidip gelme hareketi yaparak supabı açık veya kapalı konuma getirir ve tutar. Hareketli elemanın hareketi, yayların sağladığı potansiyel enerji ile mıknatıs enerjisi veya kuvvetine bağlıdır.

Elektromekanik supap mekanizmasının çalışma prensibi Şekil 3.2' de verilmiştir. Elektronik denetim biriminden gönderilen denetim sinyaline göre bobinlerden biri ilettime, diğeri kesime sokularak supap açılıp kapanır. Supap kapama mıknatıs devresi ile kapalı konuma, açma mıknatıs devresi ile açık konuma getirilir. Her iki mıknatıs devresine de akım uygulanmadığında hareketli eleman yaylar yardımıyla denge konumunda tutulur (Şekil 3.2). Motor çalıştığı sürece mıknatıs devrelerinden biri iletimdedir yani supap ya açık yada kapalı konumdadır. Motorun çalışması durdurulduğunda her iki mıknatıs devresi de iletimden kesilerek supap denge konumuna gelerek yarı açık konumda kalır.



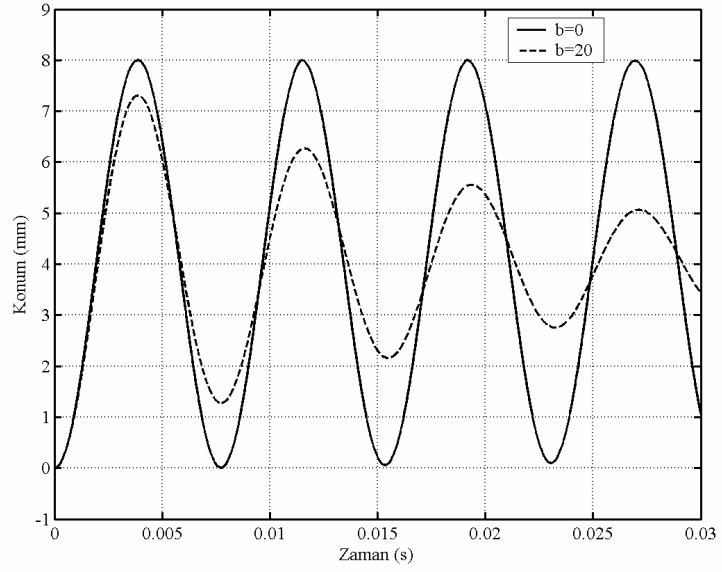
Şekil 3.2. Elektromekanik supap mekanizmasının çalışma prensibi

Normal otomobil motorlarında kam milinden tahrikli geleneksel supap mekanizmalarında supabın açık ve kapalı konumu arasındaki hareket mesafesi 6-10 mm arasında değişmektedir. Bu değer, bir supabın belli bir supap akışkan kesit alanında açıldığında yeterli yakıt-hava karışımını sağlayacak mesafe olarak belirlenmiştir. Supap mekanizmalarında tüm tahriki sağlayabilecek bir mıknatıs devresi için bu hareket mesafesi oldukça büyük kalmaktadır. Uygun boyutlu bir mıknatıs devresinin farklı akım değerlerine karşılık gelen kuvvet-yer değiştirme eğrilerinden görülebileceği gibi bu mesafelerde sağlanabilen mıknatıs çekim kuvveti çok düşüktür ve bu çekim kuvveti supabı uygun bir hızda açıp-kapamaya yeterli olmayacaktır. Ayrıca egzoz aşamasında oluşan gaz basıncı supap üzerinde oldukça büyük kuvvetler (300-350 N gibi) oluşturduğundan egzoz supabı açısından durum daha da kritiktir. Karşı kuvvetlerin ortalama 8 mm' lik bir mesafeden elektromıknatısın sağladığı kuvvet yardımı ile yenilmesi çok güçtür.

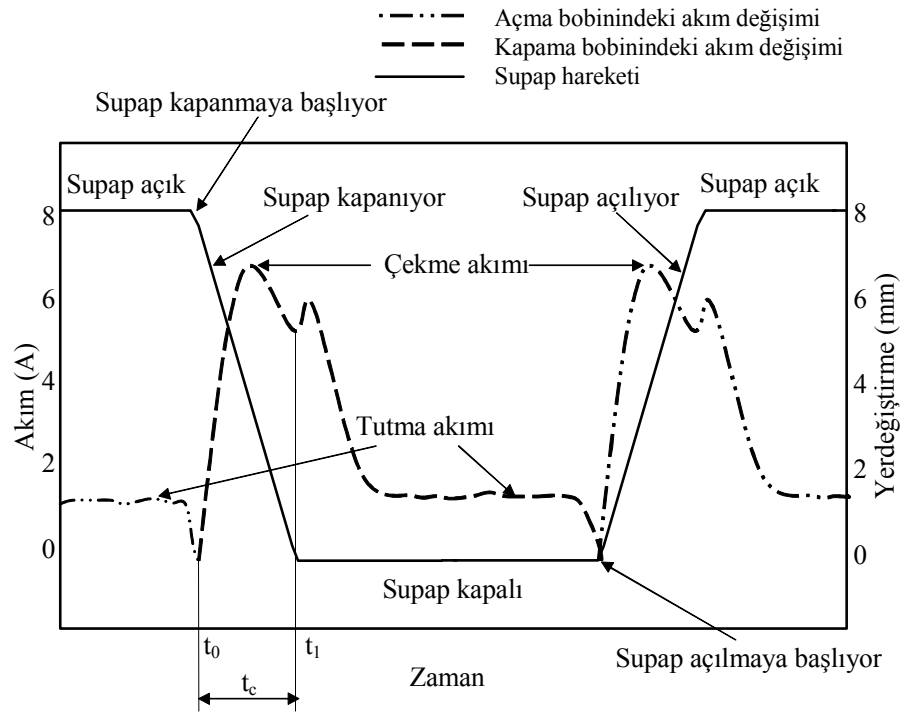
Ele alınan tasarım yapılarına göre bu tür bir elektromekanik supap mekanizmasında büyük hareket mesafelerinde, mıknatıs kuvvetinin yetmediği durumlarda yay enerjisinden yararlanmak gerekir. Yay enerjisi ise supap kolu, yaylar, tutucular ve disk veya piston elemanından ibaret hareketli kütlelerin ivmelenmesini sağlamak ve yüksek cevap hızları elde etmek amacı ile kullanılır.

Supabın sürekli çalışması sırasında yayların sağladığı enerjinin önemi çok büyüktür. Sistemin dinamik davranışının analizinde yay kuvvetinin iletme sokulan mıknatıs devresi için hareket mesafesinin yarısına kadar mıknatıs kuvvetine yardımcı ve bu noktadan sonra ise karşı kuvvet olduğunun dikkate alınması gerekir.

Buna göre elektromekanik supap mekanizması tasarımında yayların seçimi kritik olmaktadır. Mıknatıs kuvvetinin etki etmediği durumda elektromekanik supap mekanizmasının dinamik davranışı basit bir kütle-yay-sönümleyici sisteminin dinamik davranışına eşdeğerdir (Şekil 3.3). İki yay elemanı arasında hareket eden hareketli eleman hareketinin büyük bir kısmını yayların depoladığı potansiyel enerji ile tamamlar. Bobinlere uygulanan elektrik akımı sonucunda oluşan mıknatıs çekim kuvveti hareketin tamamlanma aşamasında devreye girerek supabı açık veya kapalı konuma getirir ve bu konumda tutar. Şekil 3.4' te mıknatıs kuvveti yardımıyla çalışan supabın konum değişimi ve bu değişime bağlı olarak bobinlerdeki akım değişimi karakteristikleri verilmiştir.



Şekil 3.3. Supap mekanizmasının serbest salınım hareketi



Şekil 3.4. Elektromekanik supap mekanizmasının anahtarlama karakteristikleri

Teorik olarak, sürtünmelerin yok sayıldığı durumda supabın herhangi bir açık veya kapalı tutma durumunda yayların depoladığı potansiyel enerji maksimum olup

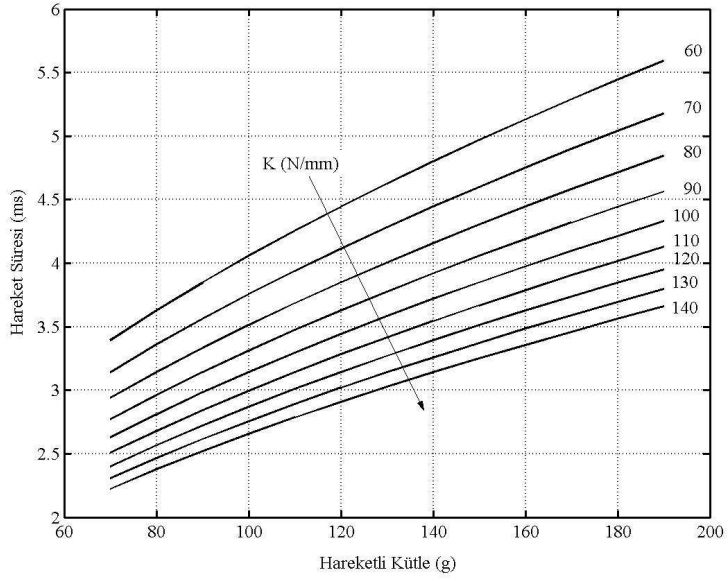
hareketin orta konumuna kadar harcanır ve bu harcanan enerji kütle elemanı tarafından kinetik enerji olarak depolanır. Bu durumda yay enerjisi sıfırlanmış ve kütle kinetik enerjisi maksimum olmuştur. Hareketin orta konumundan sonraki durumunda yay kuvvetleri harekete ters yönde olup bu yönde hareketi sürdüren kütle elemanında depolanan kinetik enerjidir. Depolanan kinetik enerji yayların sıkıştırılmasına yeterli olacağından teorik olarak hareketin tamamlanmasını sağlayabilecektir. Yalnız hareketin tamamlanma aşamasında kütle kinetik enerjisi sıfırlanırken yayların depoladığı enerji tekrar maksimum olacaktır. Bu aşamada, hareketli elemanı ve dolayısıyla supabı istenen konumda tutabilmek için ilave bir kuvvete gerek vardır. Ayrıca gerçek bir sistemde hareket sırasında sürtünmeden dolayı ortaya çıkan enerji kayıplarının da karşılanması gerekir. Bu durumda gerekli enerji ve kuvvet mıknatıs devreleri yolu ile sağlanabilir.

Elektromekanik supap mekanizmasının motorlarda uygulanabilmesi ve yüksek motor hızlarında yeterli performansı sağlaması için supabın hareket süresinin mümkün olduğu kadar kısa olması gerekir.

Elektromekanik supap mekanizmalarında sistemin cevap hızı (açma-kapama zamanı) kamlı mekanik supap mekanizmalarında olduğu gibi motor hızı ve motor yüküne bağlı olmayıp, büyük oranda kütle yay sisteminin doğal frekansına ve belli oranda da mıknatıs devresi dinamiğine bağlıdır. Elektromekanik supap mekanizmasının yüksek motor hızlarında yeterli performansı gösterebilmesi için doğal frekansının yüksek olması gerekir. Supabın hareket profili sinüs fonksiyonuna benzer ve belli oranda da sistemin mekanik parametrelerine bağlı kalır. Supabın hareket zamanı, t_c harmonik salınım hareketinin yarı periyoduna eşittir.

$$t_c = \frac{T}{2} = \frac{\pi}{\sqrt{K/m}} \quad (3.1)$$

Yukarıdaki ifadeden görüldüğü gibi supabın hareket süresinin kısa olması için hareketli kütle azaltılması ya da yay sabitinin artırılması gerekir. Şekil 3.5' te hareketli kütle ve bileşke yay sabitine bağlı olarak 8 mm' lik hareket mesafesi için supabın hareket süresinin değişimi verilmiştir. Şekilden görüldüğü gibi hareketli kütle sabit olduğunda yay katsayısının artması cevap hızını artırır. Yay katsayısının artması diğer taraftan da mıknatıs devresi boyutlarını ve dolayısıyla da hareketli kütleyi arttıracığından optimum değerlerin belirlenmesi gerekir.



Şekil 3.5. Toplam hareketli kütle ve yay sabitinin hareket süresi üzerindeki etkisi

Sinüs fonksiyonuna bağlı olarak supabın hareket miktarı

$$x = \frac{x_h}{2} \left(\left(\sin \left(\frac{t}{t_c} - \frac{1}{2} \right) \pi \right) + 1 \right) \quad (3.2)$$

olarak ifade edilebilir (Giglio 2002).

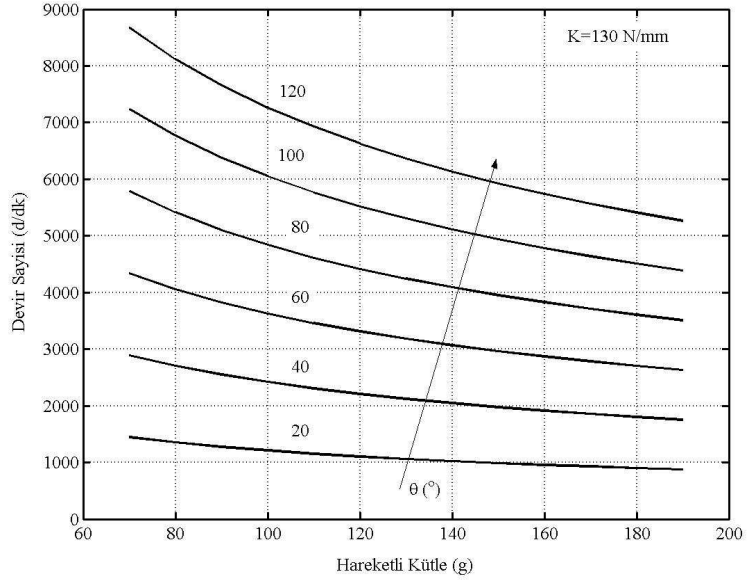
Supabın hareket zamanı, t_c ideal olarak sistemin mekanik karakteristiğine bağlı iken supabın hareket süresine karşılık gelen krank açısı (θ_c), motorun devrine (n) ve hareket zamanına bağlıdır ve aşağıdaki şekilde ifade edilebilir.

$$\theta_c = 6\pi n t_c \quad (3.3)$$

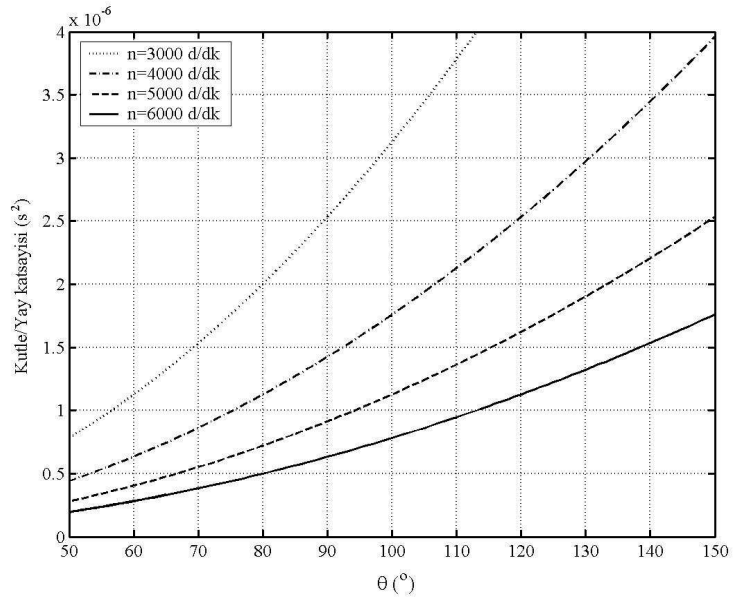
Supabın belli bir motor devri için belli bir krank açısında çalışması isteniyorsa yay katsayısı ve hareketli kütle miktarı buna göre belirlenmelidir. Şekil 3.6' da 130 N/mm' lik bileşke yay katsayısı için (3.1) ve (3.3) bağıntıları kullanılarak elde edilen motor devirleri, hareketli kütle ve supabın hareket açısına bağlı olarak gösterilmiştir. Örneğin supabın 6000 d/dk' lık motor devrinde 100° lik krank açısında güvenilir bir şekilde çalışabilmesi için 130 N/mm' lik bileşke yay sabitinde toplam hareketli kütle en fazla 102 g olması uygun görülür.

Şekil 3.7' de ise farklı motor hızları için supabın hareket süresine karşılık gelen krank açısı ile kütle/yay katsayısı arasındaki ilişki gösterilmiştir. Örneğin motorun maksimum devrinin 6000 d/dk ve supabın hareket süresince krank açısının 100° olması

durumunda elektromekanik supap mekanizmasının yeterli performansı gösterebilmesi için m/K oranı $8 \cdot 10^{-7} \text{ s}^2$ olmalıdır. Supabın hareket süresini kısaltmak veya sistemi daha yüksek motor hızlarında çalıştırabilmek için m/K oranı azaltılmalıdır.



Şekil 3.6. Hareketli kütle, krank açısı ve motor devri ilişkisi

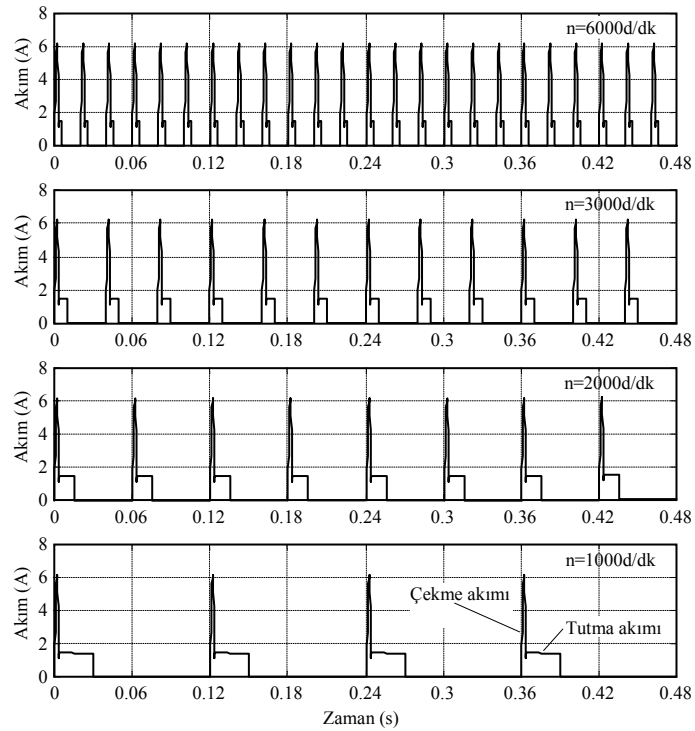


Şekil 3.7. Kütle/yay katsayısı oranı ve motor çalışma şartları arasındaki ilişki

Şekil 3.8’ de sabit supap hareket açısı (θ_c) için farklı motor hızlarında bobinlerdeki akım değişimleri verilmiştir. Yüksek motor hızlarında supabın motor hareketlerini izleyebilmesi için elektromekanik sistemin dinamik performansının iyi olması gerekir. Şekilden de görüldüğü gibi yüksek motor hızlarında supabın açılıp kapanması kritik hale gelmektedir.

3.3. Elektromekanik Supap Mekanizmasının Tasarımı

Elektromekanik supap mekanizması tasarımında yay kuvveti ve diğer karşı kuvvetleri yenebilecek bir mıknatıs devresinin tasarımı esastır. Bu sistemde supap yay enerjisi ile harekete başladığından sistemde kullanılan yayların yay katsayıları silindir içi basıncını yenecek büyüklükte olmalı, mıknatıs devresi boyutları da yay kuvvetine göre belirlenmelidir. Bu durumda mıknatıs kuvveti, yay kuvveti ve egzoz/emme manifoldu ve silindir arasındaki basınç farkının oluşturduğu değişken gaz kuvvetlerini yenebilecek büyüklükte olmalıdır.



Şekil 3.8. Açma mıknatıs devresindeki akım değişimleri

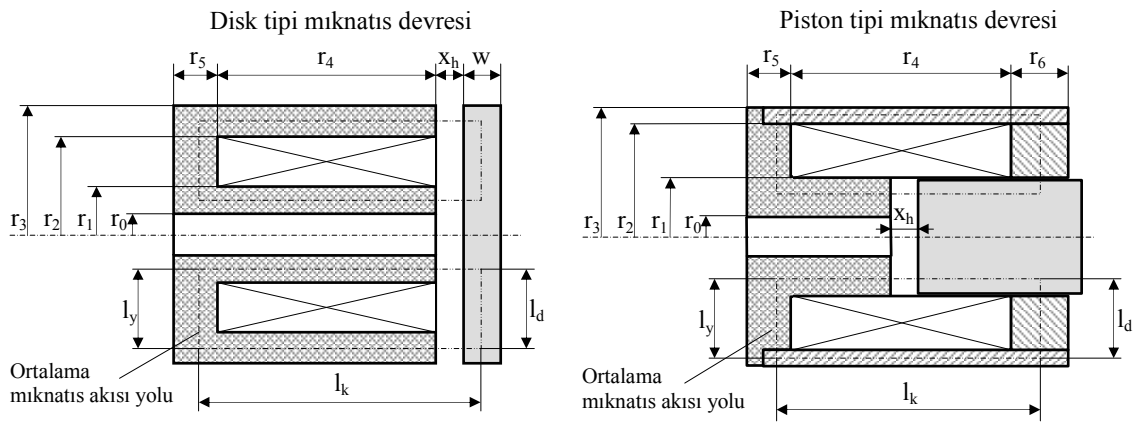
3.3.1. Mıknatıs Devreleri

Mıknatıs devreleri, elektrik, mıknatıs ve mekanik alt sistemlerinin birleşiminden meydana gelen ve elektrik enerjisini mekanik enerjiye dönüştüren düzeneklerdir. Bu tür sistemlerin tasarımında mıknatıs bilgisi ile mekanik bilgisinin uygun bir biçimde birleştirilmesi gerekmektedir.

Diğer taraftan elektromekanik bir sistemin, elektronik denetim biriminden gelen bir komutla sürülebilmesi için bir elektronik akım sürücü devreye de ihtiyaç vardır. Supap mekanizmalarında kullanılan eyleyicilerin oldukça güçlü olması gerektiğinden, bunun için güçlü bir akım sürücü devrenin tasarlanması ve ayrıca eyleyicilerin denetim biriminde uygun bir motor performansını sağlayacak biçimde programlanması gerekir. Bütün bunlar mekanik sistemlerin, elektrik-elektronik, denetim ve gerçek zaman bilgisayar programcılığı ile sinerjik bir biçimde bütünleştirilmesi ile olur. Bu da bu tür sistemlerin tasarımda mekatronik bir bakış açısına sahip olmayı gerektirir.

Mıknatıs devresi boyutları seçilen mıknatıs devresi geometrisine göre farklılıklar gösterebilir. Bu tez çerçevesinde düz yüzlü disk tipi ve düz yüzlü piston tipi mıknatıs devrelerinin elektromekanik supap mekanizmalarında kullanılabilirliği araştırılmıştır. Disk tipi ve piston tipi mıknatıs devrelerinin geometrisi Şekil 3.9' da verilmiştir.

Disk tipi mıknatıs devresinin hareketli elemanı disk biçimindedir ve mıknatıssal olarak seri, mekanik olarak paralel bağlı iki çalışma aralığına sahiptir (Şekil 3.9). Bu yapıya bağlı olarak da küçük hava aralıklarında aşırı yüksek çekme kuvvetleri elde edilirken, hava aralığı artışı ile beraber çekme kuvvetleri aşırı bir düşüş gösterir.

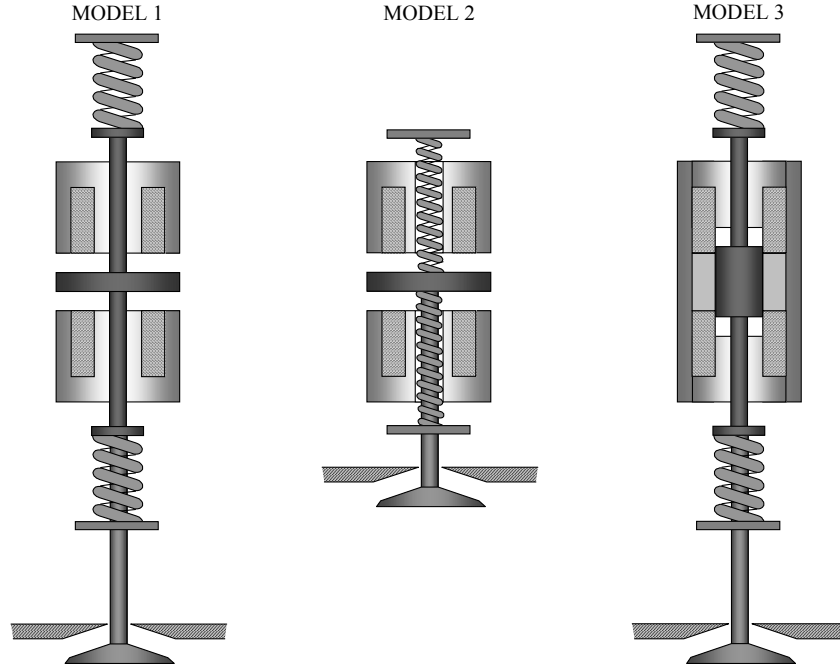


Şekil 3.9. Mıknatıs devrelerinin geometrisi

Piston (plunger) tipi mıknatıs devresi, genelde solenoid olarak bilinir ve elektromekanik supap mekanizması dışındaki uygulamalarda daha sık kullanılır. Devrenin hareketli elemanı silindirik olup bobin ile birlikte mıknatıs devresinin içinde bir piston gibi gidip gelme hareketi yapar (Şekil 3.9). Bu yapı disk tipi mıknatıs devresine nazaran küçük yer değiştirmelerde daha küçük çekme kuvvetleri buna karşılık büyük yer değiştirmelerde görece daha büyük çekme kuvvetleri sağlar. Bu tip mıknatıs devrelerinde hava aralığı ve dolayısı ile etkin kesit alanı tektir.

Elektromekanik supap mekanizmalarında sistemin dinamik davranışı göz önünde bulundurularak en uygun mıknatıs devresinin seçilmesi ve tasarımın buna göre yapılması esastır. Elektromekanik supap mekanizmalarında sistemin cevap hızı büyük oranda kütle yay sisteminin doğal frekansına bağlı iken belli oranda da elektromıknatısın dinamiğine bağlıdır.

Bu çalışmada iki farklı türdeki mıknatıs devresi kullanılarak üç farklı elektromekanik supap mekanizması modeli tasarlanmıştır. Disk ve piston tipi mıknatıs devrelerinin elektromekanik supap mekanizmalarında uygulanışı ile elde edilen üç model Şekil 3.10' da şematik olarak verilmiştir. Üç modelin karşılaştırılabilirliği açısından mıknatıs devrelerinin temel boyutları eşdeğer olarak belirlenmiştir. Bu modellerden ilk ikisinde disk tipi mıknatıs devresi, diğerinde de piston tipi mıknatıs devresi kullanılmıştır. Disk tipi mıknatıs devresinin kullanıldığı birinci modelde yaylar mıknatıs devresinin dışına yerleştirilmiş ve Model 1 olarak adlandırılmış, ikinci modelde yaylar mıknatıs devresinin içine yerleştirilmiş ve Model 2 olarak adlandırılmıştır. Piston tipi mıknatıs devresi kullanılan üçüncü modelde ise yaylar mıknatıs devresinin dışına yerleştirilmiş ve Model 3 olarak adlandırılmıştır. Üç model hareketli kütle açısından karşılaştırıldığında Model 2' de hareketli kütle en az iken Model 3' te en fazladır. Elektromekanik supap mekanizmalarında hareketli kütle fazla olması eylemsizlik kuvvetini arttıracığından supabın hareket süresini de arttırır. Bu nedenle piston tipi mıknatıs devresinin karakteristik yapısı elektromekanik supap mekanizmaları için pek uygun görülmemekle birlikte bu konuya da açıklık getirmek amacıyla böyle bir tasarım yapısı da ele alınmıştır.



Şekil 3.10. Elektromekanik supap mekanizması tasarımında model yapıları

Elektromekanik supap mekanizmalarının tasarımını etkileyen çok sayıda parametre mevcuttur. Bu parametrelerin tamamının irdelenip tasarımın buna göre yapılması gerekir. Sistemin boyutlandırılması ve çalışmasını etkileyen parametreler mıknatıs devresine açılan delik yarıçapı, silindir içi basınç kuvveti, yay katsayısı, hareketli kütle, tel çapı, elektriksel giriş enerjisi, tutma akımı, sürtünme kuvveti, denge konumu, malzeme ve giriş sinyali biçimidir.

3.4. Elektromekanik Supap Mekanizmasının Boyutlandırılması

Elektromekanik supap mekanizması tasarımı iki aşamalı olarak gerçekleştirilebilir. Birinci aşamada karşı kuvvetleri yenebilecek büyüklükte yay seçimi yapılırken, ikinci aşamada seçilen yay katsayısına göre mıknatıs devresi boyutlandırılır.

Silindir içi basıncı supap harekete başlayana kadar supap üzerinde harekete karşı yönde kuvvet uygular. Ancak supabın harekete başlamasıyla birlikte egzoz gazları silindiri terk etmeye başlayacağından supap üzerine etki eden basınç kuvvetlerinin hızlı bir düşüş göstermesi beklenir. Dolayısıyla supabın açılmaya başlaması yay kuvvetinin supap üzerine etki eden basınç kuvvetini yenmesi ile mümkün olmaktadır. Buna göre motorun yapısına bağlı olarak silindir içi basıncı arttıkça elektromekanik supap

mekanizmasında kullanılacak yayların yay katsayılarının da o oranda artması gerekir. Supap açılır açılmaz gaz basıncı düşmeye başlayacağından basınç kuvvetinin etkisinin de azalması beklenir.

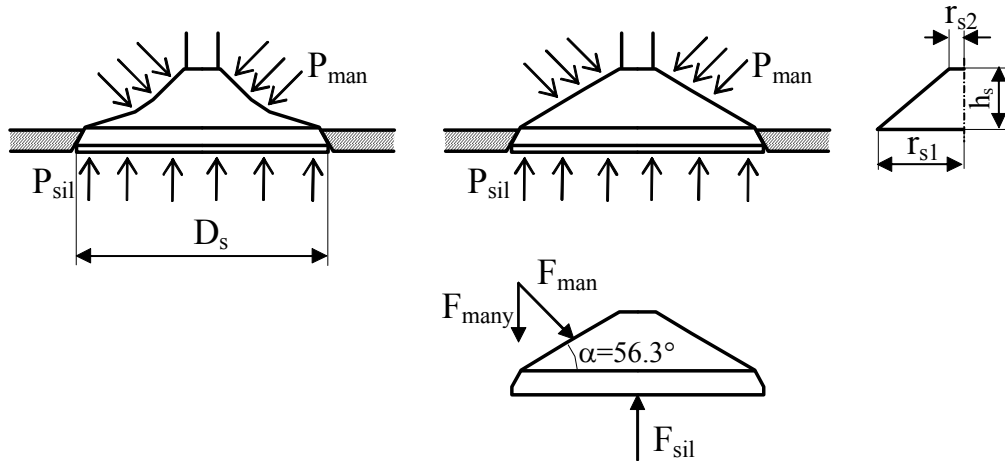
Dört silindirli, on altı supaplı bir motorda her bir silindirde iki adet emme ve iki adet egzoz supabı vardır. Kamsız supap mekanizmalarında bir silindirde iki adet emme supabı için ve iki adet egzoz supabı için olmak üzere toplam dört adet elektromekanik supap mekanizması kullanılır. Daha büyük karşı kuvvetler nedeniyle egzoz supabı için elektromekanik supap mekanizmasının tasarlanması daha kritiktir. Egzoz supabı için boyutlandırılacak sistem emme supabı için de kullanılabilir olduğundan bu çalışmada egzoz supabı referans olarak alınmış ve sistem buna göre boyutlandırılmıştır.

Benzinli motorlarda tam yük koşullarında egzoz supabının açılma anında silindir içindeki maksimum basınç yaklaşık olarak 5-6 bar' dır. Ancak supap alın yüzeyine bir taraftan silindir içindeki basınç etki ederken, diğer taraftan da yan yüzeyine manifold basıncı etki etmektedir (Şekil 3.11). Dolayısıyla supap üzerinde etkili olan net basınç kuvveti bu iki basınç kuvveti arasındaki fark kadardır. Buna göre supap üzerine etki eden net basınç kuvveti aşağıdaki şekilde hesaplanabilir.

Supabın alın yüzey alanı, A_s ve basitleştirme açısından supap yanal yüzeyi konik kabul edilirse konik kısmın yanal yüzey alanı, A_y aşağıdaki ifadelerde verilmiştir.

$$A_s = \frac{\pi D_s^2}{4} \quad (3.4)$$

$$A_y = \pi (r_{s1} + r_{s2}) \sqrt{(r_{s1} - r_{s2})^2 + h_s^2}$$



Şekil 3.11. Supap üzerine etki eden basınç kuvvetleri

Supap alın yüzeyine ve yan yüzeyine etki eden basınç kuvvetleri, F_{sil} ve F_{man} yüzeye etki eden basınç ve kesit alanının çarpımı ile hesaplanır (egzoz supabında $P_{man} > P_{atmosfer}$). Bu kuvvetler

$$\begin{aligned} F_{sil} &= P_{sil} A_s \\ F_{man} &= P_{man} A_y \Rightarrow F_{many} = F_{man} \cos\alpha \end{aligned} \quad (3.5)$$

şeklinde ifade edilir. Supap üzerine etki eden net basınç kuvveti ise aşağıda verildiği gibi hesaplanır.

$$F_b = F_{sil} - F_{many} = F_{sil} - F_{man} \cos\alpha \quad (3.6)$$

(3.6) nolu ifade yardımıyla net basınç kuvveti yaklaşık 300-350 N olarak hesaplanır.

Elektromekanik supap mekanizmalarında supap hareketi yay kuvvetinin karşı basınç kuvveti ve diğer karşı kuvvetleri yenmesi ile başlar. Diğer karşı kuvvetler basınç kuvveti yanında çok küçük kaldığından yay katsayısının belirlenmesinde dikkate alınmamıştır. Bu durumda

$$F_{yay} > F_b$$

olmalıdır. Buna göre yapılan tasarım çalışmaları sonucunda 8 mm' lik hareket mesafesi için karşı yay kuvveti 1.5 kat emniyetli alınmış ve yeterli açma/kapama zamanını da sağlayacak şekilde ($\approx 3-3.5$ ms) yay katsayısı 65 N/mm olarak belirlenmiştir.

Belirlenen yay katsayısına göre mıknatıs devresinde karşı yay kuvveti 520 N olarak hesaplanmış ve mıknatıs devresi bu değere göre boyutlandırılmıştır.

Mıknatıs devresinin sağladığı mıknatıs çekim kuvveti, yapılan işten hareketle aşağıdaki bağıntı yardımıyla hesaplanabilir.

$$dW_m = -\frac{1}{2} \phi dF_a \quad (3.7)$$

Yapılan iş kuvvet çarpı yol olduğuna göre mıknatıs kuvveti

$$\text{Kuvvet } (F_m) = \frac{dW_m}{ds} = -\frac{1}{2} \phi \frac{dF_a}{ds} \quad (3.8)$$

şeklinde ifade edilebilir. (3.8) nolu ifadeden hareketle mıknatıs çekim kuvveti sabit mıknatıs ile hareketli eleman arasında kalan hava aralığındaki mıknatıs akısı yoğunluğu, B_h ve çekirdek etkin kesit alanı, A cinsinden

$$F_m = \frac{z \phi^2}{2 \mu_o A} = \frac{z B_h^2 A}{2 \mu_o} \quad (3.9)$$

şeklinde ifade edilir (Roters 1941). Burada z : hava aralığı sayısı, μ_0 : hava aralığı geçirgenliğidir.

Karşı kuvvetleri yenmek için gerekli mıknatıs kuvvetini, F_m sağlayacak kesit alanı $A = \pi(r_1^2 - r_0^2)$ ve dolayısıyla r_1 (3.9) nolu denklem yardımıyla hesaplanabilir. Bu ifadede kullanılan mıknatıs akısı yoğunluğu değeri, ferromıknatıs malzemenin mıknatıs akısı yoğunluğu-mıknatıslanma şiddeti (B-H) eğrileri yardımıyla yaklaşık olarak belirlenebilir.

Diğer taraftan, genel olarak herhangi bir sargı devresi tarafından hareketli eleman üzerine uygulanan mıknatıs kuvveti enerjinin korunumu yasasına göre devrenin indüktansına bağlı olarak da ifade edilebilir.

$$F_m = \frac{1}{2} i^2 \frac{dL}{dx} \quad (3.10)$$

Burada, L : devrenin indüktansı olup geçirgenlik, P ile arasındaki bağıntı aşağıdaki şekildedir.

$$L = N^2 P \quad (3.11)$$

Mıknatıs devresinin geçirgenliği, P hareketli eleman yer değiştirmesinin bir fonksiyonu olarak elektromekanik sistem içindeki mıknatıs yolunun boyutuna ve biçimine bağlı olarak her bir özel durum için ayrı ayrı hesaplanabilir (bkz. Bölüm 3.7.2). Tüm mıknatıs enerjisinin hava aralığında toplandığı varsayımına göre sadece hava aralığı geçirgenliğini hesaba katmak yeterli olabilir. Hareketli eleman ve sargı devresi arasındaki toplam kullanışlı aralık geçirgenliği

$$P = \mu_0 \frac{A}{z l} \quad (3.12)$$

şeklinde ifade edilir. Burada, l : hava aralığı mesafesidir. Mıknatıs devresinin hava aralığının bir fonksiyonu olan indüktans

$$L(x) = \mu_0 \frac{AN^2}{z(l_1 - x)} \quad (3.13)$$

şeklinde ifade edilir. Buradan hareketle indüktansın hava aralığına göre değişimi

$$\frac{dL}{dx} = \mu_0 \frac{AN^2}{z(l_1 - x)^2} \quad (3.14)$$

şeklindedir. Elde edilen bu ifade (3.10) nolu ifadede yerine konursa mıknatıs kuvveti

$$F_m = \frac{1}{2} i^2 \frac{\mu_0 AN^2}{z(l_t - x)^2} \quad \begin{array}{l} (l_t - x)|_{\min} = x_t \\ (l_t - x)|_{\max} = x_h + x_t = l_t \end{array} \quad (3.15)$$

olarak elde edilir. Bu ifadede devrenin mıknatıssal doyması ve sızıntı akıları göz ardı edilmiş ve bobine uygulanan elektrik enerjisinin tümünün mıknatıs enerjisine dönüştüğü varsayılmıştır. Buna karşılık bu basitleştirici ifadeden mıknatısın kuvvet-yer değiştirme karakteristiği daha açık biçimde görülmektedir. Bu denklemden görüldüğü gibi mıknatıs kuvveti yer değiştirmenin karesi ile ters orantılı değişmektedir. Buna göre küçük hava aralıklarında mıknatıs kuvveti yüksek olurken, hava aralığı mesafesi artınca mıknatıs kuvveti aşırı düşüş göstermektedir. Maksimum hava aralığında mıknatıs devresinden elde edilebilecek en düşük kuvvet

$$F_m = \frac{1}{2z} \mu_0 A \left(\frac{NI}{x_h + x_t} \right)^2 \quad (3.16)$$

şeklinde elde edilir.

(3.9) ve (3.15) denklemleri yolu ile hesaplanan mıknatıs kuvvetleri arasında mıknatıs devresine uygulanan elektrik enerjisinin tamamının mıknatıs enerjisine dönüştürülememesinden dolayı bir fark ortaya çıkmaktadır. Aşık olarak ideal durum için yazılan (3.15) nolu denklem ile ifade edilen mıknatıs kuvveti (3.9) nolu denklemle hesaplanan kuvvetten büyük çıkacak ancak hava aralığı mesafesi arttıkça bu fark azalacaktır.

Yaklaşık bir kesit alanı belirlendikten sonra mıknatıs devresinin yapısına göre uygun bir mıknatıs akısı dağılımı sağlanacak biçimde, Şekil 3.9' da verilen mıknatıs devreleri için diğer boyutlar belirlenebilir. Bunun için bir dizi teorik ve ampirik bağıntılardan yararlanılabilir (Roters 1941). Bu bağıntılar kullanılacak mıknatıs devresine göre bir takım farklılıklar gösterse de bu çalışmada karşılaştırma yapmak amacıyla iki türdeki mıknatıs devresinin temel boyutları aynı tutulmuştur.

Hesaplanan etkin kesit alanına bağlı olarak düz yüzlü disk tipi mıknatıs devresinde diğer geometrik boyutlar

$$3 < \frac{r_4}{r_2 - r_1} < 4 \quad (3.17)$$

$$r_1^2 - r_0^2 = r_3^2 - r_2^2 = 2r_1r_5$$

formülleri yardımıyla hesaplanır. Bunlara bağlı olarak ortalama akı yolu boyutları l_k , l_y ve l_d belirlenmiş olur. r_0 değerini supap kolunun yarıçapı belirler.

Düz yüzü piston tipi mıknatıs devresinde $\frac{r_4}{r_2 - r_1}$ oranı $\sqrt{\text{kuvvet/yerdeğiştirme}}$

değerinin bir fonksiyonu olarak mevcut olan grafiklerden belirlenebilmektedir (Roters 1941). Bu oran belirlendikten sonra diğer geometrik boyutların hesaplanması düz yüzü disk tipi mıknatıs devresindeki benzer şekilde yapılır.

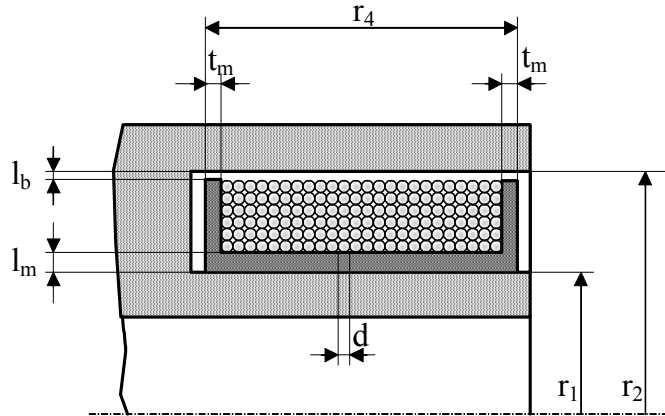
$$\begin{aligned} r_1^2 - r_0^2 &= 0.8(r_3^2 - r_2^2) \\ r_3^2 - r_2^2 &= 2r_1r_6 \end{aligned} \quad (3.18)$$

formülleri yardımıyla r_2 , r_3 , r_4 , r_6 , l_k , l_y ve l_d boyutları belirlenir. Tasarımda $r_5=r_6$ olarak alınmıştır.

Yapılan boyutlandırma işlemi sonucunda Model 1 ve 3' te mıknatıs devresine açılan delik çapı hareketli eleman kolu çapına bağlı olarak 6 mm, Model 2' de ise sistemde kullanılan yaylar göz önünde bulundurularak 14 mm olarak belirlenmiştir. Bu durumda mıknatıs devresinin etkin kesit alanı Model 1 ve 3' te 776 mm^2 ve Model 2' de 650 mm^2 olarak hesaplanmış ve bu değerlere göre karşılaştırma açısından mıknatıs devresinin dış çapı üç model için de 52 mm olarak öngörülmüştür. Model 1 ve 2' de disk çapı 52 mm, disk kalınlığı 6 mm iken Model 3' te piston çapı 32 mm, piston uzunluğu 24 mm olarak belirlenmiştir. Hesaplanan boyutlara göre mıknatıs devresinin iç kutbu SAE 1008, dış kutbu SAE 1010 malzemeden imal ettirilmiştir.

Mıknatıs devresinde bobin sarım sayısı Şekil 3.12' de verilen boyutlara bağlı olarak aşağıdaki bağıntı ile hesaplanır.

$$N = \frac{f(r_4 - 2t_m)(r_2 - r_1 - l_m - l_b)}{(\pi d_{iz}^2 / 4)} \quad (3.19)$$

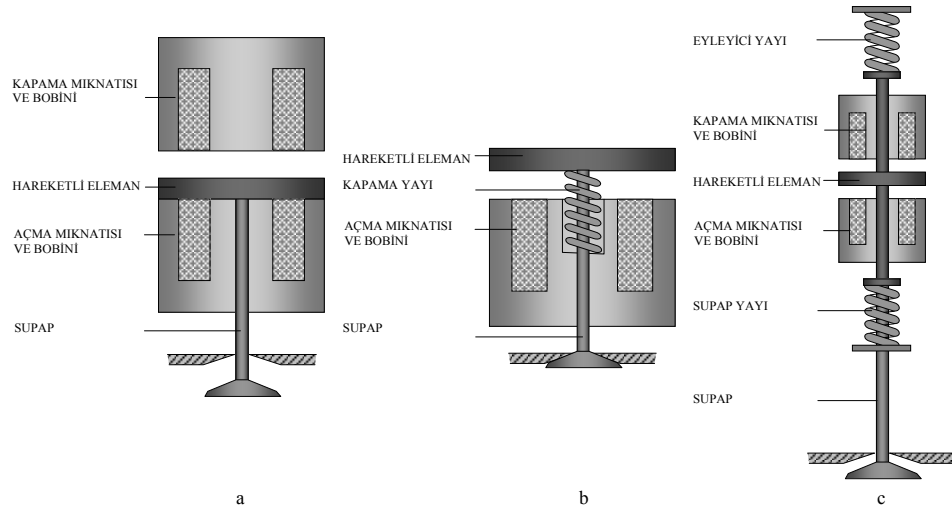


Şekil 3.12. Makara

Tasarım çalışması sonucunda bu ifade ile uygun değerler belirlenmiş, makara üzerine yalıtılmış çapı 0.56 mm olan bakır tel sarılmış ve toplam sarım sayısı 156 olarak elde edilmiştir. Bu durumda bobin direnci 1.7Ω olarak ölçülmüştür.

3.5. Yay Enerjisinin Elektromekanik Supap Mekanizmasına Performansına Katkısı

Elektromekanik supap mekanizmalarının yaysız olarak çalışabilirliğini araştırmak amacıyla bir takım çalışmalar yapılmıştır. Yay enerjisinden yararlanılmayan durumda karşı kuvvetlerin mıknatıs devresi ile yenilmesi için mıknatıs devresi boyutları çok büyük tutulmalıdır. Bu da motorda yer sorunu ve fazla ağırlık gibi problemlere neden olur. Şekil 3.13’ te karşılaştırma amacıyla yay enerjisinden yararlanılmayan iki model (Model a, b) ve yay enerjisinden yararlanan bir model (Model c) verilmiş ve Çizelge 3.1’ de bu modellerin karşılaştırılması yapılmıştır. Çizelge 3.1’ den görüldüğü gibi yay enerjisinden yararlanılmayan durumda mıknatıs devrelerinin dış çapı yaklaşık olarak iki kat ve hareketli kütleleri de 4-6 kat artmıştır.



Şekil 3.13. Elektromekanik supap mekanizmalarında farklı model yapıları

Çizelge 3.1. Elektromekanik supap mekanizması boyutları

Model No	Dış Çap (mm)	m (kg)
a	49	0.68
b	56	1.02
c	26	0.18

Çizelge 3.2' de ise bu modellerin ideal şartlardaki dinamik davranış özellikleri gösterilmektedir. Çizelge 3.2' den görüldüğü gibi yay enerjisinden yararlanılmayan durumda boyutların çok yüksek olmasının yanı sıra sitemin cevap zamanı da çok yüksektir. Ayrıca hareket süresince akım çok yüksek değerlere çıkmakta enerji tüketimi de çok yüksek olmaktadır. Bu nedenle bu modeller (Model a, b) elektromekanik supap mekanizmaları için uygun değildir.

3.6. Yay Hesabı ve Tasarımı

Elektromekanik supap mekanizmalarında, supabın dinamik davranışı açısından yay seçimi ve tasarımı çok önemlidir. Model 1 ve 3' te yaylar mıknatıs devresinin dışında yer aldığından mıknatıslanma etkisine maruz kalmaz ve bu açıdan yay malzemesinin seçimi kritik değildir. Buna karşılık Model 2' de yaylar mıknatıs devresinin içinde yer aldığından yayların mıknatıslanmaz veya mıknatıslanması çok düşük olan malzemeden seçilmesi gerekir. Bu nedenle her iki sistemde de mıknatıslığı daha az olan paslanmaz çelik malzeme (DIN 17224) seçilmiş ve yaylar bu malzemeye göre boyutlandırılmıştır.

Her iki modelde de 65 N/mm olarak belirlenen yay katsayısına göre yayların yerleştirileceği kısmın boyutları da göz önünde bulundurularak yay tasarlanmış ve imalatı gerçekleştirilmiştir.

Elektromekanik supap mekanizması tasarımında silindirik helisel yay kullanılmıştır. Silindirik helisel yayın yay katsayısı aşağıdaki ifade ile hesaplanır (Babalık 1997).

$$k = \frac{F_y}{x} = \frac{G_y d_y^4}{8D_o^3 i_y} \quad (3.20)$$

Çizelge 3.2. Yaylı ve yaysız durum için ESM' nin dinamik davranış özellikleri

Model No	Cevap Zamanı (ms)	Max. Akım (A)	Enerji Tüketimi (J)
A	53.5	28	365.22
B	72	18	336.84
C	3.7	7	0.66

(3.20) nolu ifadeden görüldüğü gibi helisel bir yayın yay katsayısı kullanılan malzemenin kayma modülü, G_y (N/mm^2), yayın tel çapı, d_y (mm), yayın ortalama çapı, D_o (mm) ve yaylanan sarım sayısına, i_y bağlıdır.

Basıya çalışan helisel yaya gelen kuvvet, sargıları birbirine temas ettirecek kadar büyük olursa, yayın bu haldeki uzunluğuna blok uzunluğu (L_{B1}) denir. Tel çapı 10 mm' den küçük olduğunda yay soğuk olarak şekillendirilir. Soğuk sarılmış, uçları plan taşlanmış yayın blok uzunluğu (3.21) nolu ifade ile belirlenir.

$$L_{B1} \approx i_T d \quad (3.21)$$

Burada; i_T : toplam sarım sayısıdır ve soğuk sarılmış yaylarda $i_T = i_y + 2$ ' dir. Normal koşullarda yayın hiçbir zaman bir blok haline gelmesine izin verilmez. Maksimum kuvvet altında sargıların birbirine temas etmemesi için, yay sarımları arasında toplam s_a kadar boşluk olmalıdır. Soğuk sarılmış yaylarda s_a aşağıdaki ifade ile hesaplanabilir.

$$s_a = \left(0.0015 \frac{D_o^2}{d_y} + 0.1 d_y \right) i_y \quad (3.22)$$

Yay dinamik zorlamaya maruz kalıyorsa, soğuk sarılmış yaylarda s_a 1.5 kat emniyetli alınmalıdır. En büyük yük altında iken yayın uzunluğu L_n aşağıda verilen ifade ile hesaplanır.

$$L_n = L_{B1} + s_a \quad (3.23)$$

Elektromekanik supap mekanizmasında hareketli eleman serbest halde denge konumunda iken yayların ön gergi kuvveti ile orta noktada tutulmaktadır. Bu noktadan sonra hareketli elemanın hareketini tamamlayabilmesi için serbest konumdaki ön gergi miktarı 4 mm' den büyük olmalıdır. Ayrıca bu noktadan sonra hareketli eleman 4 mm' lik bir yer değiştirme yapmaktadır. Bu nedenle yayın serbest haldeki uzunluğu $L_o > L_n + 8,5$ olarak belirlenmiştir.

Kuvvet altında basıya çalışan yayın boyu kısılırken yayın sarım çaplarında küçük bir artış olur. Yayın dış çapı için bu artış

$$\Delta D_d = 0.1 \frac{p^2 - 0.8 p d_y - 0.2 d_y^2}{D_o} \quad (3.24)$$

dir. Helisel yayın boyu L_o , ortalama çap D_o ' a oranla büyükse yayın burkulma tehlikesi vardır. Elektromekanik supap mekanizmaları için tasarlanan yaylar burkulma tehlikesi olmayacak şekilde boyutlandırılmıştır.

İmalatı gerçekleştirilen yayların yaylılık katsayılarını tespit etmek üzere Ek 7' de gösterilen deney düzeneği kullanılmıştır. Bu düzende yay sıkıştırılmakta, yayın sıkışma mesafesi komparatör ile ölçülmekte ve bu durumda oluşan yay kuvveti kuvvet algılayıcısına bağlı göstergedan okunmaktadır. Buna göre imalatı gerçekleştirilen yayların yay katsayıları yaklaşık 67 N/mm olarak ölçülmüştür. Bu deney düzeneği ile elde edilen yay karakteristik eğrileri Ek 7' de verilmiştir.

3.7. Elektromekanik Supap Mekanizmasının Matematik Modeli

Elektromekanik supap mekanizmasında kullanılan mıknatıs devresi elektrik, mıknatıs ve mekanik alt sistemlerinden meydana gelir (Şekil 3.14). Bu alt sistemler birbiriyle etkileşim halindedir ve supabın açılması ve kapanması için benzer davranış gösterirler.

3.7.1. Elektrik Alt Sistemi

Elektromekanik supap mekanizmasında tek bir bobin için elektrik alt sistemi güç kaynağı, bobin sürücü devresi ve bobinin kendisini içerir. Elektriksel kısmın esasını teşkil eden bobin ideal olarak bir direnç ve buna seri bağlı bir indüktans elemanı ile modellenir (Şekil 3.15).

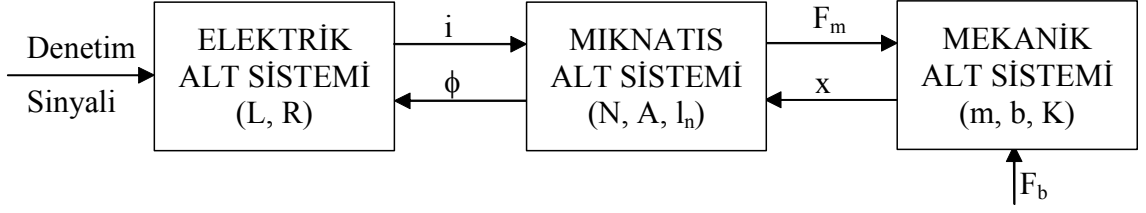
Bir mıknatıs devresinin bobinine uygulanan elektrik gerilimine karşılık oluşan akım değişimi sonucu devrede bir mıknatıs akısı değişimi oluşur. Kirchoff yasasına göre bu ifadenin matematiksel bağıntısı sarım sayısı, N ve mıknatıs akısına, ϕ bağlı olarak iletme sokulan mıknatıs devresi için

$$e_c = e_R + e_L = Ri_c + \frac{d(N\phi_c)}{dt} \quad (3.25)$$

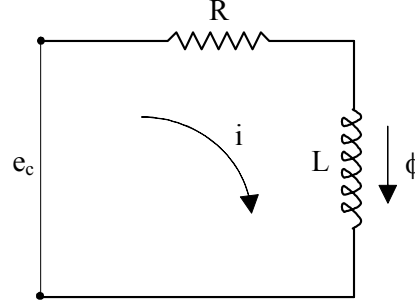
şeklinde ifade edilebilir (Roters 1941). Çözümüne esas olan (3.25) nolu elektriksel alt sistem denklemini kapalı formda yazılmış doğrusal olmayan bir diferansiyel denklemdir. Bu ifadeden mıknatıs akısı, ϕ çekilirse

$$\phi_c = \frac{1}{N} \int (e_c - Ri_c) dt \quad (3.26)$$

elde edilir.



Şekil 3.14. Elektromekanik supap alt sistemlerinin birbiri ile etkileşimi



Şekil 3.15. Elektrik alt sistemi

(3.25) ve (3.26) nolu eşitlikte miknatıs akısı akım ve hareketli elemanın konum değişiminin bir fonksiyonu ($\phi=f(i,x)$) iken akım değişimi de akı ve konum değişiminin bir fonksiyonu ($i=f(\phi,x)$) olmaktadır. Ayrıca burada söz konusu olan ϕ , i , x değişkenleri de aşikar olarak zamanın fonksiyonlarıdır.

(3.25) nolu ifadede N sarım sayısı sabitliğinde

$$\frac{d(N\phi)}{dt} = \frac{d\lambda}{dt} \quad (3.27)$$

şeklinde yazılabilir. Buna göre (3.25) nolu ifade yarı açık formda

$$e_c = Ri_c + \frac{d\lambda_c}{dt} = Ri_c + L \frac{di_c}{dt} + i_c \frac{dL}{dx} \frac{dx}{dt} \quad (3.28)$$

şeklinde yazılabilir. Burada miknatıs devresinin indüktansı, L miknatıs akısı sabitliğinde konumun bir fonksiyonudur ($L=f(x)$). Bu şekilde ele alınan çözümde malzemenin miknatıssal doyması ve sızıntı akıları ihmal edilmiş olur ve sonuçlar gerçek sistemin dinamik davranışını temsil etmeyebilir.

Elektromekanik supap mekanizmasında bir bobin iletme sokulurken diğer bobine uygulanan gerilim sıfıra düşürülerek kesime sokulur. Buna göre kesime sokulan bobin için

$$e_t = 0 = Ri_t + N \frac{d\phi_t}{dt} = Ri_t + L \frac{di_t}{dt} + i_t \frac{dL}{dx} \frac{dx}{dt} \quad (3.29)$$

yazılabilir. (3.29) nolu ifadeden görüldüğü gibi tutma bobininde gerilim sıfırlansa bile mıknatıs devresindeki indüktans etkisinden dolayı akım ani olarak düşmez, zamana bağlı bir değişim gösterir.

Hareketli elemanın durağan halinde $dx/dt=0$ olacağından (3.25)-(3.29) denklemlerinin analitik çözümü üstel gecikme devresi çözümüne $(1-e^{-t/\tau})$ eşdeğer olacaktır. Dolayısıyla akımın değişimi elektrik alt sisteminin zaman sabitine bağlıdır ($\tau=L/R$). Sistemin zaman sabiti ne kadar küçükse akımın yükselme hızı o kadar fazladır.

Bobin direnci

$$R = \rho \frac{(r_1 + r_2) 4N}{d^2} \quad (3.30)$$

şeklinde ifade edilen elektrik alt sisteminin zaman sabiti

$$\tau = \frac{L}{R} = \frac{\mu_o Af (r_2 - r_1 - l_m - l_b)(r_4 - 2t_m)}{z \times \rho (r_1 + r_2) \pi} \quad (3.31)$$

olarak bulunur. (3.31) nolu denklemden görüldüğü gibi sistemin zaman sabiti tel çapından bağımsız olup mıknatıs devresi boyutlarına ve hava aralığı mesafesine bağlıdır.

3.7.2. Mıknatıs Alt Sistemi

Elektromekanik supap mekanizmasının statik ve dinamik karakteristiklerinin elde edilebilmesi için mıknatıs devresinin farklı kısımlarına ait geçirgenlik değerleri ve bunlara bağlı olarak da mıknatıs akısı yoğunluğu değerlerinin belirlenmesi gerekir. Bu şekilde elektromekanik supap mekanizmasının tüm hareketi boyunca sağlayacağı kuvvetin hesabında malzemenin mıknatıssal doyması hesaba katılmış olur.

Sisteme giriş olarak uygulanan elektrikselsinyale karşılık mıknatıs devresinin sağladığı çekim kuvveti bobin ile hareketli eleman arasında yer alan hava aralığı ile denetlenir. Hareketli eleman üzerine mıknatıs devresinin uyguladığı mıknatıs çekim kuvveti mıknatıs akısı yoğunluğuna bağlı olarak (3.9) nolu denklem yardımıyla hesaplanır. Mıknatıs alt sisteminin temelini teşkil eden mıknatıs devresinin kuvvet-yer

değiştirme karakteristikleri (3.9) nolu denklem ile birlikte aşağıda belirtilen bir dizi mıknatıs akısı ve geçirgenlik bağıntılarının çözümünden elde edilir.

Bu çalışmada iki tür mıknatıs devresi incelenmiştir. Mıknatıs alt sistemine ait eşitlikler mıknatıs devresi geometrisine göre farklılıklar gösterdiğinden iki mıknatıs devresi için ayrı ayrı ele alınmıştır.

3.7.2.1. Düz Yüzlü Disk Tipi Mıknatıs Devresi

Şekil 3.16' da düz yüzlü disk tipi mıknatıs devresinin çeşitli kısımlara ait mıknatıs geçirgenlik yolları gösterilmiştir.

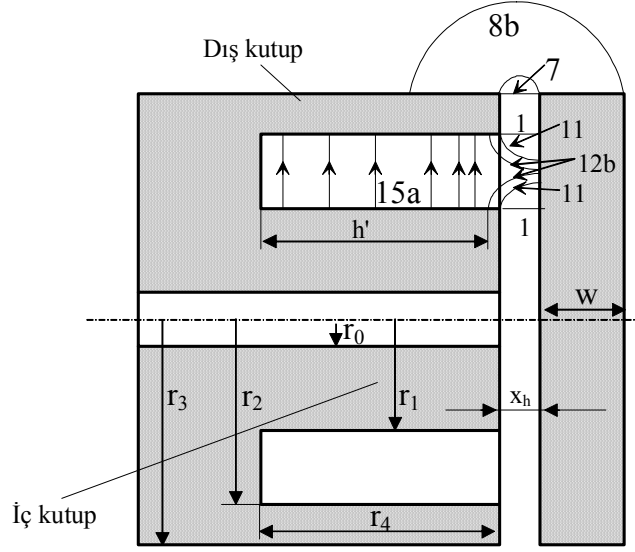
Diskin yer değiştirmesinin bir fonksiyonu olarak düz yüzlü disk tipi mıknatıs devresinin geçirgenliği, kullanılan mıknatıs devresinde mıknatıs yolunun boyutları ve şekline bağlı olarak bazı ampirik formüllerle verilir (Roters 1941, Yüksel 1981). Buna göre

İç kutup geçirgenliği: 11 ve 12b yollarındaki geçirgenliklerin toplamıdır.

$$\begin{aligned}
 P_{11} &= 0.52\mu_0 l \quad l = 2\pi r_1 \Rightarrow P_{11} = 3.26\mu_0 r_1 \\
 P_{12b} &= \frac{2\mu_0 l}{\pi} \ln \left(1 + \frac{t}{x_h + x_t - x} \right) \quad l = 2\pi r_1 \quad t = \frac{r_2 - r_1}{\pi} - (x_h + x_t - x) \Rightarrow \\
 P_{12b} &= 4\mu_0 r_1 \ln \left(\frac{r_2 - r_1}{\pi(x_h + x_t - x)} \right) \\
 P_{fi} &= P_{11} + P_{12b} = 3.26\mu_0 r_1 + 4\mu_0 r_1 \ln \left(\frac{r_2 - r_1}{\pi(x_h + x_t - x)} \right) \quad (3.32)
 \end{aligned}$$

Dış kutup geçirgenliği: 7, 8b, 11 ve 12b yollarındaki geçirgenliklerin toplamıdır.

$$\begin{aligned}
 P_7 &= 0.26\mu_0 l \quad l = 2\pi r_3 \Rightarrow P_{11} = 1.63\mu_0 r_3 \\
 P_{8b} &= \frac{\mu_0 l}{\pi} \ln \left(1 + \frac{2t}{x_h + x_t - x} \right) \quad l = 2\pi r_3 \quad t = \frac{r_1}{2} \\
 P_{8b} &= 2\mu_0 r_3 \ln \left(1 + \frac{r_1}{(x_h + x_t - x)} \right)
 \end{aligned}$$



Şekil 3.16. Düz yüzlü disk tipi mıknatıs devresinde geçirgenlik yolları

$$\begin{aligned}
 P_{11} &= 0.52\mu_0 l \quad l = 2\pi r_2 \Rightarrow P_{11} = 3.26\mu_0 r_2 \\
 P_{12b} &= \frac{2\mu_0 l}{\pi} \ln \left(1 + \frac{t}{x_h + x_t - x} \right) \quad l = 2\pi r_2 \quad t = \frac{r_2 - r_1}{\pi} - (x_h + x_t - x) \Rightarrow \\
 P_{12b} &= 4\mu_0 r_2 \ln \left(\frac{r_2 - r_1}{\pi(x_h + x_t - x)} \right) \\
 P_{fd} &= P_7 + P_{8b} + P_{11} + P_{12b} \\
 P_{fd} &= 1.63\mu_0 r_3 + 2\mu_0 r_3 \ln \left(1 + \frac{r_1}{(x_h + x_t - x)} \right) + 3.26\mu_0 r_2 + \\
 & \quad 4\mu_0 r_2 \ln \left(\frac{r_2 - r_1}{\pi(x_h + x_t - x)} \right)
 \end{aligned} \tag{3.33}$$

Kullanılır aralığın geçirgenliği:

$$P_{uh} = P_{uh_{dis}} + P_{uh_{iç}} = \frac{\pi\mu_0 (r_1^2 - r_0^2)}{(x_h + x_t - x)} \tag{3.34}$$

Toplam kullanılır aralığın geçirgenliği: Düz yüzlü disk tipi mıknatıs devresinde iki adet hava aralığı seri bağlı olarak değerlendirilir.

$$\frac{1}{P_u} = \frac{1}{P_{uh_{dis}}} + \frac{1}{P_{uh_{iç}}} \Rightarrow \frac{1}{P_u} = \frac{2}{P_{uh}} \Rightarrow P_u = \frac{\pi\mu_0 (r_1^2 - r_0^2)}{2(x_h + x_t - x)} \tag{3.35}$$

İç ve dış kutup çekirdeğinin arasındaki disk boyunca toplam etkili geçirgenlik:

$$P_a = \frac{1}{\frac{1}{P_{uh} + P_{fi}} + \frac{1}{P_{uh} + P_{fd}}} \quad (3.36)$$

Kutup çekirdekleri arasındaki kayıp geçirgenlik: 15a yolu ile tanımlanır.

$$P_l = P_{15a} = \frac{\pi(r_1 + r_2)h'}{2(r_2 - r_1)} \mu_o \quad h' = r_4 - \left(\frac{r_2 - r_1}{\pi} - (x_h + x_t - x) \right) \Rightarrow$$

$$P_l = \mu_o \left[1.57r_4 \frac{(r_1 + r_2)}{(r_2 - r_1)} - \frac{(r_1 + r_2)}{2} \left(1 - \frac{\pi(x_h + x_t - x)}{(r_2 - r_1)} \right) \right] \quad (3.37)$$

Benzer şekilde mıknatıs devresinin farklı kısımlarının akı yoğunlukları geçirgenliklere bağlı olarak aşağıdaki ampirik formüllerle hesaplanır.

Hava aralığındaki akı yoğunluğu:

$$B_h = \frac{P_u}{P_a + P_l} B_b \quad (3.38)$$

Diskin akı yoğunluğu:

$$B_d = B_h \frac{P_a}{P_u} \quad (3.39)$$

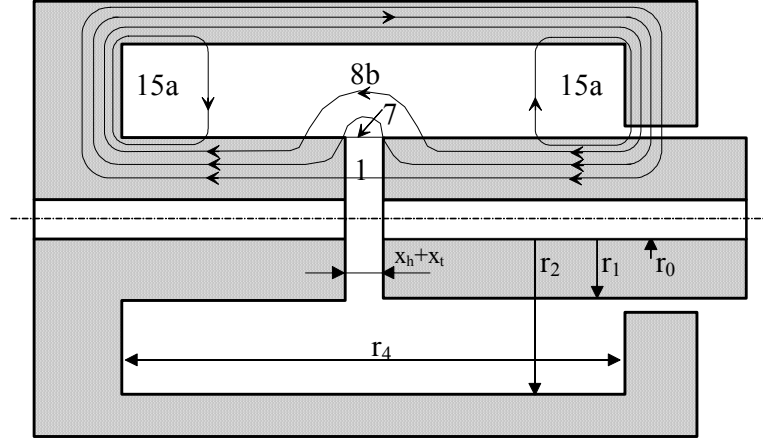
Kutup çekirdeğinin akı yoğunluğu:

$$B_b = B_d + \frac{2}{3} B_h \frac{P_l}{P_u} \quad (3.40)$$

3.7.2.2. Düz Yüzlü Piston Tipi Mıknatıs Devresi

Düz yüzlü piston tipi mıknatıs devresinin çeşitli kısımlarına ait geçirgenlik yolları Şekil 3.17' de gösterilmiştir.

Pistonun yer değiştirmesinin bir fonksiyonu olarak düz yüzlü piston tipi mıknatıs devresinin geçirgenliği için verilen ampirik formüller aşağıdaki gibidir.



Şekil 3.17. Düz yüzlü piston tipi mıknatıs devresinde geçirgenlik yolları

Kutup geçirgenliği: 7 ve 8b yollarındaki geçirgenliklerin toplamıdır.

$$P_7 = 0.26\mu_o l \quad l = 2\pi \left(r_1 + \frac{(x_h + x_t - x)}{4} \right) \Rightarrow P_7 = 1.63\mu_o \left(r_1 + \frac{(x_h + x_t - x)}{4} \right)$$

$$P_{8b} = \frac{\mu_o l}{\pi} \ln \left(1 + \frac{2t}{x_h + x_t - x} \right) \quad l = 2\pi r_1 \quad t = \frac{2(r_2 - r_1)}{\pi} - \frac{(x_h + x_t - x)}{2} \Rightarrow$$

$$P_{8b} = 2\mu_o r_1 \ln \left(\frac{4(r_2 - r_1)}{\pi(x_h + x_t - x)} \right)$$

$$P_f = P_7 + P_{8b} = 1.63v \left(r_1 + \frac{(x_h + x_t - x)}{4} \right) + 2\mu_o r_1 \ln \left(\frac{4(r_2 - r_1)}{\pi(x_h + x_t - x)} \right) \quad (3.41)$$

Kullanılır aralığın geçirgenliği:

$$P_u = P_{uh} = \frac{\pi\mu_o(r_1^2 - r_0^2)}{(x_h + x_t - x)} \quad (3.42)$$

Piston boyunca toplam etkili geçirgenlik:

$$P_a = P_u + P_f \quad (3.43)$$

Kutup çekirdekleri arasındaki kayıp geçirgenlik: 15a yolu ile tanımlanır.

$$P_l = P_{15a} = \frac{\pi\mu_o(r_1 + r_2)}{(r_2 - r_1)} l \quad l = \frac{r_4}{2} - \frac{2(r_2 - r_1)}{\pi} \Rightarrow$$

$$P_1 = \mu_0 \left[\frac{\pi r_4 (r_1 + r_2)}{8 (r_2 - r_1)} - (r_1 + r_2) + \frac{2(r_2^2 - r_1^2)}{\pi r_4} \right] \quad (3.44)$$

Benzer şekilde düz yüzlü piston tipi mıknatıs devresinin farklı kısımlarının akı yoğunlukları geçirgenliklere bağlı olarak aşağıda verilen ampirik formüllerle hesaplanır.

Hava aralığındaki akı yoğunluğu:

$$B_h = \frac{P_u}{P_a + P_1} B_b \quad (3.45)$$

Pistonun akı yoğunluğu:

$$B_d = B_h \frac{P_a + P_1}{P_u} \Rightarrow B_d = B_b \quad (3.46)$$

Kutup çekirdeğinin akı yoğunluğu:

$$B_b = B_d \frac{r_1^2 - r_0^2}{r_3^2 - r_2^2} \quad (3.47)$$

Her iki mıknatıs devresi için de bulunan akı yoğunluğu değerlerinden, B-H mıknatıslanma eğrisinden alınan veriler kullanılarak yapılan enterpolasyon ile mıknatıs alan şiddeti, H değerleri hesaplanır. Bu değerlere bağlı olarak mıknatıs devresinin demir kısmı için gerekli magnetomotor kuvveti aşağıdaki şekilde bulunur.

$$\sum H_n l_n = H_b l_b + H_h l_h \quad (3.48)$$

Bu eşitliğe, hava aralığındaki magnetomotor kuvvetinin de eklenmesiyle gerekli toplam magnetomotor kuvveti, NI aşağıdaki gibi hesaplanır.

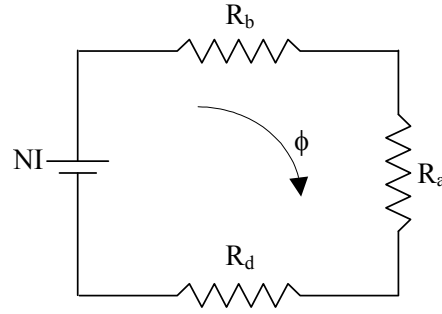
$$NI = \frac{z B_h x_h}{\mu_0} + \sum H_n l_n \quad (3.49)$$

Mıknatıs devresinde; bobin, hava aralığı ve hareketli elemanın mıknatıs direnci sırası ile R_b , R_a , R_h olarak sembolize edilirse magnetomotor kuvveti mıknatıs akısına bağlı olarak da ifade edilebilir. Şekil 3.18' de elektrik devresine denk mıknatıs devresi gösterilmektedir.

$$NI = \phi (R_b + R_a + R_h) \quad (3.50)$$

Mıknatıs direnci, mıknatıs geçirgenliğinin tersi olarak aşağıdaki biçimde ifade edilir.

$$R_m = \frac{l}{\mu_0 \mu_r A} \quad (3.51)$$



Şekil 3.18. Elektrik devresine denk mıknatıs devresi

Mıknatıs devrelerinin hesabı yukarıda verilen eşitliklerden de görüldüğü gibi oldukça karmaşıktır. Mıknatıs devresi hesabındaki doğrusalsızlıktan dolayı ortaya çıkan güçlük kullanılan mıknatıs malzemesinin B-H ilişkisini temsil eden deneysel mıknatıslanma eğrisinin kullanılmasıyla kısmen giderilir.

3.7.3. Mekanik Alt Sistemi

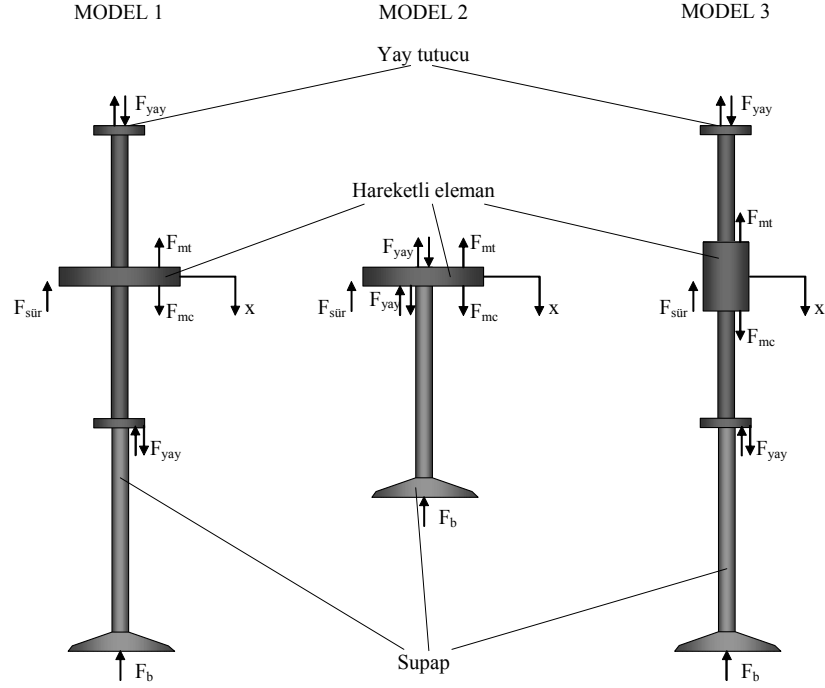
Elektromekanik supap mekanizmasının üç modeli için hareketli elemanların serbest cisim diyagramları Şekil 3.19’ da gösterilmiştir. Mekanik alt sistemde hareketli kütle hareketli eleman, hareketli elemana bağlı bağlantı kolları, yaylar ve supaptan meydana gelir. Bu kütleler birlikte hareket ettiğinden mekanik alt sistemde tek kütle olarak modellenmiştir.

Mıknatıs kuvvetinin etkisi ile hareket eden hareketli elemana Newton’ un II. Hareket Yasası uygulandığında

$$F_{mc} = m \frac{d^2x}{dt^2} + F_{sür} \pm F_{yay} + F_b + F_{mt} \quad (3.52)$$

elde edilir. Burada F_{mc} : iletme sokulan mıknatıs devresindeki mıknatıs çekim kuvveti, F_{mt} : kesime sokulan mıknatıs devresindeki kalıntı mıknatıs kuvvetidir.

Yapılan tasarımda hareketli elemanın maksimum hareket mesafesi 8 mm ($x_h=8$ mm) olarak belirlenmiştir. $x=0$ iken hareketli eleman kapama mıknatıs devresi tarafından, $x=8$ mm iken açma mıknatıs devresi tarafından tutulmaktadır. $x=4$ mm iken hareketli eleman yay kuvvetleri yardımıyla denge konumunda tutulmaktadır.



Şekil 3.19. Hareketli elemanların serbest cisim diyagramları

F_{yay} yayların hareketli eleman üzerine uyguladığı bileşke yay kuvveti olup

$$F_{yay} = -K \left(\frac{X_h}{2} - x \right) \quad (3.53)$$

şeklinde hesaplanır.

F_b ise supap üzerine etki eden basınç kuvveti olup harekete başlama anında etkilidir. Supabın harekete başlaması ile bu etki önemli oranda azalır (Wang 2000). Ancak tam yük koşullarında silindir içi basıncı dinamik davranış üzerinde de etkili olabilir. Bu çalışmada tam yük koşulları dikkate alınmamıştır.

Sürtünme kuvveti $F_{sür} = b\dot{x} + f_c \text{sgn}(\dot{x})$, b viskoz sürtünme katsayısı ve f_c kuru sürtünme katsayısı olarak tanımlanırsa (3.52) nolu ifade aşağıdaki şekilde yeniden düzenlenebilir.

$$F_m(t) = F_{mc}(t) - F_{mt}(t) = m\ddot{x}(t) + b\dot{x}(t) + f_c \text{sgn}(\dot{x}) + 2kx(t) - kx_h + F_b \quad (3.54)$$

Görüldüğü gibi mıknatıs devresinin dinamiğini tanımlayan denklemler oldukça karmaşık doğrusal olmayan ifadelerden meydana gelmektedir. Burada çözüme esas olan temel denklemler (3.9) nolu ifade ile verilen mıknatıs kuvveti denklemi, (3.25)-(3.29) nolu elektrik alt sistemi denklemleri ve (3.54) nolu mekanik alt sistem denklemleridir. Bu denklem takımlarının mıknatıs alt sistem denklemleri ile birlikte sayısal yöntemlerle

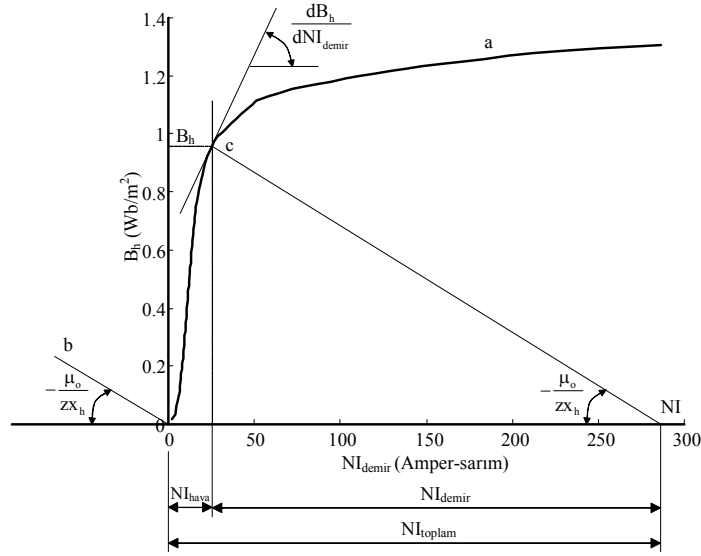
çözümünden sistemin dinamik davranış karakteristikleri elde edilebilir. Bu durumda en iyi çözüm aracı bilgisayar destekli sayısal çözüm teknikleri olup bu çalışmada çözümler **MATLAB/Simulink** ortamında elde edilmiştir (bkz. Bölüm 3.11).

3.8. Elektromekanik Supap Mekanizmasının Statik Karakteristikleri

Elektromekanik supap mekanizmasının statik karakteristikleri belli bir hava aralığında magnetomotor kuvveti-mıknatis akısı yoğunluğu (NI-B) ve kuvvet-yer değiştirme (F-x) eğrileri şeklinde düzenlenebilir.

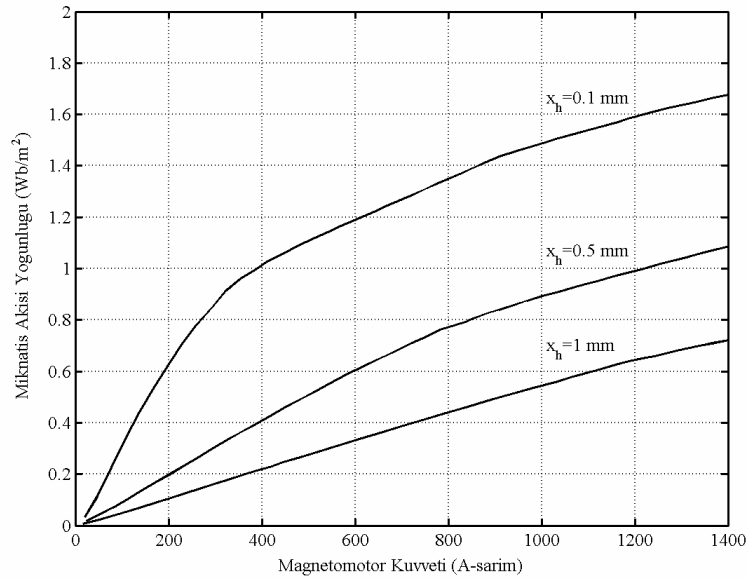
Mıknatis devresinde elektrik enerjisi girişine karşılık mıknatis akısı değişimi elde edilir. Elektrik enerjisi sisteme belli bir sarım sayısı çarpı akım değeri olarak verilir. Buna karşılık mıknatis devresinin hareketli kutbu ile hareketsiz kutbu arasında belli bir hava aralığına karşılık gelen mıknatis akısı yoğunluğu, sistemin akı çıkışı olarak değerlendirilir. Belli bir hava aralığında elektrik akımı artışına bağlı olarak mıknatis akısında da bir artış gözlenir. Belli bir hava aralığı için bu eğriler magnetomotor kuvvetine karşılık mıknatis akısı yoğunluğu şeklinde düzenlenir.

Mıknatis devrelerinin optimum çalışma değerleri hava aralığına bağlı olarak değişebilir ve bu değerler elde edilen mıknatislanma eğrileri yardımıyla kolayca belirlenebilir. Şekil 3.20' de mıknatis devresinin sabit bir hava aralığına karşılık gelen mıknatislanma eğrisi (a) verilmiştir. Bu eğri yardımıyla hava aralığındaki ve mıknatis devresinin demir kısmı içindeki magnetomotor kuvveti grafik yoluyla belirlenebilir. Mıknatislanma eğrisine eğimi $\frac{dB_h}{dNI_{demir}} (= \mu_o / Z X_h)$ olan doğrunun teğet olarak çizilmesi ile optimum çalışma noktası (c) bulunur ve bu nokta en uygun değerlerin belirlenmesi için kullanılır (Şekil 3.20). c noktasına karşılık gelen magnetomotor kuvveti hava aralığındaki magnetomotor kuvvetini verirken, c noktasından $-\mu_o / Z X_h$ eğimi ile bir doğru çizilip yatay ekseni kesecek şekilde uzatılmasıyla okunan değer ise toplam magnetomotor kuvvetine karşılık gelir. Burada c noktasındaki mıknatis akısı yoğunluğu, eğrinin elde edildiği hava aralığında kuvvet hesaplamalarında kullanılan mıknatis akısı yoğunluğu (B_h) değerini verir (Roters 1941).



Şekil 3.20. Optimum değerlerin grafik yoluyla belirlenmesi

Mıknatıs devresinin önemli bir karakteristiği uygulanan akım değerine (veya NI) bağlı mıknatıssal doymadır. Mıknatıs devresinin mıknatıssal doyma noktası kullanılan malzemeye ve hava aralığına göre farklılık gösterir. Şekil 3.21’ de farklı hava aralıklarına karşılık gelen mıknatıssal doyma karakteristikleri verilmiştir. Hava aralığı azaldıkça mıknatıssal doyma daha belirgin hale gelmekte iken hava aralığı arttıkça mıknatıslanma karakteristiği doğrusallaşmaktadır.



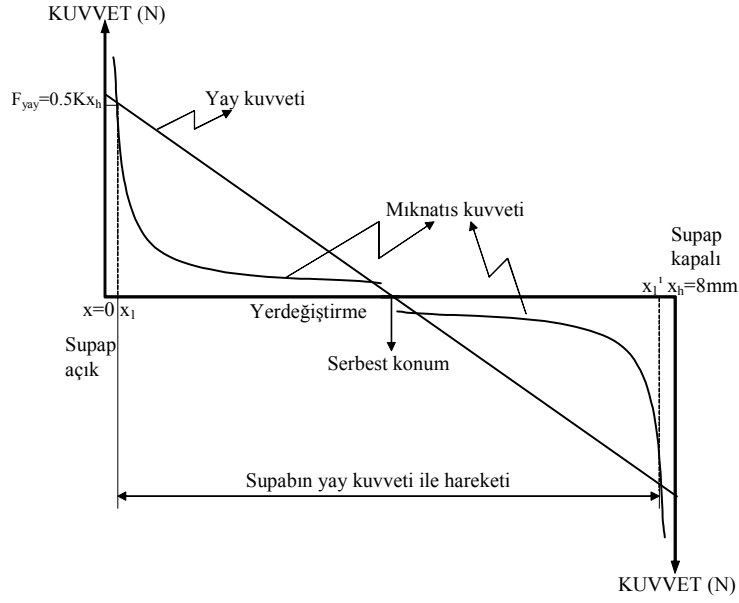
Şekil 3.21. Belli hava aralıkları için NI-B değişimi

Şekil 3.21' den görüldüğü gibi en düşük hava aralığındaki mıknatıslanma eğrisi belirgin bir büküm noktası gösterdiğinden bu noktadan sonra akım (veya NI) artışına karşılık mıknatıs akısı yoğunluğu, B_h artışı yavaşladığı için mıknatıs kuvveti artışının azalacağı söylenebilir. Mıknatıs devresinde büküm noktasından sonraki akımlarda bir taraftan mıknatıs verimi düşerken diğer taraftan da sürtünme kayıplarından kaynaklanan ısı artışı ortaya çıkacaktır. Yüksek sıcaklık değeri ise bir taraftan bobin telinin direncini arttırarak çekeceği akımı ve dolayısıyla çekim kuvvetini düşürürken diğer taraftan da bobin telinin yalıtkanlığına zarar verebilir. Pratikte düşük hareket mesafeleri mıknatısın hareketli elemanı tuttuğu duruma karşılık gelir. Bu durumda düşük akımlarda yüksek çekim kuvveti sağlanacağından (bkz. Şekil 3.23) akım değeri doyma noktasının altında tutulabilir.

Şekil 3.21' den de görüldüğü gibi yüksek hava aralığı değerlerinde belirgin bir doyma noktası ortaya çıkmamaktadır. Pratikte bu durum hareketli elemanın harekete başlama durumuna karşılık gelir. Buna göre harekete başlama anında doyma durumuna ulaşmadan uyarı akımını aşırı yüksek tutmak mümkündür. Bu şekilde ani aşırı yüksek uyarı akımında daha yüksek bir cevap hızı elde etmek de mümkün olur. Tutma gerçekleşikten sonra ise akım tutma kuvveti için uygun bir değere düşürülebilir. Böylece mıknatıs devresi için uygun çalışma koşulları sağlanmış olur.

Elektromekanik supap mekanizmalarının kuvvet-yer değiştirme karakteristiği Şekil 3.22' de gösterilmiştir. Şekilden görüldüğü gibi hareketli eleman sabit kutba doğru yaklaştıkça yay kuvveti doğrusal biçimde artarken mıknatıs kuvveti hava aralığının karesi ile doğrusal olmayan biçimde artmaktadır. Ayrıca mıknatıs kuvveti büyük hava aralığı mesafelerinde yay kuvvetinden daha küçük iken küçük hava aralığı mesafelerinde yay kuvvetinden daha büyüktür. Supap x_1-x_1' aralığında yay kuvveti yardımıyla hareket etmekte, mıknatıs kuvveti bu noktadan sonra devreye girerek hareketli elemanı çekerek tutmaktadır.

Boyutlandırılması yapılan mıknatıs devrelerinin çeşitli hareket mesafelerinde sağlayacağı çekim kuvvetinin belirlenmesi için mıknatıs devrelerinin farklı akım değerlerine karşılık gelen kuvvet-yer değiştirme karakteristikleri elde edilmelidir. Bu eğrilerden belirli bir akımda belirli bir kuvveti sağlamak için gerekli hava aralığı mesafesi veya tam tersi belirli bir hava aralığı mesafesi için gerekli akımı belirlemek mümkündür.



Şekil 3.22. Elektromekanik supap mekanizmalarında kuvvet değişim eğrileri

Statik kuvvet-yer değiştirme karakteristiklerinin yeterli bir yaklaşıklıkta hesaplanmasında genelde iki yöntem kullanılır. Bunlardan birisi sonlu elemanlar yöntemi olup oldukça karmaşıktır. Diğer bir yöntem ise boyutlandırılması tamamlanan mıknatıs devresine ait mıknatıs akısı geçirgenlik formüllerini malzemenin mıknatıslanma (B-H) eğrisi değerleri ile birlikte çözmektir. Bu yöntemde akı yolu boyutları belirlenen mıknatıs devresinin farklı kısımlarındaki geçirgenlikleri belirlenir ve böylece devredeki akı dağılımı da bulunur.

Bu çalışmada mıknatıs devresinin statik karakteristikleri **MATLAB** programlama dilinde geliştirilen bir program yardımıyla çözülmüştür (Şefkat 2000). Programın algoritması Ek 4' te verildiği gibidir. Bu program malzemenin mıknatıslanma (B-H) değerlerini kullanarak belli bir akım değerine karşılık gelen çeşitli karakteristik değerleri hesaplar. Bilgisayar programı içinde verilen mıknatıs akısı yoğunluğu, B değerlerine karşılık mıknatıs alan şiddeti, H değerleri elde edilir. Bunun için malzemenin mıknatıslanma eğrisinden alınan verilerle **MATLAB**' ın enterpolasyon programı **interp1.m** dosyası kullanılarak hesaplanan B değerlerine karşılık H değerleri enterpolasyon ile elde edilir. Bir döngü yoluyla iterasyon yapılarak H değerlerine bağlı olarak magnetomotor kuvveti farklı aralıklarda hesaplanır. Programda bir döngüyle verilen magnetomotor kuvvetine yaklaşılmaya çalışılır ve verilen değere ulaşıncaya kadar iterasyona devam edilir. Bu yöntem ile sabit uyarı akımı elde etmek için mıknatıs

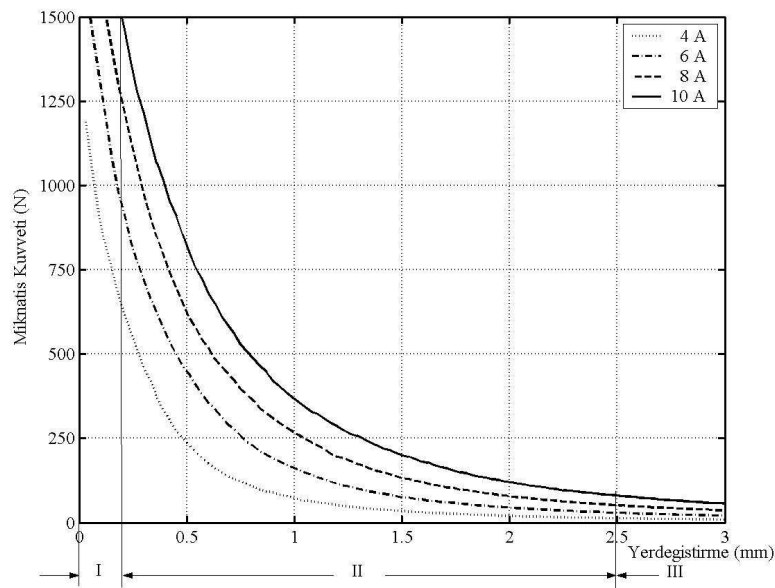
devresi kuvvet-yer değiştirme karakteristiklerini tamamlayıncaya kadar artan her aralık için mıknatıs kuvveti hesaplanır.

Farklı akım değerlerine karşılık mıknatıs devresinin kuvvet-yer değiştirme eğrileri Şekil 3.23' te gösterilmiştir. Şekilden de görüldüğü gibi eğrilerin yapısı yaklaşık hiperbolik olup, yakın mesafelerde yüksek çekim kuvveti buna karşılık görece uzun mesafelerde ise düşük kuvvetler biçimindedir.

Statik karakteristikleri gösteren mıknatıs kuvveti-yer değiştirme eğrileri c bölgeye ayrılabilir (Şekil 3.23). I. bölge mıknatıs kuvvetlerinin çok yüksek, hava aralığının çok küçük olduğu bölgedir. Bu alan içinde kalıntı mıknatıslanma etkisi çok yüksek olduğundan bu bölge çalışma sınırları dışında tutulur. III. bölge ise hareketli kutup (disk veya piston) sabit kutuptan çok fazla uzaklaştığından mıknatıs kuvvetleri en aza inmiştir. Bu durumda mıknatıs devreleri için en uygun çalışma alanı II. bölge içindedir. Bu bölgede kalıntı mıknatıslanma etkileri en aza indirgenmiş ve hareketli eleman hareketi için yeterli mıknatıs kuvveti sağlanmıştır.

3.9. Elektromekanik Supap Mekanizmasının Dinamik Karakteristikleri

Elektromekanik supap mekanizmasının dinamik karakteristikleri elektrik, mıknatıs ve mekanik alt sistemlerine ait (3.9), (3.25)-(3.29) ve (3.54) denklemlerinin



Şekil 3.23. Elektromekanik supap mekanizmasında kuvvet-yer değiştirme karakteriştiği

çözümünden elde edilir. Bu denklemlerin tam bir analitik çözümü bulunmamakla birlikte malzemenin mıknatıssal doyması ve sızıntı akısı kaçaklarını göz önünde bulundurarak mıknatıs devresine ait mıknatıs geçirgenlik denklemleri ve malzemenin mıknatıslanma eğrisi değerlerini (B-H) bir arada kullanmak suretiyle uygun bir sayısal çözüm elde etmek mümkündür.

Dinamik karakteristiklerin elde edilmesi için **Simulink** ortamında bir program hazırlanmıştır. Ek 6' da bu programın algoritması verilmiştir. Ele alınan programda mıknatıs devresine ait geçirgenlik denklemleri ile birlikte malzemenin gerçek B-H eğrisi değerleri kullanılır. (3.25) nolu denklemden mıknatıs akısı, ϕ çekilerek adım adım çözüm gerçekleştirilir.

Elektromekanik sistemin dinamiğini çözmek için (3.25) nolu ifadenin yanında ilave denklemlere ihtiyaç vardır. Bunlardan birisi mıknatıs kuvveti olup (3.9) nolu ifadede tanımlandığı gibidir. Burada mıknatıs akısı, ϕ değişken olup bu fonksiyonun çözümü de malzemenin mıknatıssal doymasını da içeren mıknatıs alt sistemi denklemlerinin çözümüyle elde edilir. Diğer taraftan mekanik alt sistem için yazılan (3.54) nolu ifadeden konum değişiminin, x çözümü gerçekleştirilir.

Programda malzemenin mıknatıssal doyması göz önünde bulundurulmuş ve ayrıca sızıntı kayıpları ile saçaklanma akıları hesaba katılmıştır. Histerezis kayıpları ise ihmal edilmiştir. Böylece sistemin dinamik davranışı hakkında gerçeğe yakın sonuçlar elde edilmeye çalışılmıştır.

Elektromekanik supap mekanizmasının dinamik davranışı üç aşamalı olarak incelenebilir:

(i) Hareketli elemanın harekete başlamasına kadar olan aşama:

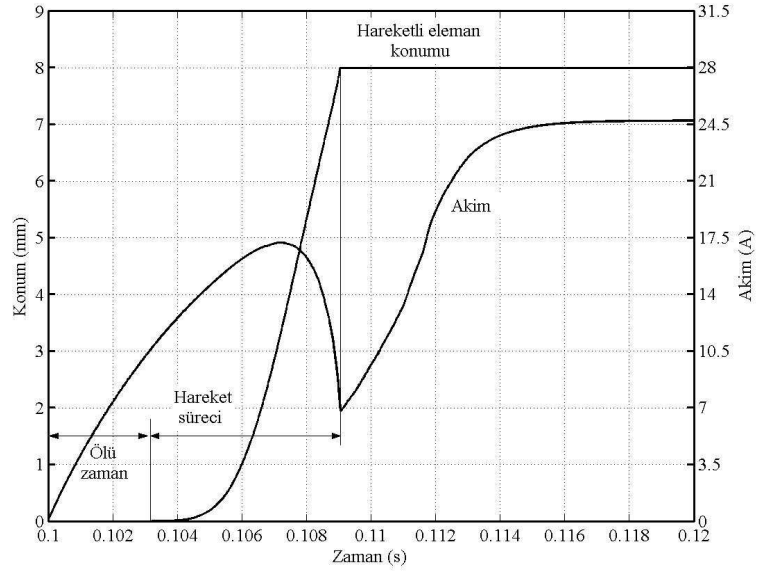
$$F_{mt} \geq F_{yay} \quad \Rightarrow \quad \frac{d^2x}{dt^2} = 0, \quad \frac{dx}{dt} = 0, \quad x = 0$$

(ii) Hareketli elemanın hareketli olduğu aşama: Elektrik, mıknatıs ve mekanik eşitlikler geçerlidir.

(iii) Hareketli elemanın hareketini tamamladığı aşama:

$$F_{mt} \geq F_{yay}$$

Şekil 3.24' te elektromekanik supap mekanizmasının çalışma kademeleri göz önünde bulundurularak elde edilen dinamik karakteristik eğrileri verilmiştir. Burada akım eğrisinin minimum yaptığı nokta diskin hareketini tamamlama anını gösterir.



Şekil 3.24. Elektromekanik supap mekanizmasının dinamik karakteristik eğrileri

Gerçeğe daha yakın bir çözüm elde etmenin diğer bir yolu mıknatıs devresindeki mıknatıs akısı dağılımını sonlu elemanlar yöntemi ile çözerek elektromekanik sistemin dinamik davranışının benzetimini elde etmektir. Bu ise oldukça karmaşık ve zaman alıcı bir yöntemdir. Ayrıca sınır değerleri doğru seçilmediği takdirde bu yöntem doğru sonuçlar da vermeyebilir.

3.10. Darbe Genişlik Modülasyon (DGM) Tekniği

DGM tekniği aç-kapa tipi doğrusal olmayan anahtarlama elemanlarından doğrusal bağıntılar elde etmek için elektronik ve akışkan sistemlerinde yaygın olarak kullanılır. Burada sözü edilen doğrusallık çıkış işaretinin zaman ortalamasının giriş işareti ile orantılı olması şeklindedir.

Elektromekanik supap mekanizmalarında akım denetiminin yapılabilmesi için bobinlerdeki akım giriş sinyali ile orantılı olarak ayarlanabilmelidir. Bunun için oransal olarak çalışan bir akım sürücü devre kullanılabileceği gibi MOSFET yada IGBT türündeki aç-kapa çalışan anahtarlama elemanları DGM tekniği ile sürülerek de akım modüle edilebilir. Böylelikle yüksek frekanslı DGM sinyali ile giriş ile orantılı akım değişimi elde edilebilir. Bu çalışmada oransal olarak çalışan bir akım sürücü devrenin

daha maliyetli olması ve daha geniş kapsamlı elektronik bilgisi gerektirmesi nedeniyle DGM tekniğinin uygulanması daha uygun görülmüştür.

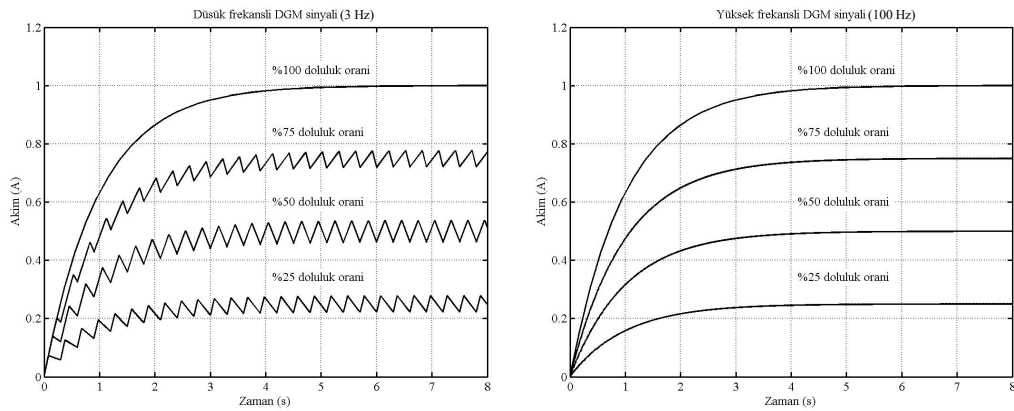
DGM tekniği yardımı ile sürülen anahtarlama elemanı (IGBT) girişine uygulanan darbe trenleri şeklindeki işarete karşılık bobinde bu işaretin zaman ortalamasıyla orantılı bir akım sinyali elde edilir.

IGBT' nin cevap hızı çok yüksek olduğundan bobinden geçen akımın sürekli sinyal şeklinde olabilmesi için DGM sinyalinin darbe süresi ve taşıyıcı periyodu milisaniyenin kesri mertebelerinde olmalıdır.

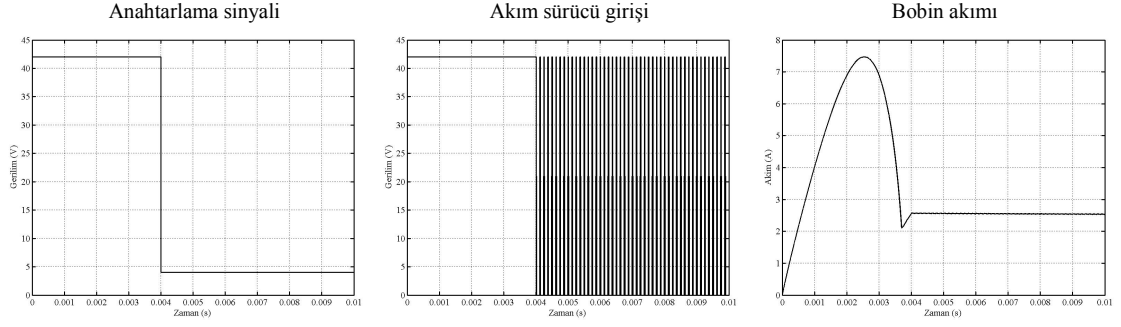
Şekil 3.25' te elektromekanik supap mekanizmasının bobinini temsil etmek üzere DGM tekniğinin uygulamasını gösteren basit bir örnek ele alınmıştır. Bu örnekte farklı doluluk oranındaki darbe sinyalleri bir L, R devresine uygulanmıştır. Şekil 3.25' ten görüldüğü gibi darbe sinyalinin doluluk oranı % 100 iken akımın ulaştığı nihai değer 1 A, % 75 oranında 0.75 A, % 50 oranında 0.5 A ve % 25 oranında iken 0.25 A' dir. Bu şekilden de görüldüğü gibi akımın nihai değeri sinyalin doluluk oranı ile orantılıdır. DGM sinyalinin frekansı arttıkça çıkış değişkenindeki salınım azalmakta, yüksek frekanslarda ise sürekli sinyal biçimini almaktadır (Şekil 3.26).

Şekil 3.26' da DGM tekniği yardımıyla bobin akımının tutma akımı seviyelerine düşürülmesi gösterilmiştir. 8 kHz' lik bir DGM sinyali ile akım sabit bir değerde tutulabilmiştir.

DGM sinyali bilgisayar ortamında sayısal olarak oluşturulabileceği gibi benzeşik (analog) devrelerle de oluşturulabilir (Ek 4). Bu çalışmada daha esnek ve kararlı sinyal elde etmek için DGM sinyali bilgisayar ortamında elde edilmiştir.



Şekil 3.25. DGM tekniğinin basit bir model üzerinde uygulaması



Şekil 3.26. DGM tekniği ile akımın düşürülmesi

3.11. MATLAB–Simulink–Veri Toplama

Dinamik denklemlerin benzetimi ve denetim sisteminin kurulması çalışmalarında **MATLAB/Simulink** programlarından yararlanılmıştır. Bir paket program olan **MATLAB**' in komutları ile özel program yazmak da mümkündür.

Simulink, dinamik sistemlerin modellenmesi, benzetimi ve çözümlemesinde kullanılmak üzere tasarlanmış, **MATLAB**' in eklentisi bir paket programdır. Simulink bir taraftan **MATLAB**' in genel amaçlı fonksiyonlarını kullanırken diğer taraftan da dinamik sistemlerin çözümünde pek çok kolaylıklar sağlamaktadır.

Simulink model tanımı ve model analizi olmak üzere iki amaçla kullanılır. Windows ortamında çalışan ve Windows ortamının tüm kullanım kolaylığı özelliklerinden yararlanan **Simulink**' de modelleme bir grafik kullanıcı arayüzü üzerinde tıkla-ve-sürükle işlemleri ile kolayca gerçekleştirilebilir. Simulink modelleri için gerekli elemanlar Simulink blok kütüphanesinden sağlanır (Yüksel 2004).

Uygun bir model oluşturulduktan sonra ya Simulink ortamından uygun seçimler yapılarak ya da **MATLAB** komut ortamında uygun komutları girmek sureti ile modelin analizi yapılabilir.

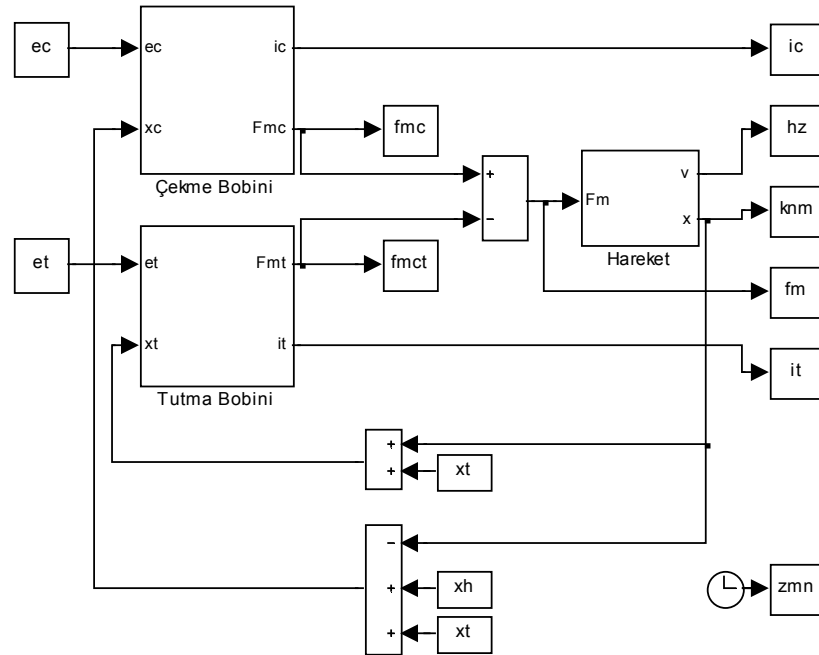
Elektromekanik supap mekanizmasının statik karakteristikleri **MATLAB** paket programı kullanılarak, dinamik karakteristikleri **Simulink** programı kullanılarak elde edilmiştir. Ayrıca elektromekanik supap mekanizmalarının bilgisayardan gerçek zamanda denetlenebilmesi için de **Simulink** yardımıyla bir model hazırlanmıştır.

3.11.1. Elektromekanik Supap Mekanizmasının Simulink Modeli

Elektromekanik supap mekanizması Bölüm 3.7' de verilen temel eşitlikler kullanılarak **Simulink** programında modellenmiştir. Ayrıca statik karakteristiklerin elde edildiği **MATLAB** programında kullanılan eşitliklerin bir kısmı dinamik karakteristikler için hazırlanan **Simulink** modelinde de mıknatıs kısmının akı, geçirgenlik ve magnetomotor kuvvetlerinin belirlenmesi için kullanılmıştır. Disk ve piston tipi mıknatıs devresi için hazırlanan Simulink modelleri benzer eşitliklerden oluştuğundan bu bölümde elektromekanik supap mekanizması disk tipi mıknatıs devresi için modellenmiştir.

Simulink modeli, elektriksel ve mıknatıs eşitliklerinin kullanılmasıyla oluşturulan çekme ve tutma bobini alt modelleri ile mekanik eşitliklerden oluşan hareket alt modelinden meydana gelmektedir (Şekil 3.27).

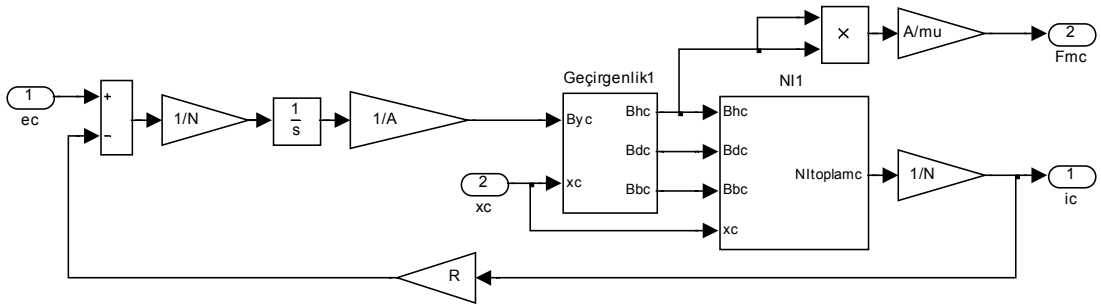
Simulink ortamında oluşturulan modelde temel olarak **constant**, **gain**, **sum**, **switch**, **integral**, **function**, **relational operator**, **sign**, **coulomb&viscous friction** blokları kullanılmıştır. Oluşturulan alt modeller ile programın kullanımı ve anlaşılması kolaylaştırılmıştır. Sistem sabitleri parametrik olarak **MATLAB Command Window** ortamında tanımlanarak modelin benzetimi gerçekleştirilmiştir.



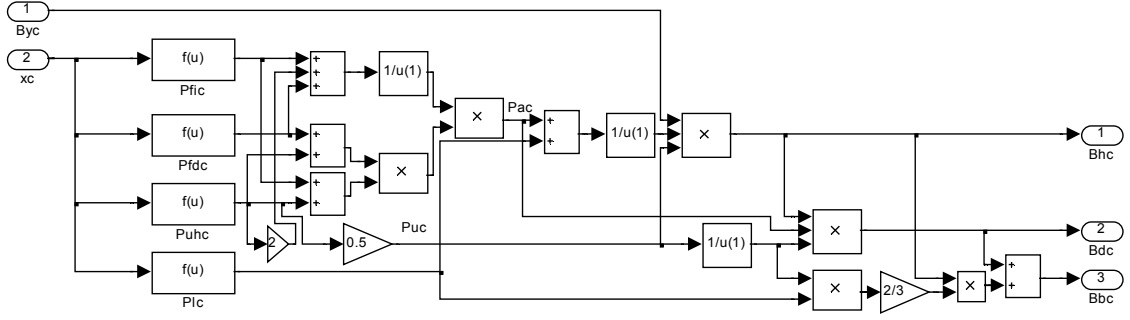
Şekil 3.27. Elektromekanik supap mekanizmasının Simulink modeli

Şekil 3.27' de görüldüğü gibi modelde çekme ve tutma bobinlerine uygulanan gerilimler, e_c ve e_t ile geri beslenen hareketli eleman konumu, x giriş olarak verilir. Çıkış olarak da üretilen mıknatıs kuvvetleri, F_{mc} ve F_{mt} ve akım değerleri, i_c ve i_t hesaplanır. Şekil 3.27' de görüldüğü gibi çekme ve tutma bobini alt modelleri ile hareket alt modeli etkileşim halindedir. Burada çekme ve tutma bobini alt modellerindeki değişimler hareket alt modelinde değişimlere neden olurken, hareket alt modelindeki konum değişimi de çekme ve tutma bobini alt modellerinde bir değişim oluşturmaktadır. Bu durum alt sistemler arasında konum geri beslemesi şeklinde gösterilmiştir.

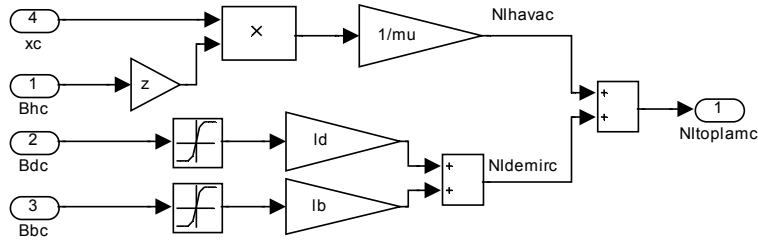
Çekme ve tutma bobini için elektrik ve mıknatıs eşitlikleri benzer şekilde hesaplandığından Simulink modelinde çekme bobini alt modelinin ele alınması yeterli olacaktır. Şekil 3.28' de detaylı şekli görülen çekme bobini alt modelinde, elektriksel giriş işaretine karşılık elektrik ve temel mıknatıs devre eşitlikleri kullanılarak devrenin mıknatıs akısı yoğunluğu hesaplanır. Daha sonra bu akı yoğunluğu değeri kullanılarak elektromekanik supap mekanizmasının farklı kısımlarına ait akı yoğunlukları, geçirgenlik ve akı yoğunlukları eşitlikleri kullanılarak Şekil 3.29' daki gibi hesaplanır. Hava aralığındaki mıknatıs akısı yoğunluğu değeri kullanılarak (3.9) nolu eşitlik yardımıyla üretilen mıknatıs kuvveti hesaplanır. Malzemenin mıknatıslanma eğrisinden elde edilen veriler kullanılarak bulunan akı yoğunlukları yardımıyla elektromekanik supap mekanizmasının farklı kısımlarındaki mıknatıs alan şiddeti değerleri enterpolasyon yöntemi ile elde edilir. Bulunan bu değerler ile demir içinde ve hava aralığında harcanan magnetomotor kuvveti değerleri ve (3.49) nolu eşitlik yardımıyla da toplam magnetomotor kuvveti, NI hesaplanır (Şekil 3.30). Bulunan bu değer sarım sayısına bölünerek devredeki akım değeri, i_c bulunur.



Şekil 3.28. Çekme bobini alt modeli

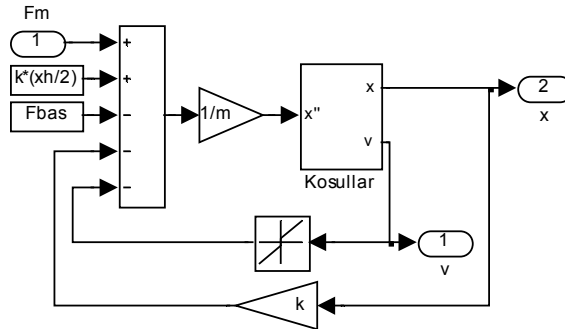


Şekil 3.29. Geçirgenlik1 alt modeli



Şekil 3.30. NI1 alt modeli

Çekme ve tutma bobini alt modellerinin çıkışında elde edilen çekme ve tutma kuvvetlerinin, F_{mc} ve F_{mt} farkı alınarak hareketli eleman üzerinde etkili olan net mıknatıs kuvveti, F_m belirlenir. Bulunan bu net mıknatıs kuvveti hareket alt modeline giriş olarak verilirken hareketli eleman konumu, x çıkış olarak hesaplanır. Hareket alt modeli (3.54) nolu eşitlik ve hareket durumunu gösteren koşullar alt modeli yardımıyla oluşturulmuştur (Şekil 3.31). Koşullar alt modeli gerçek çalışma durumunda üç aşamalı olarak verilen durumları koşullandırır (Şekil 3.32). Hareketli elemanın harekete başlama, hareket halinde olma ve hareketini tamamlama durumlarında geçerli olan ifadeler kullanılarak hareketli eleman konumu hesaplanır.



Şekil 3.31. Hareket alt modeli

tabanı oluştururken **Simulink** modelleme için interaktif bir taban oluşturur. Gerçek zamanda **Simulink** ortamında model oluşturma işlemi benzetim amacıyla model kurma işleminden çok farklı değildir. Burada normal **Simulink** blok kütüphanesine ilaveten veri toplama kartı ile gelen arayüz blokları yer alır.

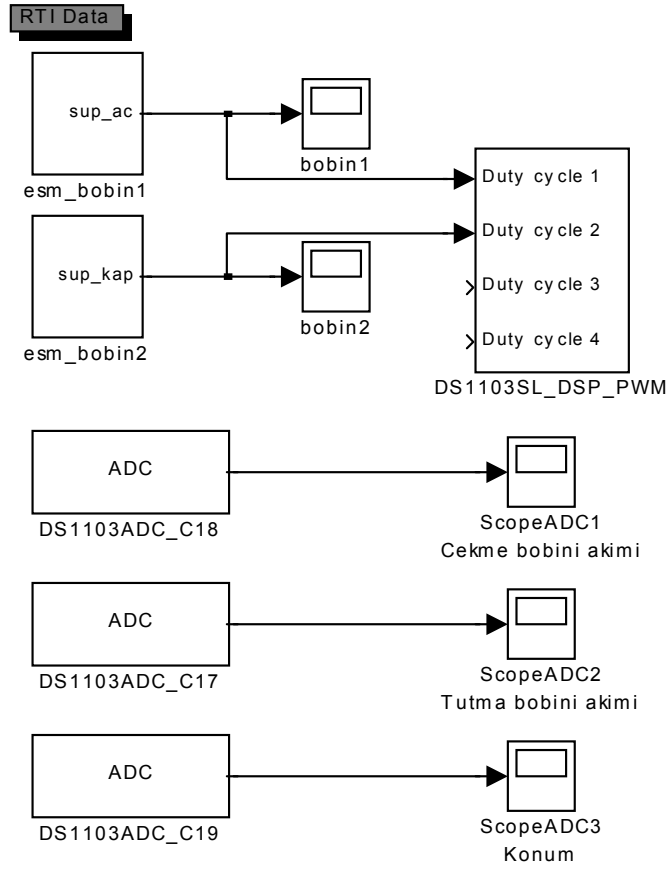
Simulink ile bütünleştirilmiş **Real-Time Workshop** yazılımı da blok şemalardan gerekli C kodlarının üretilmesi için kullanılır. Bu C kodları donanımın gerçek zamanlı arayüz işlemleri için temel teşkil eder.

Real- Time Interface (RTI) herhangi bir programlamaya gerek kalmadan Simulink modellerinin donanım ile bütünleştirilmesini sağlayan yazılımdır. **RTI** ile karmaşık I/O arayüzleri doğrudan blok diyagram olarak kullanılabilir. Ayrıca C kodları da kolayca oluşturulabilir.

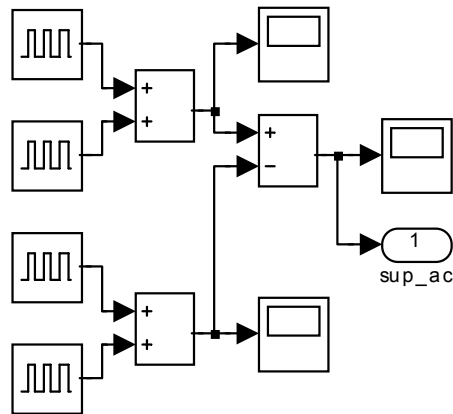
Prototyper'ın deney yazılımı (experiment software) **ControlDesk** olarak tanımlanır. Bu yazılım ile gerçek zamanlı deneyler yürütülebilir, denetlenebilir ve izlenebilir. Ayrıca **ControlDesk** deney süresince parametrelerin online olarak değiştirilebilmesi, verilerin toplanması ve kaydedilmesi için de uygun olan bir arayüzdür.

Sistemin gerçek zamanlı denetimini sağlayabilmek için öncelikle **Simulink** ortamında sistemin modellenmesi gereklidir. Şekil 3.33' te sistemin **Real-Time Interface** ile bütünleştirilen ve **Simulink** programı ile oluşturulan modeli, Şekil 3.34' te ise bu modelde yer alan esm_bobin alt modeli gösterilmiştir. Buna göre giriş sinyali sisteme PWM ünitesi bloğu vasıtasıyla gönderilmektedir. Elektromekanik supap mekanizması bobinlerindeki akım değişimi de ADC ünitesi vasıtasıyla bilgisayara iletilmektedir.

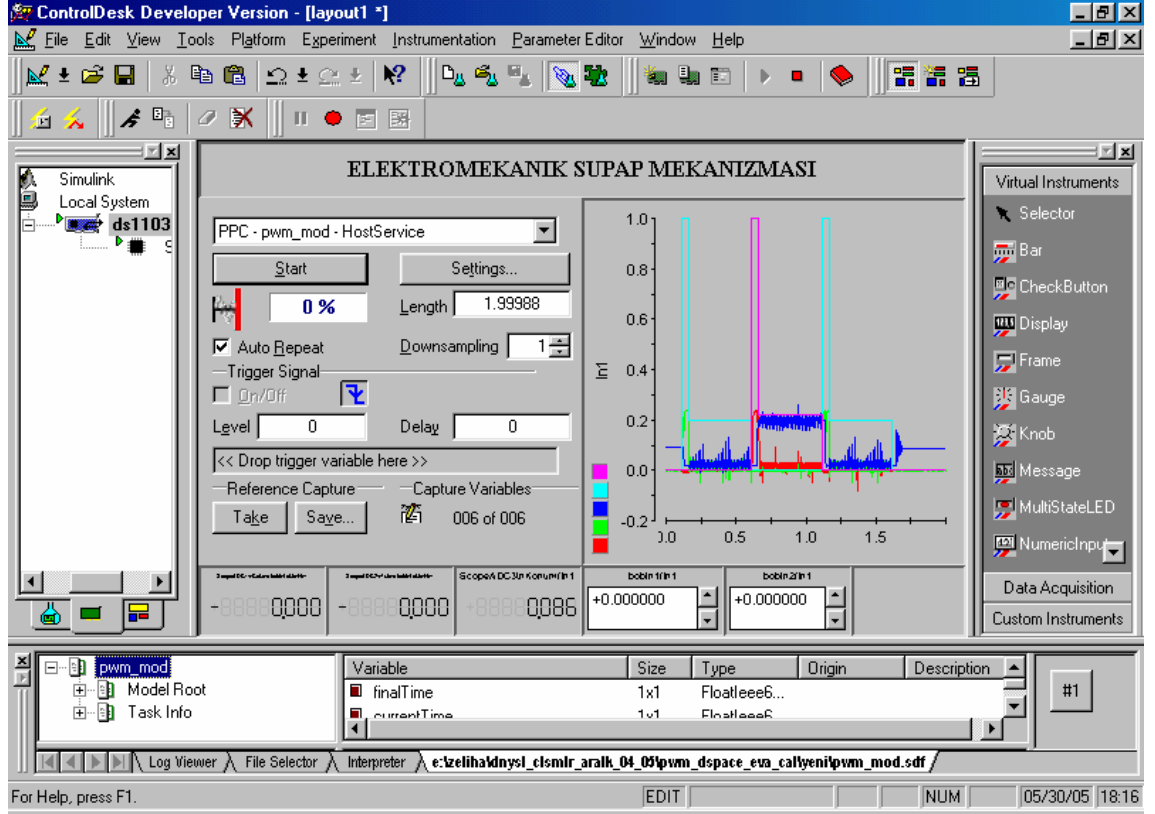
Model oluşturulduktan sonra denetim sisteminin görsel aygıt paneli oluşturulur. Bu panel Şekil 3.35' te gösterildiği gibidir. Bu panel grafiksel kullanıcı arayüz panelidir ve **ControlDesk** programında oluşturulur. Bu panel kullanıcının deneyi denetleyebilmesine, grafiksel olarak düzenleyebilmesine ve verileri saklayabilmesine olanak verir.



Şekil 3.33. MATLAB/Simulink programında oluşturulan model



Şekil 3.34. esm_bobin alt modeli



Şekil 3.35. Sistemin görsel aygıt paneli

3.12. Elektromekanik Supap Mekanizmasının Denetimi

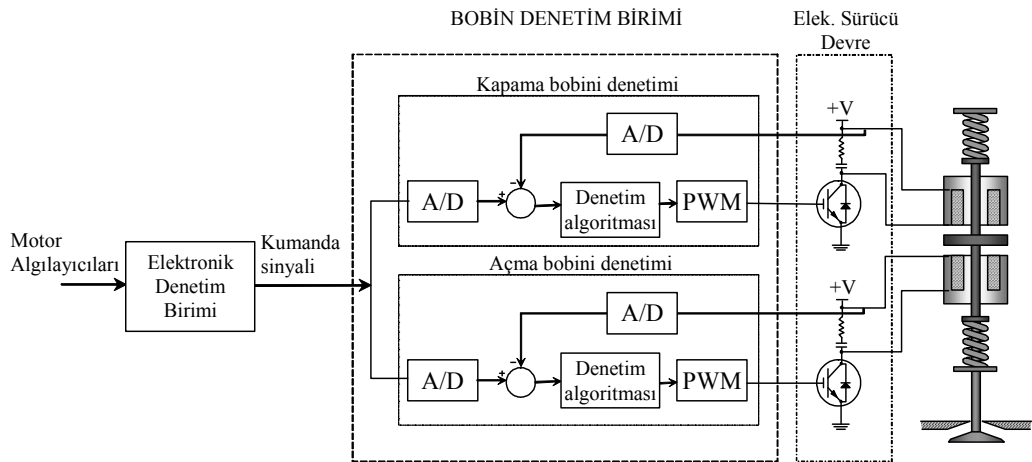
Elektromekanik supap mekanizmalarının açma/kapama zamanlaması denetimi motorun çalışma şartlarına göre krank mili açısına bağlı olarak motorun elektronik denetim biriminden yapılır. Bu da supapların esnek olarak denetlenmesine izin verdiğinden motor performansını önemli oranda iyileştirebilir.

Bu tez çalışması kapsamında ise daha çok elektromekanik supap mekanizmasının tasarlanıp prototipinin imal edilmesi, matematik modelinin çıkarılması, statik ve dinamik karakteristiklerinin elde edilmesi üzerinde durulmuştur. Bununla birlikte sistemin denetimi uygulama amacıyla olanaklar çerçevesinde teorik ve deneysel olarak gerçekleştirilmiştir. Sistemin denetiminde darbe genişlik modülasyon tekniğinden yararlanılmıştır.

Şekil 3.36' da sistemin akım geri beslemeli denetiminin genel bir şeması gösterilmiştir. Elektronik denetim şeması; elektronik denetim birimi, bobin denetim birimi ve elektronik sürücü devre olmak üzere üç kısımdan oluşur. Elektronik denetim

birimi motor algılayıcılarından gelen sinyallere bağlı olarak supabı gerekli zamanlarda açmak veya kapamak için bobin denetim birimine kumanda sinyali gönderir. Bobin denetim birimi ise kumanda sinyali ve geri besleme sinyaline bağlı olarak supabın konumunu ve/veya hızını denetleme işlevini yürütür. Bobin denetim birimi çıkışı akım sürücü devre (elektronik güç kartı) üzerinden mıknatıs devresi için gerekli olan yüksek elektrik akımını sağlar. Denetim sinyalinin sürücü devredeki anahtarlama elemanını açması ile akım sürücü devrenin besleme gerilimine bağlı olarak bobinden gerekli akım sürülür. Sürücü devrenin temel elemanı yüksek akımlı güç tranzistorleri olup bunların üzerinden geçen akım denetimi darbe genişlik modülasyon sinyali (DGM) ile gerçekleştirilir.

Elektromekanik supap mekanizmalarının yüksek motor hızlarında kullanılabilmesi için açma/kapama süresinin mümkün olduğu kadar kısa olması gerekir. Yüksek cevap hızları sağlamanın bir yolu sistemde sert yay ve buna uygun mıknatıs devresi kullanarak daha yüksek mıknatıs çekim kuvveti elde etmektir. Bölüm 4.2.2 ve Şekil 4.6' da görüldüğü gibi mıknatıs kuvveti belli bir eşik değerinde yay kuvvetini yendikten sonra supap üzerine etki eden net kuvvet hızlı bir şekilde yükselir. Bu da hareketli eleman ve supabın ani olarak ivmelenmesine ve supabın açılma/kapanma anında yüksek oturma hızları oluşmasına neden olur. Yüksek açma/kapama hızları hareketli eleman ve supabın aşınmasının yanı sıra mekanik gürültü problemlerine de neden olur. Bu nedenlerden dolayı elektromekanik supap mekanizmalarında supabın açılma/kapanma aşaması gerek sistemin en uygun denetimi ve gerekse kararlılığı açısından kritiktir.



Şekil 3.36. Elektromekanik supap mekanizması denetim şeması

Bu kritik durumun ayrıntılı bir şekilde analizi açısından Bölüm 3.7' de verilen elektrik, mıknatıs ve mekanik alt sistemlerine ait dinamik davranış eşitlikleri (bkz. 3.15, 3.28, 3.54 nolu eşitlikler) belli varsayımlar altında doğrusallaştırılabilir. Söz konusu eşitlikler bazı varsayımlar ve basitleştirmeler sonucu aşağıdaki formda yeniden düzenlenebilir (Peterson 2005, Tai 2002).

$$K_y = \frac{\mu N^2 A}{2z} \quad (3.55)$$

$$x_1(x) = -\frac{dL}{dx} i, \quad x_2(x) = L \quad (3.56)$$

$$\frac{di}{dt} = \frac{e - Ri + x_1(i, x)v}{x_2(x)} \quad (3.57)$$

Bu durumda dinamik davranış eşitlikleri durum uzayı formunda aşağıdaki şekilde yeniden yazılabilir.

$$\begin{aligned} \frac{dx}{dt} &= v \\ \frac{dv}{dt} &= \frac{1}{m} \left(-\frac{K_y i^2}{(x_t + x)^2} + K \left(\frac{x_h}{2} - x \right) - bv \right) \\ \frac{di}{dt} &= \frac{e - Ri + x_1(i, x)v}{x_2(x)} \end{aligned} \quad (3.58)$$

(3.58) nolu eşitliklerin doğrusallaştırılmış durum uzayı gösterimi ise aşağıda verildiği gibidir.

$$\begin{aligned} y_i &= [x - x_e \quad v - v_e \quad i - i_e]^T \\ u &= e - e_e \end{aligned} \quad (3.59)$$

$$\frac{dy_i}{dt} = A_i y_i + B_i u$$

$$\begin{aligned} A_i &= \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 \\ -\frac{K}{m} + \frac{2K_y i_e^2}{m(x_t + x_e)^3} & -\frac{b}{m} & -\frac{2K_y i_e}{m(x_t + x_e)^2} \\ 0 & \frac{i_e}{(x_t + x_e)} & -\frac{R(x_t + x_e)}{2K_y} \end{bmatrix} \\ B_i &= \begin{bmatrix} 0 & 0 & \frac{x_t + x_e}{2K_y} \end{bmatrix}^T \end{aligned} \quad (3.60)$$

Burada x_e , v_e , i_e ve e_e sırasıyla dengeleme konumunda konum, hız, akım ve gerilim değerleridir.

Yay kuvveti ile mıknatıs çekim kuvvetinin birbirine eşitlendiğinde ortaya çıkan dengeleme konumunda, doğrusallaştırılmış durum uzayı eşitliklerinden (3.59 ve 3.60) yola çıkarak konum ve akım çıkışına karşılık gelen transfer fonksiyonlarının aşağıdaki şekilde ifade edilebileceği gösterilmiştir (Peterson 2005).

$$\frac{X(s)}{E(s)} = \frac{1}{m} \frac{\sqrt{\frac{K}{K_y} \left(\frac{x_h}{2} - x_e \right)}}{s^3 + a_2 s^2 + a_1 s + a_0} \quad (3.61)$$

$$\frac{I(s)}{E(s)} = \frac{x_t + x_e}{2K_y} \frac{\left(s^2 + \frac{b}{m} s + \frac{K}{m} \left(1 - \frac{K(x_h - 2x_e)}{x_t + x_e} \right) \right)}{s^3 + a_2 s^2 + a_1 s + a_0}$$

$$a_2 = \frac{b}{m} + \frac{R(x_t + x_e)}{2K_y}$$

$$a_1 = \frac{bR(x_t + x_e)}{2K_y m} + \frac{K}{m} \quad (3.62)$$

$$a_0 = \frac{RK}{2K_y m} (-x_h + x_t + 3x_e)$$

(3.62) nolu eşitlikte a_0 parametresinden görüldüğü gibi dengeleme konumu belli bir değeri aştığında sistem kararsızlığa geçer. a_0 parametresinde tutma aralığı mesafesi, x_t hareket mesafesine göre çok küçük olduğundan ihmal edilebilir ve kararsız bölge yaklaşık olarak aşağıdaki şekilde tanımlanabilir.

$$x_e < \frac{x_h}{3} \quad (2.63)$$

Bu ifadeden görüldüğü gibi toplam hareket mesafesinin üçte birinden daha küçük tüm hava aralığı mesafelerinde kararsızlık problemi ortaya çıkmaktadır.

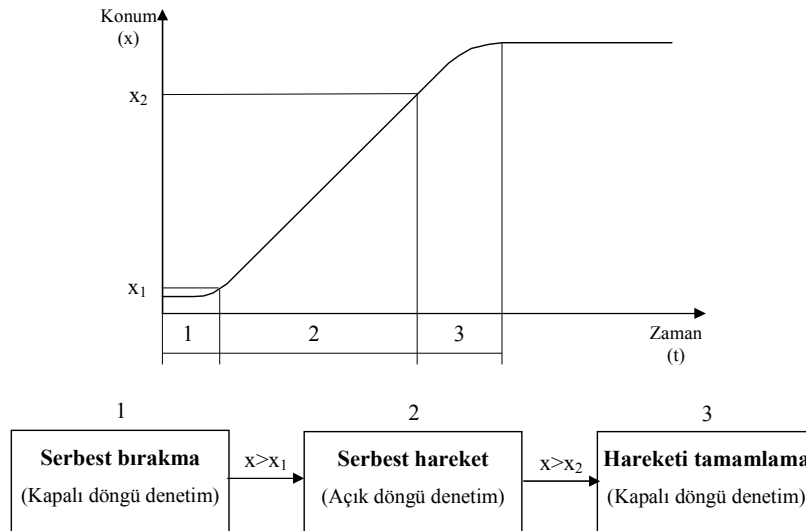
Elektromekanik supap mekanizmalarında ortaya çıkan yakın bölge kararsızlığını gidermek ve yüksek oturma hızlarını en asgari düzeye indirmek için çeşitli çalışmalarda (Butzmann 2000, Montarani 2003, Tai 2003, Peterson 2005) geri beslemeli denetim önerilmektedir.

Yürütülen çeşitli çalışmalarda (Montarani 2003, Peterson 2005) elektromekanik supap mekanizmasında üç aşamalı bir denetim planı önerilmektedir. Bunlar; hareketli

elemanın serbest bırakılması, serbest hareketi ve hareketini tamamlama aşamaları olarak tanımlanmaktadır (Şekil 3.37).

Tutma aralığı mesafesinde kesime sokulan mıknatıs devresinin indüktansı hareket başlama anındaki mıknatısın indüktansına göre çok daha yüksektir (bkz. 3.13 nolu eşitlik). Bu da sistemin elektriksel gecikme zamanını yükseltir ve kesime sokulan bobinde akımın dolayısıyla da mıknatıs akısının düşüşünü geciktirir. Bu gecikmeyi önlemenin bir yolu geri beslemeli denetim uygulayarak kesime sokulan mıknatıs devresi bobinine supabın harekete başlamasına kadar olan sürede ters gerilim uygulanmasıdır (Montarani 2003, Peterson 2005, Wang 2002). Daha sonra supabın harekete başlaması ile geri beslemeli denetim devre dışı bırakılır.

Supabın serbest hareketi aşamasında ilettime sokulan mıknatıs devresine giriş gerilimi uygulanarak yeterli bir mıknatıs çekim kuvvetinin oluşması sağlanır. Burada farklı stratejiler izlenerek supap belli bir konuma ulaştıktan sonra mıknatıs devresine gerilim uygulanabileceği gibi bir mıknatıs devresi kesime sokulurken diğeri de ilettime sokulabilir. Supap belli bir konuma ulaştıktan sonra yeterli çekim kuvvetinin oluşabilmesi için bobine aşırı yüksek genlikli bir giriş gerilimi uygulanabilir (bkz. Bölüm 4.2.3.7, Şekil 4.12). Bunun sonucu olarak supabın hareketindeki zaman gecikmesi en aza indirilmiş olacaktır.



Şekil 3.37. Denetim aşamaları (Montarani 2003)

Supabın hareketini tamamlama safhasında ise mıknatıs devresine yakın mesafede kararlılığı sağlamak ve oturma hızını en aza indirmek için geri beslemeli bir denetim uygulaması önerilmektedir (Montarani 2003, Peterson 2005).

Elektromekanik supap mekanizmaları için bugüne kadar yürütülen çalışmalar daha çok supabın oturma hızını azaltmaya yöneliktir. Açık döngü denetim teorik olarak yakın bölge kararlılığını ve oturma hızını iyileştirmek için yeterli gözükse de pratik uygulamalarda bir takım zorlukların ortaya çıktığı ve sisteme etki eden bozucu girişler ve modelleme hataları nedeniyle açık döngü denetimin tek başına yeterli olmadığı ortaya çıkmakta ve gürbüz bir denetim için kapalı döngü denetim yöntemleri önerilmektedir (Peterson 2005).

Kapalı döngü denetimde ise çeşitli geri besleme algılayıcılarına ihtiyaç duyulur. Elektromekanik supap mekanizmasının bir otomotiv motoru için tasarlandığı göz önünde bulundurulduğunda bu algılayıcıların sayısı fiyat ve yerleşim açısından sınırlı tutulmak zorundadır. Bu yüzden problemin basit ve ucuz bir çözümü elektronik güç devreleri tranzistör çıkışına yerleştirilebilen basit bir algılama direncinin kullanılmasıdır. Bu şekilde algılama direnci üzerinden akım değişiminin ölçümü yoluyla konum ve hızın kestirimi alınarak hareketli elemanın geri beslemeli denetimi yapılmaya çalışılır. Butzmann ve ark. (2000) ve Eyabi (2003), sadece akım denetimi ile oturma hızını efektif olarak azaltmışlardır. Peterson (2005) ise yaptığı doktora tez çalışmasında tek başına akım denetiminin yetersiz olacağını, bu yüzden de supap konumunun algılanabilmesi için konum geri beslemesinin de gerekli olduğunu belirtmiştir. Konum ve akım geri beslemesi yerine konum ve mıknatıs akısı geri beslemesinin daha uygun olduğunu tespit etmiş ve buna bağlı olarak sistemin denetiminde çeşitli denetim yordamları kullanmıştır. Mıknatıs akısını ölçmek için ayrı bir algılayıcı kullanmak yerine konum ve akım geri beslemesi ile akı kestirimi yapmıştır. Hareketli eleman hızının kestirimi için ise doğrusal olmayan bir gözlemci kullanmıştır. Peterson ve ark. (2002), yaptıkları bir çalışmada oturma hızını azaltmak için doğrusal, doğrusal olmayan ve çevrimden çevrime kendi kendini ayarlayan (cycle to cycle self tuning control) uç değer araştırma denetleyicisi (extremum seeking control) tasarlamışlardır. Oturma hızını doğrusal ve doğrusal olmayan denetleyicide 0.16 m/s ve uç değer denetleyicisinde 0.08 m/s' ye kadar düşürmüşlerdir. Yaptıkları başka bir çalışmada (Hoffmann ve ark. 2003), bir önceki zaman çevrimindeki hata sinyaline bağlı

olarak denetim sinyali üreten yinelemeli öğrenmeli denetleyici (iterative learning control) kullanmışlar ve 3.8 ms' lik açma/kapama süresinde oturma hızını 0.04 m/s olarak gerçekleştirmişlerdir.

Tai ve ark (2001, 2002, 2003) akım ve konum geri beslemeli denetim işlemini iki adımda gerçekleştirmişlerdir. Sistemi kararlı çalıştırmak için döngü içi geri beslemeli denetim ve sistemin performansını iyileştirmek için kapalı döngü sisteme dışarıdan ilave edilen tekrarlamalı öğrenmeli denetim (repetitive learning control) kullanmışlardır. Döngü içindeki denetleyiciyi değiştirmek suretiyle oturma hızını iyileştirmişlerdir. Döngü içinde PD denetleyicinin kullanılması ile oturma hızını 10 ms' lik hareket süresinde 0.05 m/s' ye, H_∞ döngü biçimlendirme yöntemi (H_∞ loop shaping method) ile daha kısa sürede 0.057 m/s' ye, LQ optimum denetimde (linear quadratic optimal control) 0.093 m/s' ye ve LQR düzenleyici denetimde (linear quadratic regulator feedback control) 0.061 m/s' ye düşürmüşlerdir.

Kawabe (2002) akım geri beslemesi ile mıknatıs kuvvetini artırıp azaltmak suretiyle oturma hızını denetlemiş ve bunun için kayan kip denetimin (sliding model control) değiştirilmiş şeklini kullanmıştır. Wang ve ark (2002) konum geri beslemesi ile oturma hızını 0.16 m/s' ye düşürmüşlerdir. Xiang (2002) ise akımın anahtarlanmasını temel alan bir denetim stratejisi gerçekleştirmiş ve oturma hızını 0.05 m/s' ye kadar düşürmüştür. Haskara ve ark. (2003), oturma hızını azaltmak için konum ve hız geri beslemeli doğrusal olmayan çıkış izleyicili bir denetleyici (nonlinear output-tracking controller) tasarlamışlardır. Eyabi (2003), kayan kip denetim metodolojisi ile oturma hızını 0.04 m/s' ye kadar düşürmüştür. Montarani ve ark. (2004), akı ve konum geri beslemeli referans yörünge izleyicili geri beslemeli bir denetleyici tasarlamışlar ve mıknatıs akısını yardımcı bobinler ile ölçmüşlerdir.

Bu çalışmada yukarıdaki çalışmaların ışığı altında prototip sistemin denetimine açıklık getirmek amacıyla elektromekanik supap mekanizmasının açık döngü ve kapalı döngü denetimi öncelikle teorik olarak araştırılmıştır. Açık döngü denetimde hareketin son aşamasında mıknatıs devresi bobinine pozitif ve negatif değerli çeşitli türdeki sinyaller gönderilerek oturma hızı azaltılmaya çalışılmıştır. Kapalı döngü denetimde ise referans bir yörünge tanımlanmış ve bu referans yörünge ile çıkış konumu arasındaki hata sinyali ve kararsızlık durumuna geçme durumu göz önünde bulundurularak P, PD denetim yordamları ve DGM tekniği ile oturma hızı belli oranda azaltılmıştır. Denetim

3.13. Deney Düzenekleri

Bu çalışmada yer alan deneyler Uludağ Üniversitesi Mühendislik–Mimarlık Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü, Otomatik Kontrol Laboratuvarı’ nda kurulan deney düzeneklerinde yürütülmüştür.

Kurulan deney düzenekleri elektromekanik supap mekanizmasının statik ve dinamik deney düzeneği olmak üzere iki kısımda incelenmiştir.

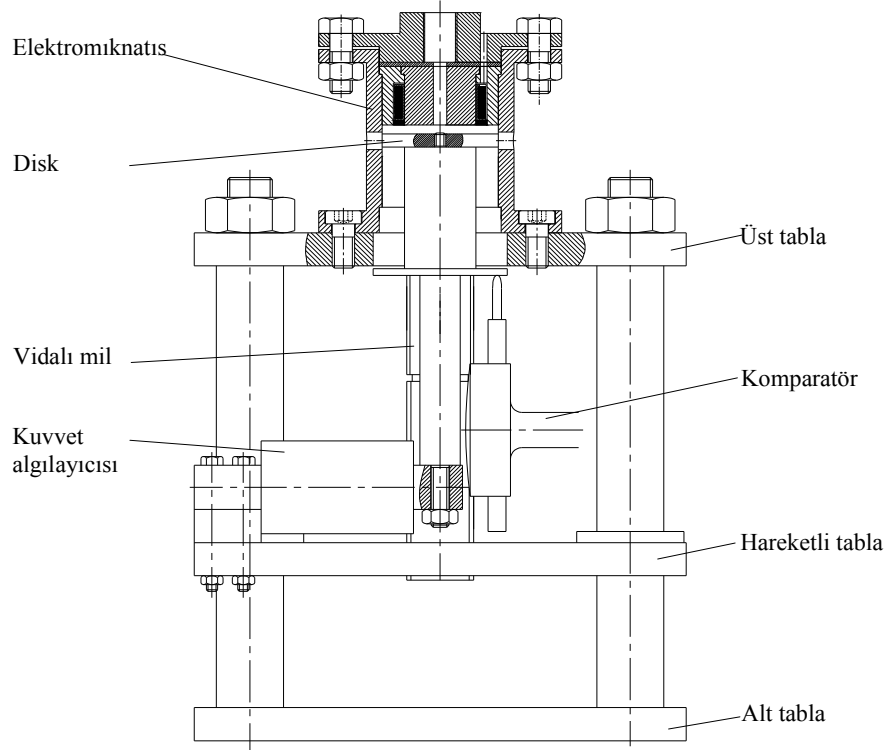
3.13.1. Statik Deney Düzeneği

Statik karakteristiklerin elde edilebilmesi için tasarlanan ve imalatı gerçekleştirilen statik test düzeneği mıknatıs kuvvetini ölçen bir adet kuvvet algılayıcısı, diskin hareket mesafesini ölçmek için kullanılan bir adet komparatör, diskin hareketini sağlayan mekanik bir sistem ve sürücü devrelerden meydana gelir.

Mekanik sistem alt, orta ve üst olmak üzere üç adet tabla, bir adet hareket vidası ve iki adet vida yatağı, dört adet kılavuz ve kılavuz yatağı, bir adet çevirme kolu ve bağlantı elemanlarından meydana gelir (Şekil 3.41). Alt ve üst tabla hareketsiz orta tabla ise hareketlidir. Orta tabla hareket vidası ve çevirme kolu yardımıyla hareket ettirilir. Hareket vidasının her iki tarafına ters yönde ve farklı adımlarda diş açılmıştır. Vidaların adımı bir tarafta 1.5 mm, diğer tarafta 2 mm’ dir. Hareket vidasına bağlı çevirme kolu bir tur çevrildiğinde orta tabla ve tablaya bağlı olan hareketli eleman 0.5 mm hareket etmektedir.

Kuvvet algılayıcısı iki adet civata yardımıyla orta tablaya, komparatör ise bağlı olduğu mıknatıs yardımıyla üst tablaya bağlanır.

Mıknatıs devresi elektromekanik supap mekanizmasının gövde ve kapak elemanları ve civatalar yardımıyla üst tablaya oturtulur. Ölçümler sırasında mıknatıs devresinin konumu sabittir. Hava aralığı mesafesi kuvvet algılayıcısına bir ara parça yardımıyla bağlanan hareketli elemanın hareketi ile ayarlanır. Hareket mesafesi kullanılan ara parça üzerinden komparatör ile ölçülür.



Şekil 3.41. Statik deney düzeneği

Disk belli bir hava aralığı mesafesinde ayarlandıktan sonra tasarımı ve imalatı gerçekleştirilen Ek 4' te verilen DGM devresi ve Bölüm 3.14.2.1' de açıklanan akım sürücü devre yardımıyla bobin akımı sabit bir değerde ayarlanır. Mıknatıs devresine farklı değerlerde akım uygulanarak mıknatıs devresinde oluşan mıknatıs çekim kuvveti kuvvet algılayıcısına bağlı göstergeden okunur ve okunan değerler kaydedilir. Hava aralığı mesafesi değiştirilerek aynı deneyler tekrarlanır.

3.13.2. Dinamik Deney Düzeneği

Elektromekanik supap mekanizmasının dinamik davranışının kestirimi için tasarlanan deney düzeneği güç kaynağı, sürücü devreler, veri toplama kartı (bilgisayar) ve elektromekanik supap mekanizmalarından meydana gelmektedir (Şekil 3.42). Sistemde veri toplama kartı olarak dSPACE-DS1103 denetim kartı ve güç kaynağı olarak seri bağlı dört adet akü kullanılarak 55 V' luk besleme gerilimi elde edilmiştir.

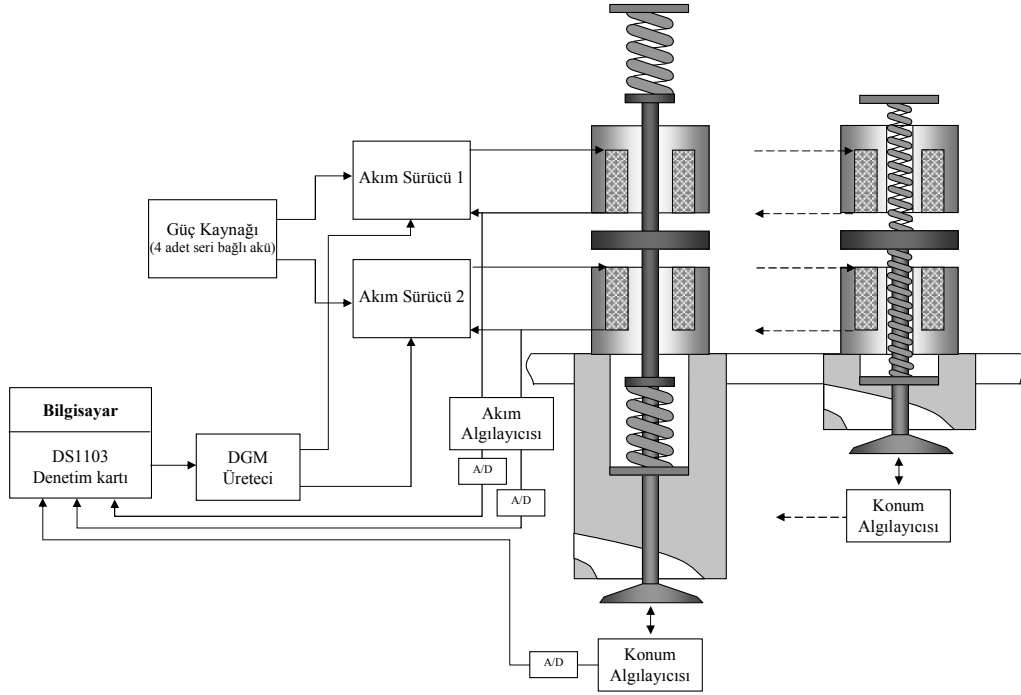
Tasarımı ve imalatı yapılan elektromekanik supap mekanizmalarının çalıştırılması ve test edilmesi için ilave bazı donanımlar gerekmiştir. Bu donanımların

bir kısmı mekanik bir kısmı da elektronik elemanlardan meydana gelmektedir. Bu şekilde çalıştırılan ve test edilen sistem ise tümleşik bir mekatronik sistemi oluşturmaktadır. Bu sistemin de mekanik donanımları yanında büyük oranda elektronik donanımlara ihtiyacı vardır. Bu donanımların hazır olarak piyasadan temin edilmesi oldukça güçtür. Ayrıca hazır donanımların karakteristiklerinin belirlenmesinde zorluklar vardır. Bu nedenlerle bu donanımların tasarımı ve prototip imalatları çalışmanın bir parçası olarak gerçekleştirilmiştir.

Elektronik donanım olarak elektromekanik supap mekanizmasının yüksek akımlarla sürülmesinde kullanılan güç kuvvetlendiricisi olarak da bilinen iki adet akım sürücü devre ve iki adet konum algılayıcısı tasarlanmış ve imalatı gerçekleştirilmiştir.

3.13.2.1. Elektronik Akım Sürücü Devre

Elektromekanik supap mekanizması bobinleri denetim kartından çıkan düşük güçlü gerilim sinyali ile doğrudan sürülemeyeceği için gerilim sinyalini akım sinyaline dönüştüren bir elektronik akım sürücü devreye gerek vardır. Bu amaç için Şekil 3.43' te verilen devre tasarlanmış ve kurulmuştur (Topçu 2005).



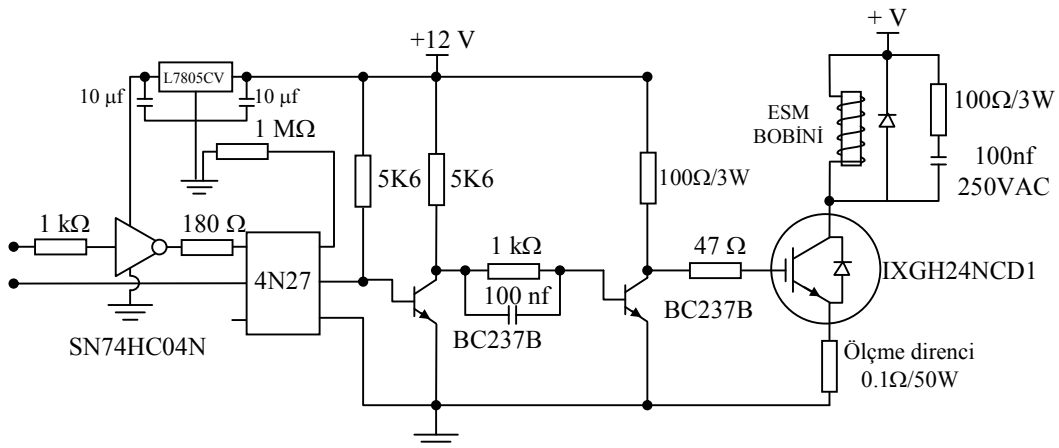
Şekil 3.42. Dinamik deney düzeneği

Bobinleri yüksek akım ile sürmek için kullanılan elektronik sürücü devrenin temel elemanı transistor olup bu da BJT, MOSFET yada IGBT tipinde olabilir. Akım sürücü devrede ters gerilim ve akım değişimlerine karşı iyi bir şekilde yalıtılmış ve DGM tekniği ile sürülmeye uygun olan IGBT tipi tranzistor seçimi uygun bulunmuştur. Bu eleman bir kapı görevi görmektedir. IGBT girişine uygulanan sinyal 5 V olduğunda IGBT açılmakta ve besleme gerilimine bağlı olarak bobinden akım geçmektedir.

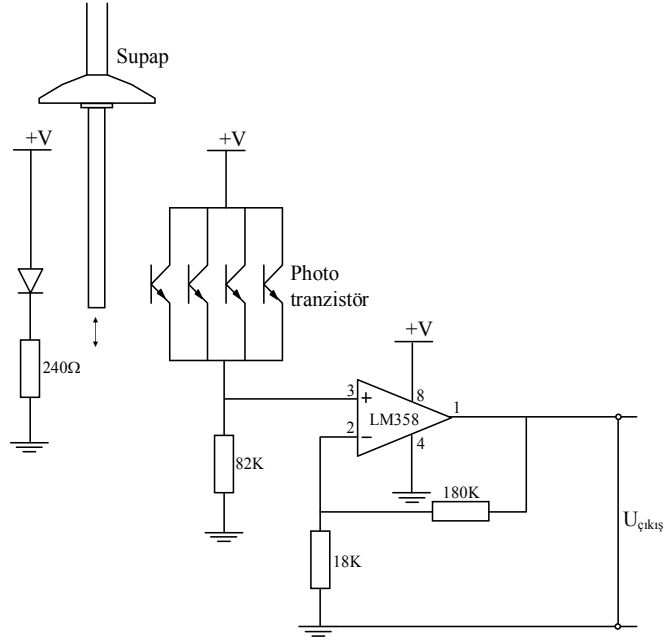
Şekil 3.43' ten görüldüğü gibi akım sürücü devrede IGBT tipi tranzistöre ilaveten opto-yalıtıcı (optocouple) ve tampon (buffer) gibi ilave elemanlar yer almaktadır. Bunlar bobinde oluşan ani akım değişimlerine karşı denetim kartının korunması için kullanılırken, BJT tipi tranzistörler de IGBT tipi transistörü sürmek için kullanılmıştır. Ayrıca devredeki 0.1Ω ' luk ölçme direnci ile bobinden geçen akım değeri ölçülmektedir.

3.13.2.2. Konum Algılayıcısı

Supapların konumunu algılayabilmek için basit yapılı bir konum algılayıcısı tasarlanmış ve imalatı gerçekleştirilmiştir. Şekil 3.44' te gösterildiği gibi konum algılayıcısı bir adet led (light emitting diode), dört adet photo-tranzistör, bir adet gerilim yükseltici ve çeşitli büyüklükteki dirençlerden oluşmaktadır.



Şekil 3.43. Akım sürücü devre şeması



Şekil 3.44. Konum algılayıcısı elektronik devresi

Algılayıcının doğrusal ölçme aralığı yaklaşık olarak 10 mm' dir. Supap hareketini algılama yüzeyleri arasında aktarmak için kütlesi ihmal edilebilecek mertebelerde (toplam hareketli kütlelerin %0.6-0.8'i), supap yüzeyine dik konumda bağlı içi boş bir çubuk kullanılmıştır. Bu düzenleme ile supaba bağlı olan çubuğun algılama yüzeyleri arasındaki hareket miktarı ile doğru orantılı bir gerilim değişimi oluşumu sağlanmıştır. Gerilim değerlerinin maksimum ve minimum değerleri arasındaki değişim aralığı supabın hareket miktarını, dolayısıyla da supabın açma-kapama süresinin belirlenmesini sağlar. Bu şekilde basit bir sürtünmesiz ve temassız konum algılama yoluyla supabın açma ve kapama sürelerinin belirlenmesi mümkün olmaktadır.

4. ARAŞTIRMA SONUÇLARI VE TARTIŞMA

4.1. Giriş

Bu çalışmada iki tür mıknatıs devresi ele alınarak üç farklı yapıda elektromekanik supap mekanizması modeli tasarlanmış ve tasarlanan modeller için bilgisayar çözümleri yapılarak uygulanabilir olanlar araştırılmıştır. Uygun olan modeller için prototip imalatı yapılmış ve kurulan deney düzenekleri üzerinde deneysel çalışmalar yürütülmüştür.

Bu bölümde tasarımı ve imalatı yapılan elektromekanik supap mekanizması modelleri ile ilgili teorik ve deneysel çalışmaların sonuçları verilmiş ve tartışılmıştır.

4.2. Benzetim Sonuçları

Elektromekanik supap mekanizmasının statik karakteristikleri, mıknatıs devresi için belli bir hava aralığına karşılık magnetomotor kuvveti-mıknatıs akısı yoğunluğu değişimi ve akıma bağlı olarak kuvvet-yer değiştirme karakteristikleri şeklinde elde edilmiştir. Dinamik karakteristikler için ise mıknatıs devresinin akım, konum ve kuvvet değişimleri zamana bağlı olarak incelenmiş ve tasarım parametrelerinin sistemin dinamik davranışı üzerindeki etkisi araştırılmıştır.

4.2.1. Elektromekanik Supap Mekanizmasının Statik Benzetim Sonuçları

Hareketli eleman yer değiştirmelerine ve uyarı akımlarına karşılık gelen mıknatıs kuvvetlerinin tam değerlerinin bulunabilmesi için mıknatıssal sızıntıyı ve doymayı hesaba katan hava aralığındaki mıknatıs akısı yoğunluğu değerleriyle mıknatıssal çekirdek içindeki akı dağılımının elde edilmesi gerekir. Mıknatıs devresi içindeki mıknatıs yolunun boyutlarına ve biçimine bağlı olan geçirgenlik formülleri yer değiştirmenin bir fonksiyonu olarak verilir. Mıknatıs devrelerinin yapısı karmaşık olduğundan sözü geçen formüller yardımıyla çeşitli yer değiştirmelere ve akımlara karşılık gelen mıknatıs akısı yoğunluğu ve kuvvet eğrileri bilgisayar programı yardımıyla elde edilebilir. Bunun için **MATLAB**' ta hazırlanan ve Ek 5' te algoritması verilen programdan yararlanılmıştır.

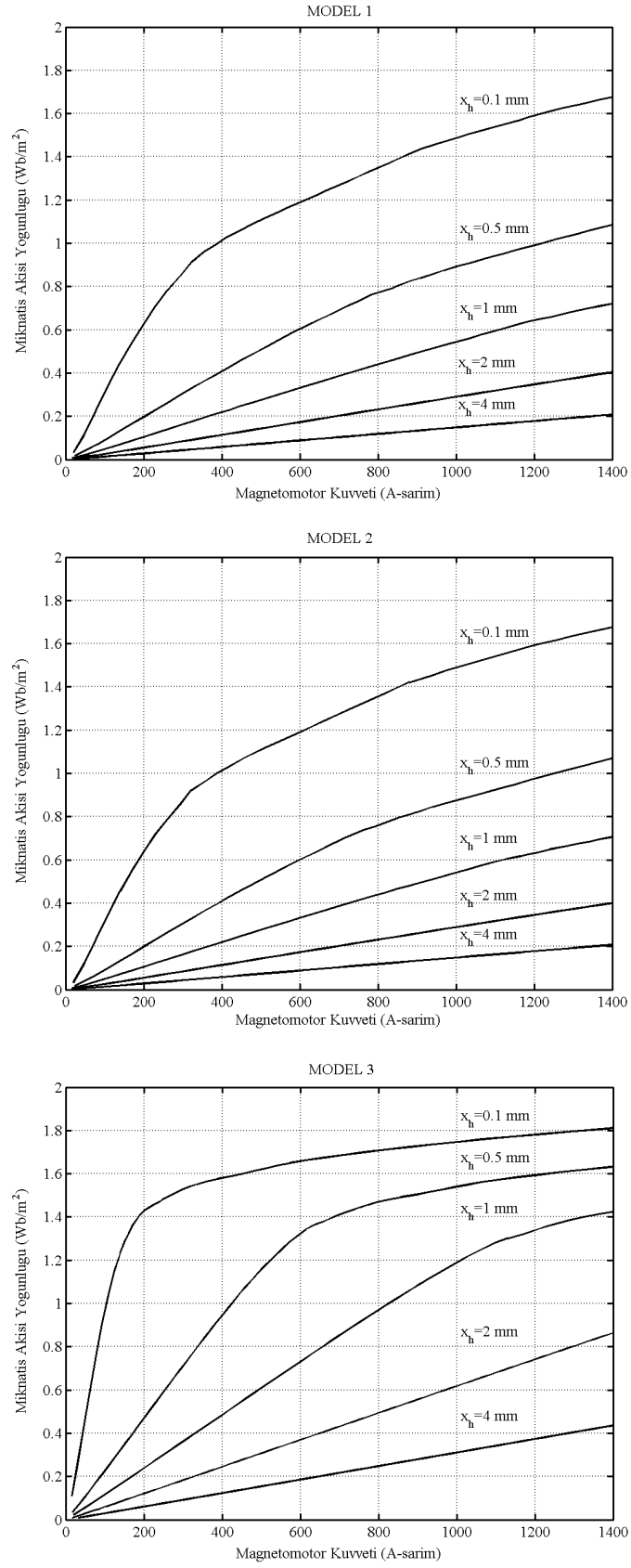
Ele alınan modellerde mıknatıs devresinin hangi değerlerde doymaya başladığını tespit etmek için uygulanan akım veya magnetomotor kuvvetine karşılık belirli hava aralıklarında mıknatıs akısı yoğunluğu değişimleri elde edilmiştir (Şekil 4.1).

Şekil 4.1' den görüldüğü gibi ele alınan üç modelde de yaklaşık 0.5 mm ve daha küçük hava aralığı mesafelerinde mıknatıs doyması oluşmaktadır. Bu durumda mıknatıslanma eğrileri belli bir büküm noktasına kadar belli bir eğimle doğrusal olarak değişmekte ve bu noktadan sonra eğrilerin eğimi azalmaktadır. 2 mm ve daha büyük hava aralığı mesafelerinde ise magnetomotor kuvveti ile mıknatıs akısı yoğunluğu arasında doğrusal bir bağıntı olduğu görülmektedir. Model 1 ve 2' de disk tipi mıknatıs devresi kullanılması nedeniyle mıknatıslanma eğrileri birbirine çok yakın çıkmasına karşılık Model 3' te biraz farklılık göstermektedir. Model 3' te mıknatıslanma eğrileri Model 1 ve 2' ye göre daha hızlı yükselmekte ve daha yüksek mıknatıs akısı yoğunluğu değerlerine ulaşmakta ve bununla birlikte daha küçük magnetomotor kuvveti değerlerinde mıknatıs doyması oluşmaktadır.

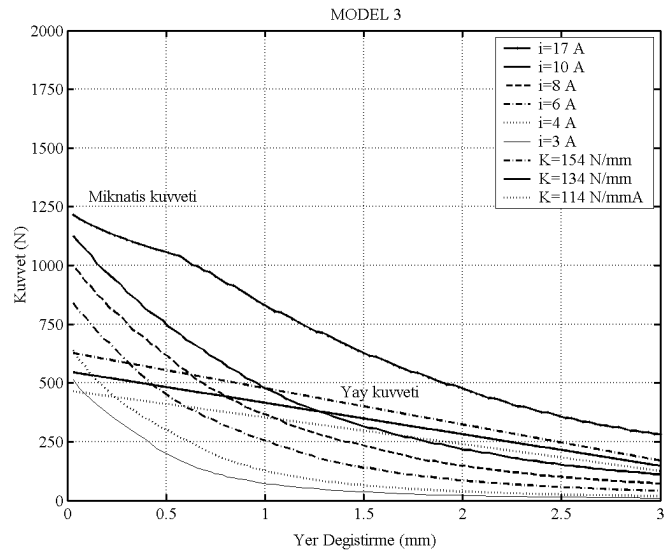
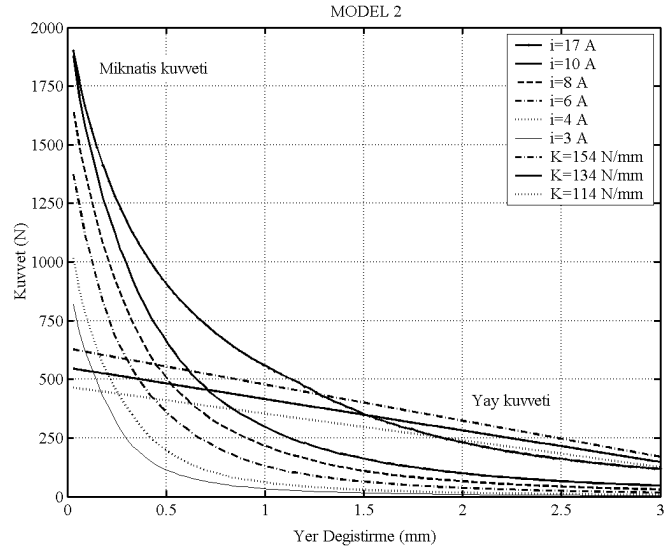
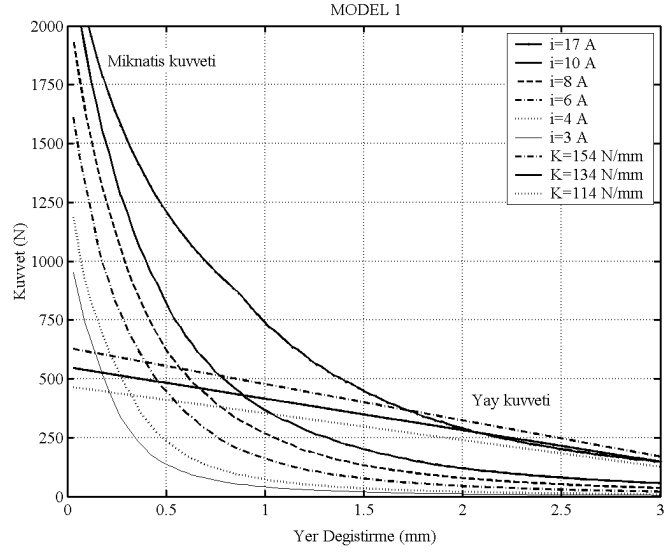
Şekil 4.2' de üç model için mıknatıs devresinin çeşitli akım değerlerine karşılık gelen kuvvet–yer değiştirme eğrileri benzetim sonuçları verilmiştir. Şekilden de görüldüğü gibi eğrilerin yapısı yaklaşık hiperbolik olup yakın mesafelerde çok yüksek çekim kuvvetleri oluşmasına karşılık görece uzun mesafelerde çekim kuvvetlerinde hızlı bir azalma gözlenmektedir.

Üç model karşılaştırıldığında, yakın mesafelerde Model 1 ve 2' de daha yüksek mıknatıs çekim kuvveti, buna karşılık uzak mesafelerde ise Model 3' te daha yüksek mıknatıs çekim kuvveti olduğu görülür. Bu durum mıknatıs devrelerinin geometrisine bağlı karakteristik yapılarının bir sonucudur. Ayrıca karşı yay kuvvetini yenmek için gerekli mıknatıs kuvvetinin belirlenmesi açısından yay kuvvetinin karakteristik eğrisi de Şekil 4.2' de gösterilmiştir. Şekilden görüldüğü gibi özellikle yakın mesafelerde mıknatıs kuvveti ve yay kuvveti arasındaki net kuvvet Model 1 ve 2' de Model 3' e göre daha büyüktür.

Şekil 4.2' deki statik kuvvet-yer değiştirme eğrilerinden görüldüğü gibi mıknatıs çekim kuvveti ancak belli bir mesafeden sonra yay kuvvetini yenebilmektedir. Bu noktaya kadar hareket yayların kütle üzerinde kazandırmış olduğu kinetik enerji yardımıyla sürdürülmektedir.



Şekil 4.1. Mıknatis akısı yoğunluğu – magnetomotor kuvveti değişimi



Şekil 4.2. Kuvvet – yer değıştirme karakteristik eğrileri

Şekil 4.2' den görüldüğü gibi mıknatıs kuvvetinin yay kuvvetini yendiği noktadan itibaren mıknatıs kuvveti çok hızlı yükselmektedir. Bu da hareketli eleman üzerine etki eden net kuvvetin hızlı bir şekilde yükselmesine ve hareketli elemanın ani olarak ivmelenmesine neden olmaktadır.

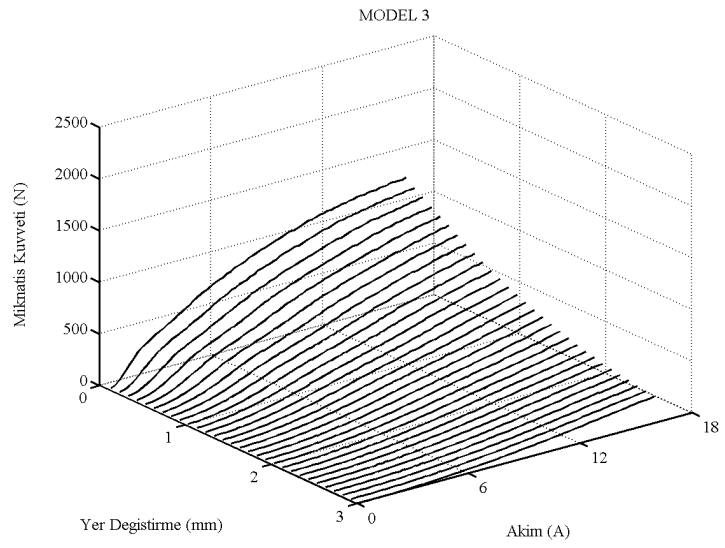
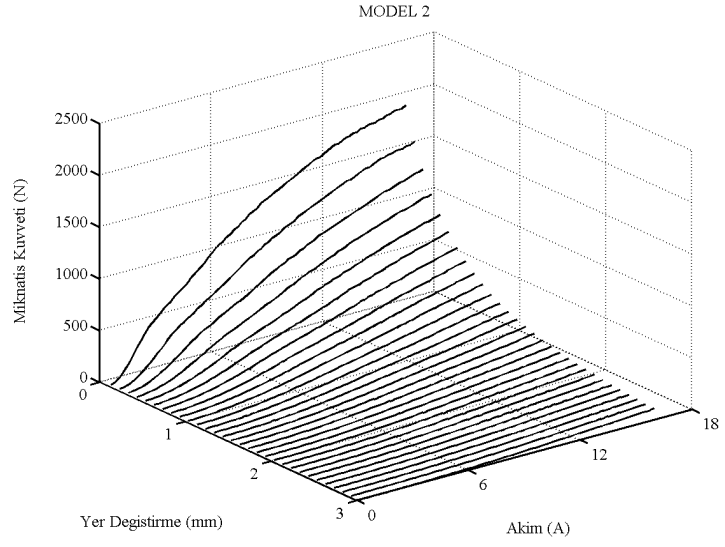
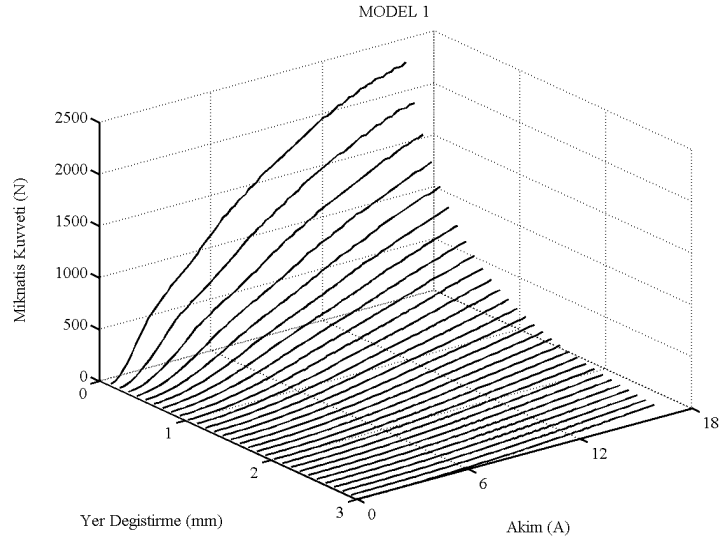
Mıknatıs devrelerinin karakteristik yapısı sonucu yakın mesafelerde çok yüksek mıknatıs çekim kuvveti sağlandığından hareket tamamlandıktan sonra çok daha küçük akım değerlerinde (≈ 3 A) karşı yay kuvvetini yenmek mümkündür. Bu mesafede mıknatıs kuvveti hareketli elemanı yay kuvvetine karşı tutmak için kullanıldığından bu mesafe tutma aralığı mesafesi olarak adlandırılır (≈ 0.1 mm). Pratikte hareketli elemanın mıknatıs devresine bu mesafeden daha fazla yaklaşması önlenir. Buna göre harekete başlama anında toplam hava aralığı mesafesi hareket mesafesi ile tutma aralığı mesafesinin toplamına eşittir. Harekete başlama anında uyarı akımının yüksek tutulması ile akımın ve mıknatıs kuvvetinin hızlı olarak yükselmesi sağlanabilir. Hareket tamamlandıktan sonra bobin akımı iki kademeli giriş sinyali yardımıyla daha düşük seviyelere indirilerek yakın mesafelerde gerekli tutma kuvveti elde edilir.

Şekil 4.3' te ise akım ve yer değiştirme mesafesine bağlı olarak mıknatıs kuvveti değişimi verilmiştir. Bu şekilden görüldüğü gibi küçük yer değiştirmelerde ve büyük akımlarda çok yüksek mıknatıs çekim kuvveti elde edilirken yer değiştirmenin artması ve akımın azalması ile mıknatıs kuvveti çok hızlı düşmektedir. Bu şekil yardımı ile akım ve yer değiştirmenin mıknatıs kuvveti üzerindeki etkisi birlikte değerlendirilerek optimum çalışma şartları tespit edilebilir.

4.2.2. Elektromekanik Supap Mekanizmasının Dinamik Benzetim Sonuçları

Elektromekanik supap mekanizmasının dinamik karakteristikleri elektrik, mıknatıs ve mekanik alt sistemlerine ait Bölüm 3.4 ve 3.7' de verilen (3.9), (3.26)-(3.29) ve (3.54) nolu eşitliklerin kullanılmasıyla hazırlanan Simulink modeli ile elde edilmiştir.

Sistemin dinamik karakteristikleri mıknatıs devresine uygulanan belli bir giriş gerilimine bağlı olarak hareketli eleman konumunun, hızının, akımın ve mıknatıs kuvvetinin zamana göre değişimi ile belirlenmiştir.



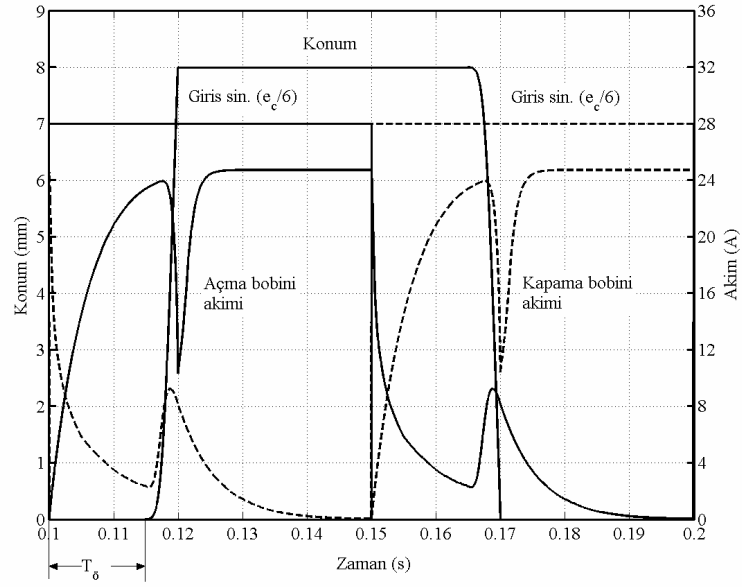
Şekil 4.3. Kuvvet – yer değiştirme – akım karakteristik eğrileri

Elektromekanik supap mekanizmasının dinamik davranışını pek çok parametrenin yanında kesime sokulan mıknatıs devresindeki tutma akımı da etkiler. İletimden kesilen mıknatıs devresinde akım düşüşü ansal olmayıp belli bir zaman gecikmesine bağlıdır. Hareket başlangıcında karşı mıknatıs devresinde akım sıfırlanmadığı taktirde yay kuvveti, kalıntı mıknatıs kuvveti ve diğer karşı kuvvetleri yenene kadar supap harekete başlayamaz. Bu nedenle iletimden kesilen bobindeki kalıntı mıknatıs kuvveti hareketi geciktirici yönde etki ederek sistemde ölü zaman gecikmesine (T_0) neden olur. Ölü zaman gecikmesi mıknatıs devresinin kesime sokulma anındaki bobin akımı ile artar. Bu durumda supabın toplam hareket zamanı ölü zaman ile hareket zamanının toplamına eşittir.

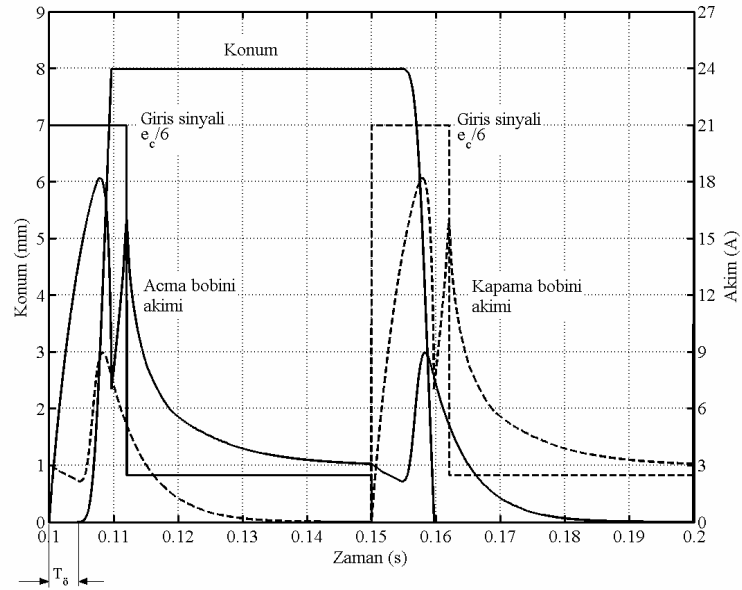
Pratikte solenoidle çalışan sistemlerde ölü zaman gecikmesini azaltmak ve cevap hızını yükseltmek için mıknatıs devresi bobinine iki kademeli sinyal uygulanır. Bu uygulamada da supabın hareket süresi boyunca ilgili bobine aşırı yüksek bir giriş sinyali uygulanmış, hareket tamamlandıktan sonra ise giriş sinyali yay kuvvetine karşı supabı tutabilecek seviyeye düşürülmüştür. Bu şekilde supabın cevap süresi kısılırken diğer taraftan da elektrik enerjisinden tasarruf sağlanması hedeflenmiştir.

Şekil 4.4' te Model 1 için tek kademeli giriş sinyali ile elde edilen dinamik davranış eğrileri gösterilmiştir. Benzetim sonuçlarından görüldüğü gibi iletimden kesilen mıknatıs devresinde akım nihai değerine ulaştıktan sonra (≈ 24.7 A) gerilim sıfırlandığında supabın toplam hareket zamanı 19.7 ms ve ölü zaman gecikmesi 15 ms' dir. Buna karşılık bobine Şekil 4.5' teki gibi iki kademeli giriş sinyali uygulanırsa supabın toplam hareket zamanı 9.6 ms ve ölü zaman gecikmesi 4.7 ms' ye düşmektedir. Buna göre ölü zaman gecikmesi birinci durumda toplam hareket zamanının % 76' sı iken ikinci durumda % 49' udur.

Şekil 4.6' da ise normal çalışma koşullarında supabın hareketini tamamlama anındaki kuvvet değişimleri gösterilmiştir. Bu şekilden görüldüğü gibi mıknatıs kuvveti hareketin son aşamasında (≈ 1 mm' lik mesafede) yay kuvvetini yenerek hızlı bir şekilde yükselmektedir. Bu da hareketin tamamlanması anında hızın sıfır olmadığını ve supabın kapanmasının belli bir hızla çarpma biçiminde olduğunu gösterir.

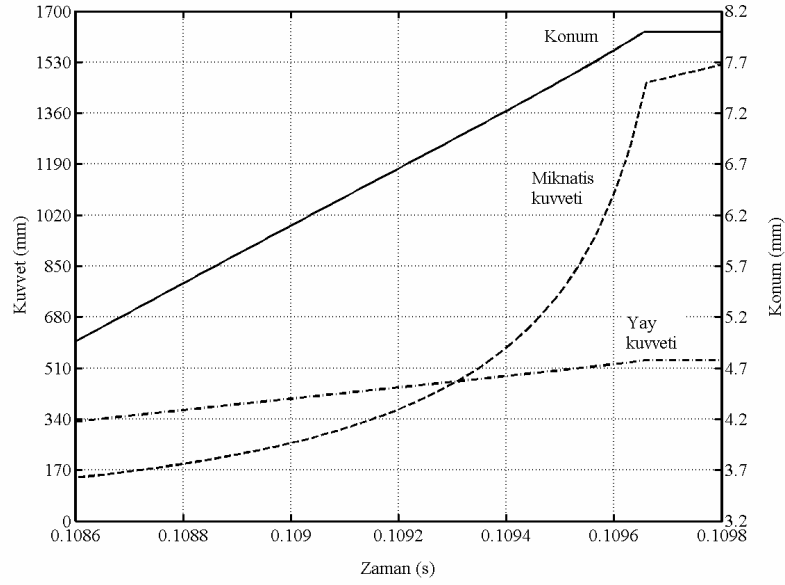


Şekil 4.4. Bobine tek kademeli sinyal uygulanması



Şekil 4.5. Bobine iki kademeli sinyal uygulanması

Ele alınan üç model için elektromekanik supap mekanizmasının dinamik benzetim sonuçları Şekil 4.7' de verilmiştir. Bu eğrilerde tutma akımının geciktirici etkisi, silindir içi basıncı, bobinin ısınmasıyla oluşan direnç değişimi ve sürtünme etkisi göz ardı edilerek ideal şartlar için sistemin uygulanabilirliği araştırılmıştır.

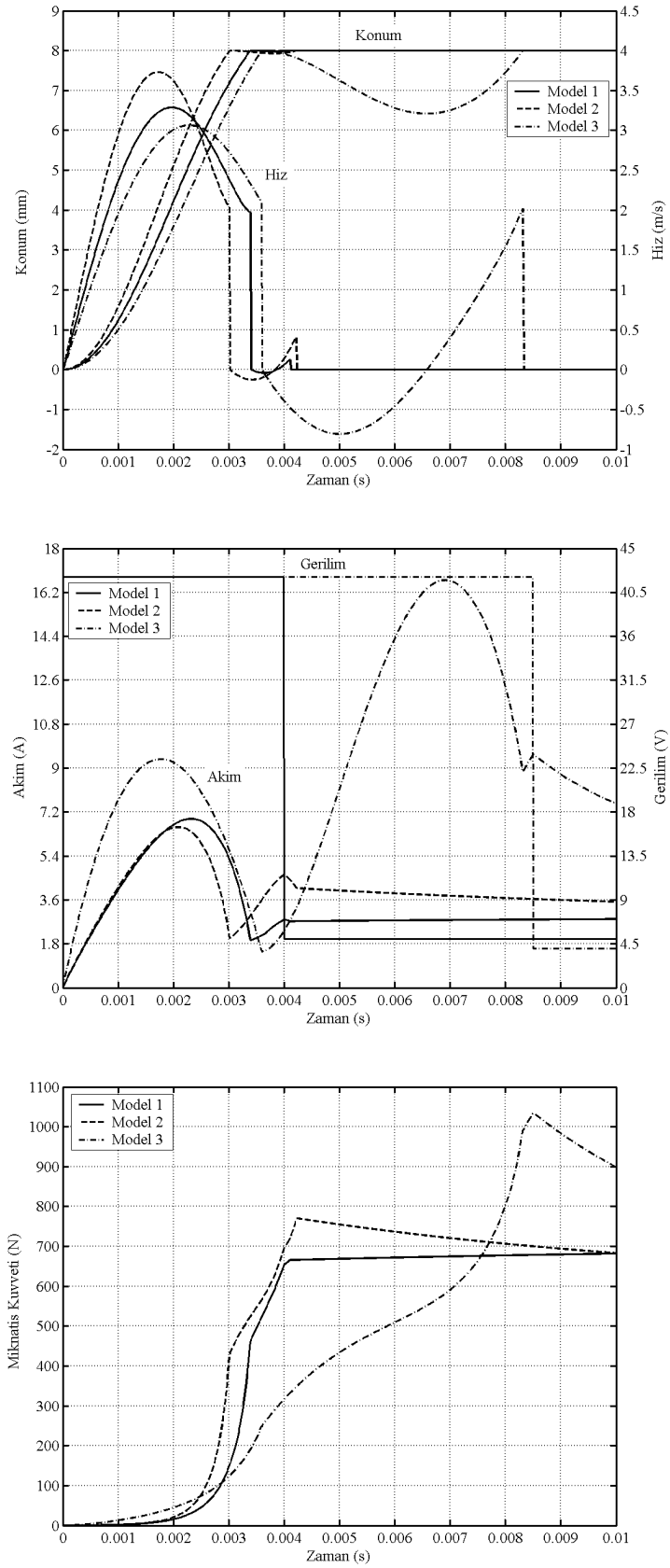


Şekil 4.6. Hareket sonunda supaba etki eden kuvvet değişimleri

Tasarlanan sistemin benzetim sonuçları geleceğin otomobil teknolojisi göz önünde bulundurularak hareket süresince 42 V' luk giriş gerilimi uygulanmasıyla ve hareket tamamlandıktan sonra bu gerilim değerinin 5 V' a düşürülmesiyle elde edilmiştir. Benzetim sonuçları imalatı gerçekleştirilen yaylar göz önünde bulundurularak 134 N/mm' lik bileşke yay sabiti için elde edilmiştir.

Model 1 ve 3' te toplam hareketli kütle hareketli eleman, hareketli elemana bağlı bağlantı kolları, yay ve supap kütlelerinden meydana gelir ve Model 1' de yaklaşık 202 g, Model 3' te yaklaşık 252 g' dır. Model 2' de ise yaylar mıknatis devresinin içine yerleştirildiğinden bağlantı kolları devre dışı kalmış ve toplam hareketli kütle 156 g' a düşmüştür.

Şekil 4.7' den görüldüğü gibi hareketli elemanın konum değişimi sürekli artış biçiminde olurken hız değişimi belli bir maksimumdan sonra yavaşlayarak azalmaktadır. Üç model için elde edilen benzetim sonuçları incelendiğinde Model 1' de supabın hareketini yaklaşık 3.4 ms' de 1.97 m/s' lik bir hızla, Model 2' de ise yaklaşık 3 ms' de 2.04 m/s' lik bir hızla çok küçük bir sıçrama hareketi yaparak tamamladığı görülür. Model 2' de toplam hareketli kütle için daha az olması cevap hızını Model 1' e göre yaklaşık olarak % 12 oranında arttırmıştır.



Şekil 4.7. Elektromekanik supap mekanizmasının dinamik davranış eğrileri

Model 3' te ise durum biraz daha farklı olup başlangıçta yeterli bir mıknatıs çekim kuvveti sağlanmadığından belli bir bocalamadan sonra supap ancak 8.3 ms içinde 2.1 m/s ve 2 m/s' lik iki çarpma ile hareketini tamamlayabilmiştir (Şekil 4.7). Bunun nedeni Model 3' te hareketin tamamlanma aşamasında yeteri kadar mıknatıs çekim kuvvetinin oluşmaması ve bu nedenle de yay kuvvetinin hareketli elemanı ters yönde harekete zorlamasıdır. Ancak zaman içerisinde akımın yükselmesine bağlı olarak çekim kuvveti yeterli seviyeye ulaşmış ve mıknatıs devresi supabı tam açık konuma getirmiştir. Bu durumda Model 3' teki mıknatıs devresi elektromekanik supap mekanizmalarında güvenilir bir supap performansının sağlanmasını engellediğinden supap mekanizmalarında kullanımının uygun olamayacağı söylenebilir.

Elektromekanik supap mekanizmasının dinamik davranış özelliklerini ayrıca akım eğrisinden de izlemek mümkündür. Şekil 4.7' den görüldüğü gibi akım değişimi başlangıçta sürekli artış biçiminde ortaya çıkmakta ve belli bir noktada maksimum yaptıktan sonra azalma yönünde değişim göstermektedir. Belli bir noktada minimum değere ulaştıktan sonra tekrar yükselmeye başlayarak nihai değerine ulaşmaktadır. Akım değişimindeki bu karakteristik yapı hareketli elemanın hareketine bağlı olarak hava aralığının küçülmesiyle indüktans değerinin artmasından kaynaklanmaktadır. İndüktans artışı ise L/R olarak ifade edilebilen elektriksel zaman gecikmesinde artışa neden olmaktadır. Akım değişimi ile oluşan mıknatıs kuvveti artışı doğrudan hareket değişimine neden olurken, diğer taraftan hareket değişimi de ters yönde akım değişimine etki etmektedir. Bu da elektromekanik sistemde karşılıklı etkileşimin bir sonucudur. Akım eğrisinin minimum yaptığı nokta hareketli elemanın hareketini tamamladığı yer olup bu şekilde akım eğrisi üzerinden supabın açılıp-kapanma zamanını tespit etmek mümkün olmaktadır.

4.2.3. Elektromekanik Supap Mekanizmalarında Tasarım Parametreleri

Elektromekanik supap mekanizması tasarımını ve dinamik karakteristiklerini etkileyen çok sayıda parametre mevcuttur. Bu bölümde elektromekanik supap mekanizması için uygun görülen Model 1 ve 2' de bu parametrelerin etkisi ayrıntılı olarak incelenmiştir.

4.2.3.1. Mıknatıs Devresine Açılan Delik Yarıçapı

Elektromekanik supap mekanizması tasarımında kullanılan ideal yapıdaki mıknatıs devresinin iç kutbuna uygulama açısından bir delik açılması gerekmiştir. Bu durumda ideal durumda πr_1^2 olan etkin kesit alanı πr_0^2 kadar azalarak $A = \pi(r_1^2 - r_0^2) = \pi r_1^2 (1 - (r_0/r_1)^2)$ olmuştur. Bu ifadeden görüldüğü gibi r_0/r_1 oranına bağlı olarak açılan bu delik etkin kesit alanında ve dolayısıyla mıknatıs çekim kuvvetinde belli bir azalma yaratmaktadır (bkz. Bölüm 3.4 (3.9) nolu eşitlik). Bu açıdan bakıldığında tasarım evresinde mıknatıs devresine açılacak delik yarıçapı üzerinde durulması gereken bir konudur. Çizelge 4.1’ de r_0/r_1 oranına göre tutma aralığı mesafesi için etkin kesit alanı ve mıknatıs kuvvetindeki kayıp oranları gösterilmiştir.

Model 1 mıknatıs devresine açılan delik yarıçapı, r_0 hareketli elemana bağlı bağlantı kollarının yarıçapı kadar (3 mm), Model 2’ de ise sistemde kullanılan yayların dış yarıçapı kadar olduğundan (7 mm) Model 2’ de etkin kesit alanı ve mıknatıs kuvvetindeki kayıp daha büyüktür.

4.2.3.2. Silindir İçi Basınç Kuvveti

Elektromekanik supap mekanizmalarında, mıknatıs çekim kuvveti yay kuvveti ve diğer karşı kuvvetleri yenebilecek büyüklükte olmalıdır. Gerekli mıknatıs çekim kuvvetini sağlayabilecek bir mıknatıs devresinin ön tasarımında esas olan etkin kesit alanının belirlenmesidir.

Çizelge 4.2’ de silindir içi basınç değişimine karşılık gerekli yay katsayıları ve mıknatıs devresi etkin kesit alanının değişimi gösterilmiştir. Bu değerler Model 1 için yaklaşık ve statik durum esas alınarak belirlenmiştir.

Çizelge 4.1. Delik yarıçapına göre etkin kesit alanı ve mıknatıs kuvveti kaybı

r_0/r_1	A		F_m	
	mm ²	%	N	%
0	804	100	921	100
0.1875	776	96.5	889	96.5
0.4375	650	81	745	81

Çizelge 4.2. Silindir içi basıncına göre yay katsayısı ve etkin kesit alanının değişimi

P_{sil} (bar)	k (N/mm)	A (mm ²)
2	20	240
3	30	358
4	45	537
5	55	657
6	65	776

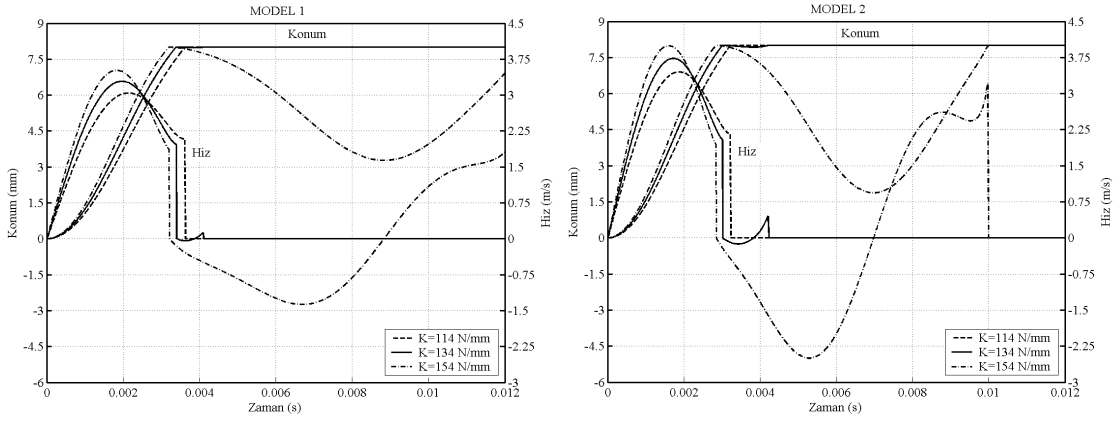
Çizelge 4.2' den görüldüğü gibi silindir içi basıncının artması, supap üzerine etki eden gaz kuvvetlerini arttırdığından bu gaz kuvvetlerini yenmek için gerekli yay katsayısını ve dolayısıyla da etkin kesit alanını ve mıknatıs devresi boyutlarını artırır.

Elektromekanik supap mekanizması tasarımında kullanılacak motora göre maksimum silindir içi basıncı ve supabın hareketi sırasında supap üzerine etki eden basınç kuvvetleri bilinmeli, yay katsayısı ve mıknatıs devresi boyutları buna göre belirlenmelidir.

4.2.3.3. Yay Katsayısı

Elektromekanik supap mekanizmalarının cevap hızı sistemde kullanılan yayların yay katsayılarının büyük tutulmasıyla arttırılabilir ($\omega_n = \sqrt{K/m}$). Ancak yay katsayısının çok yüksek seçilmesi cevap süresini önemli oranda azaltacağından bu süre zarfında mıknatıs devresinde yeterli mıknatıs çekim kuvvetinin elde edilmesi kritik olabilir ve güvenilir bir supap performansının sağlanmasını engelleyebilir.

Mıknatıs devresinde yeterli mıknatıs çekim kuvveti olmadığı takdirde hareketli eleman ters yönde harekete başlayabilir. Bu süre zarfında akım yükselmeye devam ettiği için yeterli mıknatıs çekim kuvveti sağlandığında sabit kutuptan uzaklaşan hareketli eleman mıknatıs devresi tarafından çekilerek hareketini tamamlar (Şekil 4.8). Hareketli elemanın ters yönde hareketi sırasında yeterli mıknatıs çekim kuvveti elde edilemediği takdirde hareketli eleman mıknatıs devresi tarafından çekilemez ve salınım hareketi yapılarak denge konumuna ulaşır. Bu nedenle seçilen yay katsayısı ile mıknatıs devresi boyutları uyumlu olmalıdır.



Şekil 4.8. Yay katsayısının etkisi

Mıknatıs devresi boyutları ve hareketli kütle sabit tutulduğunda bileşke yay katsayısının belli bir değere kadar artırılması sistemin cevap hızını artırır. Şekil 4.8' de yay katsayısının sistemin dinamik davranışı üzerindeki etkisi gösterilmiştir. Bu şekilden görüldüğü gibi yay katsayısının artması cevap hızını artırırken belli bir değerden sonra supap performansını kötüleştirmektedir. Bu tez çalışmasında optimum bileşke yay katsayısı 134 N/mm olarak belirlenmiştir.

Ayrıca Şekil 4.8' den görüldüğü gibi yay katsayısının artması oturma hızını azaltmaktadır. Bunun nedeni daha kısa hareket zamanında mıknatıs kuvvetinin ve buna bağlı olarak da hareketli eleman üzerine etki eden net kuvvetin daha küçük değerlerde kalmasıdır.

4.2.3.4. Disk Kalınlığı

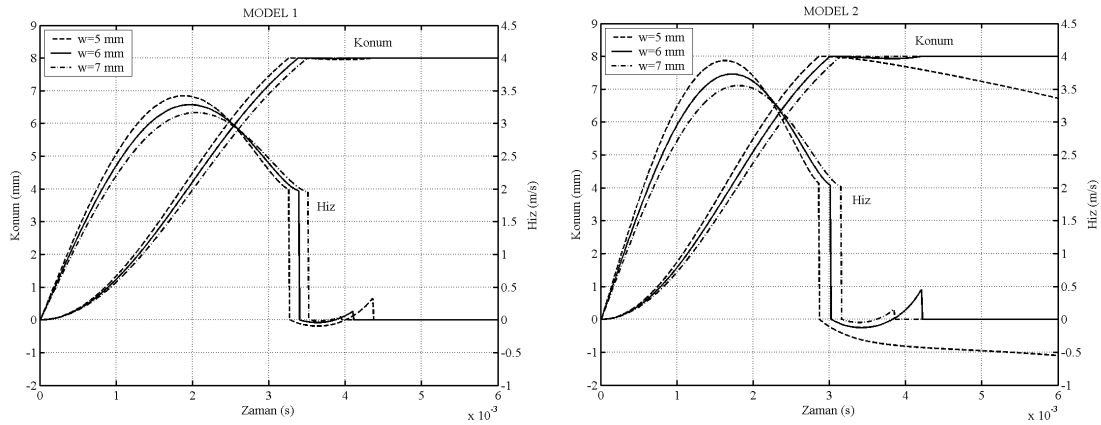
Hareketli eleman boyutları mıknatıs devresine bağlı olarak belirlendiğinden mıknatıs devresinin boyutları artırıldığında hareketli elemanın boyutları ve dolayısıyla da kütlesi artar. Elektromekanik supap mekanizmalarının cevap hızını artırmanın en iyi yolu belirlenen yay katsayısı için tasarlanan boyutlardaki mıknatıs devresine göre hareketli kütleyi azaltma yoluna gitmektir. Elektromekanik supap mekanizmalarında, hareketli kütlenin büyük bir kısmını oluşturan hareketli elemanın (armature) kütlesi azaltılarak toplam hareketli kütle azaltılabilir. Disk tipi mıknatıs devresinde disk çapı mıknatıs devresinin dış çapı kadar olması gerektiğinden toplam hareketli kütle disk kalınlığının inceltmesi ile azaltılabilir.

Şekil 4.9’ da disk kalınlığına bağılı olarak elektromekanik supap mekanizmasının dinamik karakteristikleri gösterilmiştir. Bu şekilden görüldüğü gibi disk kalınlığının 1 mm inceltilmesi toplam hareketli kütleyi Model 1’ de % 8 ve Model 2’ de % 10 oranında azaltırken cevap süresini % 3 oranında kısaltmaktadır.

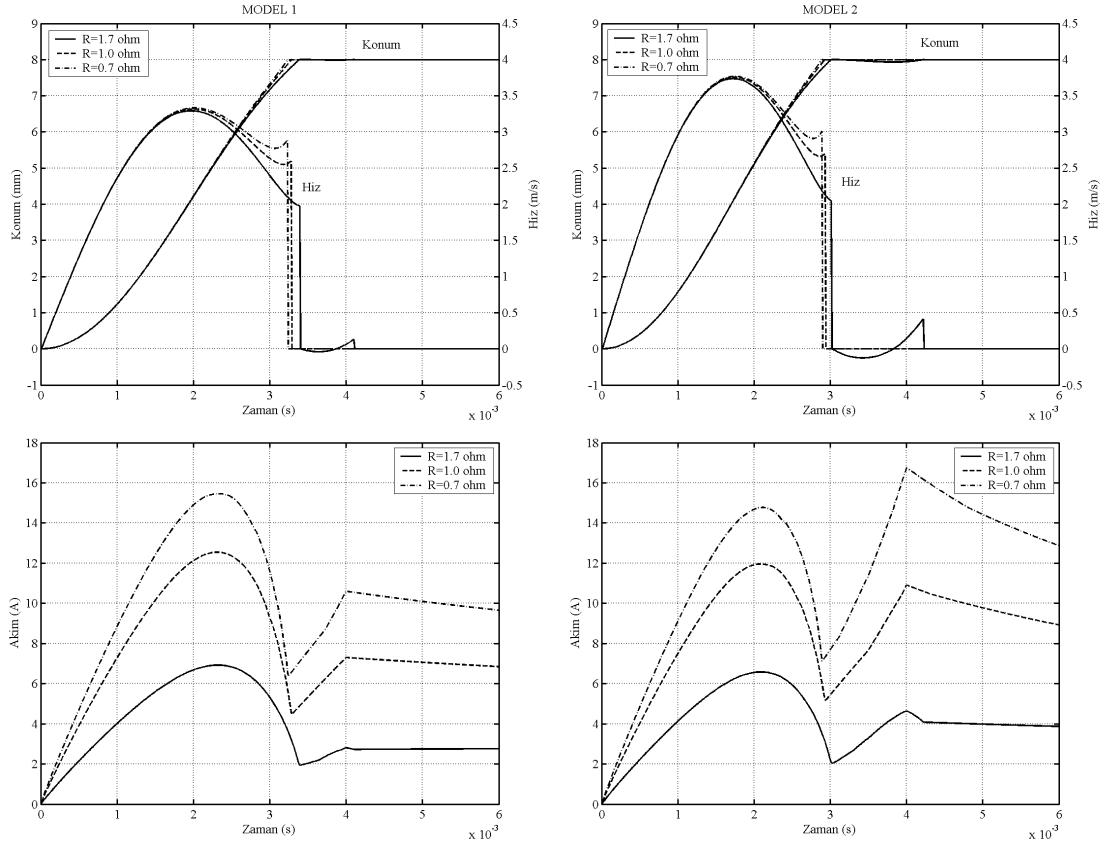
Disk kalınlığı tasarlanan mıknatıs devresi boyutları için aşırı ince seçilirse oluşacak yüksek cevap hızlarından dolayı disk eleman mıknatıs devresine ulaştığı anda supabı tutmak için yeterli mıknatıs kuvveti sağlanamayabilir ve bu durum sistemin dinamik davranışında bir takım problemlerin ortaya çıkmasına neden olabilir. Bu problemlere supabın ters yönde hareketi örnek olarak verilebilir (Şekil 4.9). Bu nedenle disk kalınlığı ve buna bağılı olarak hareketli kütle elektromekanik supap mekanizması tasarımında üzerinde önemle durulması gereken bir konudur ve mıknatıs devresinin boyutlarına göre optimum olarak belirlenmesi gerekir. Bu çalışmada en uygun disk kalınlığı tasarım başlangıcında tespit edilen değerin %80’ i olarak belirlenmiştir (6 mm).

4.2.3.5. Bobin Direnci

Şekil 4.10’ da mıknatıs devresi bobininde kullanılan tel çapının ve dolayısıyla da bobin direncinin sistemin dinamik davranışı üzerindeki etkisi gösterilmiştir.



Şekil 4.9. Disk kalınlığının etkisi



Şekil 4.10. Bobin direncinin etkisi

Bobin teli çapının artması ile aynı makaraya sığdırılacak sarım sayısı ve dolayısıyla da bobin direnci azalmış olur ($R=\rho l/A$). Bu durumda Ohm yasasına göre 42 V gibi sabit bir uygulama gerilimi altında bobinden sürülen akım değeri yükselir. Akımın ani artışı ise enerjinin mıknatıs devresine daha hızlı nüfus etmesini sağlayarak mıknatıs kuvveti artışını hızlandırır.

Şekil 4.10' dan görüldüğü gibi akımın daha yüksek değerlere çıkması sistemin cevap hızını ve bununla birlikte de oturma hızını arttırırken ortaya çıkan sıçrama hareketini önlemektedir.

Çizelge 4.3' te ise hareket süresince akım değişim eğrilerinin altında kalan alan yardımıyla hesaplanan enerji tüketimi değerleri verilmiştir. Bu çizelgeden görüldüğü gibi daha yüksek seviyelerdeki akım bobinin daha fazla ısınmasına da neden olurken sistemdeki enerji tüketimini de arttırır. Bobin direncinin 1.7 Ω ' dan 1 Ω ' a düşmesi cevap süresini % 2-3 oranında, direncin 0.7 Ω ' a düşmesi ise cevap süresini % 3-5 oranında kısaltmıştır. Bu durumda hareket süresince hesaplanan enerji tüketimi ise her

Çizelge 4.3. Bobin direncine göre enerji tüketimleri

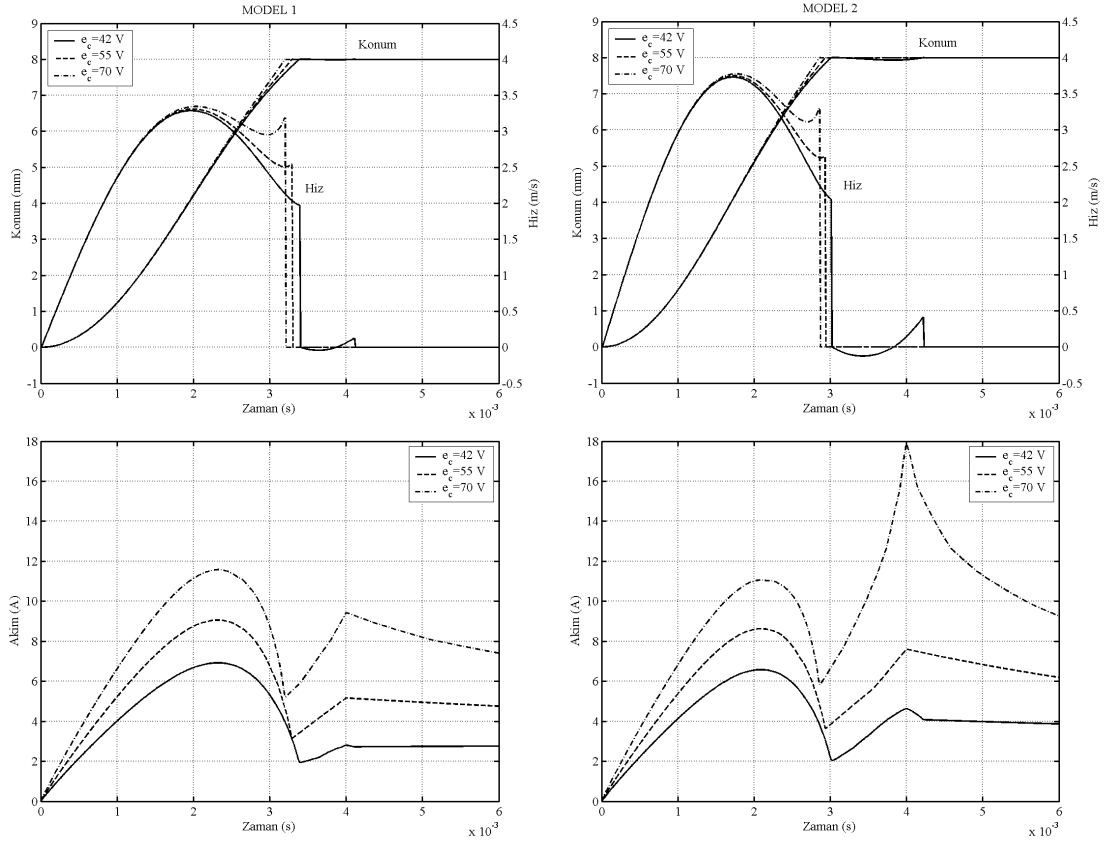
Bobin Direnci (Ω)	Enerji Tüketimi (J)	
	Model 1	Model 2
1.7	0.659	0.557
1.0	1.165	0.992
0.7	1.417	1.212

iki modelde de yaklaşık olarak % 78 ve % 110 oranında artmıştır. Bu değerlerden görüldüğü gibi cevap süresi ve enerji tüketimi göz önünde bulundurularak güvenilir bir supap performansı sağlanacak şekilde tel çapının ve buna bağlı olarak da bobin direncinin optimum olarak belirlenmesi gerekir. Bu çalışmada optimum bobin direnci 1.7 Ω olarak tespit edilmiştir.

4.2.3.6. Giriş Gerilimi

Belli bir hava aralığı mesafesi referans alındığında mıknatıs kuvvetini arttırmanın bir yolu bobinlere uygulanan elektrik gerilimini arttırmaktır. Mıknatıs kuvveti arttıkça hareketli eleman hareketini daha kısa sürede tamamlayabilir.

Şekil 4.11' de farklı uygulama gerilimlerinin elektromekanik supap mekanizmalarının dinamik davranışı üzerindeki etkisi gösterilmiştir. Konum eğrilerinden görüldüğü gibi elektrik gerilimindeki artış, hareketin son aşamasında yani mıknatıs kuvvetinin yüksek değerlere ulaştığı anda cevap süresi üzerinde etkili olmaktadır. Anahtarlama başlangıcında uygulanan giriş gerilimi değeri arttıkça bobinden sürülen akım değeri artar ve buna bağlı olarak da sistemin cevap hızı ile beraber supabın oturma hızı da artmış olur. Çizelge 4.4' te ise hareket süresince giriş gerilimine bağlı olarak verilen enerji tüketimi değerlerinden görüldüğü gibi giriş geriliminin artması sistemdeki enerji tüketimini belli oranda arttırmaktadır. Uygulama geriliminin 42 V' tan 55 V' a yükseltilmesi cevap süresini yaklaşık olarak % 2-3 oranında, 70 V' a yükseltilmesi ise cevap süresini % 5 oranında kısaltırken her iki modelde de enerji tüketimini sırasıyla yaklaşık olarak % 28 ve % 60 oranında arttırmıştır. Bu çalışmada uygulama gerilimi olarak 42 V ve buna yakın bir değer olarak 55 V seçilmiştir.



Şekil 4.11. Giriş geriliminin etkisi

Çizelge 4.4. Giriş gerilimine göre enerji tüketimleri

Giriş Gerilimi (V)	Enerji Tüketimi (J)	
	Model 1	Model 2
42	0.659	0.557
55	0.841	0.716
70	1.052	0.902

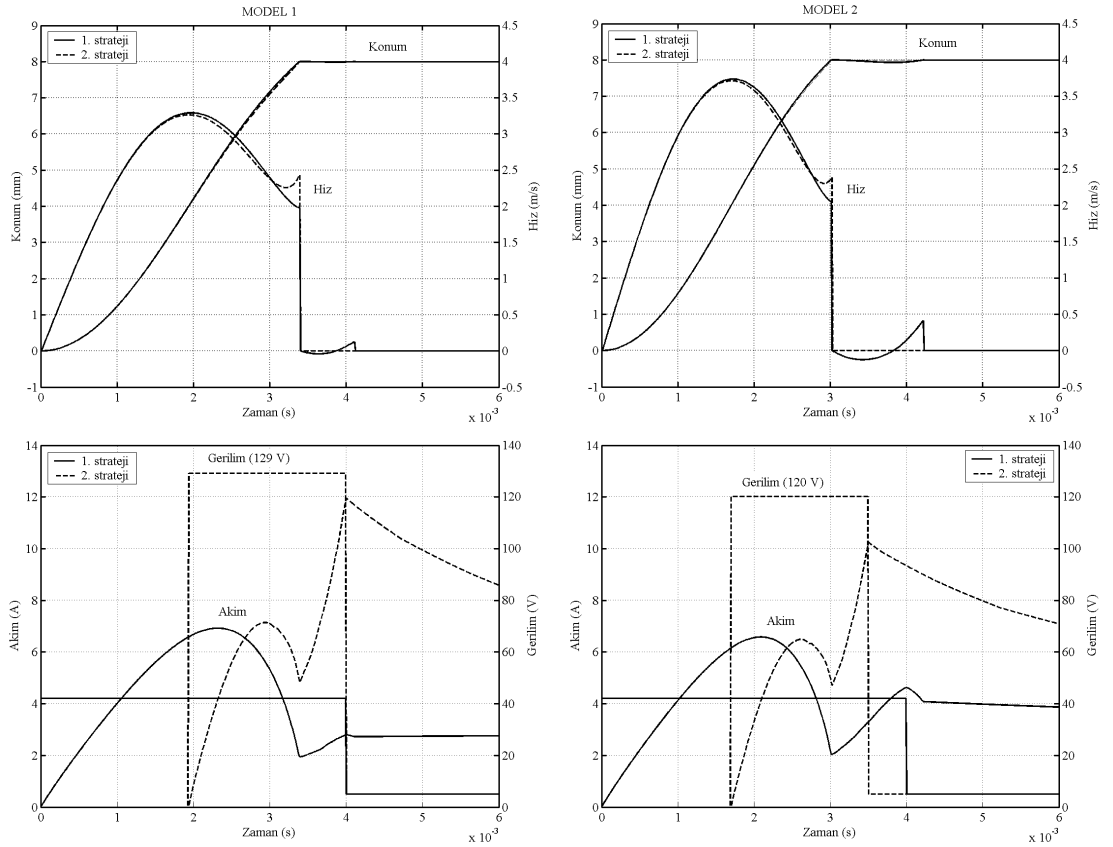
4.2.3.7. Anahtarlama Biçimi

Elektromekanik supap mekanizmalarında farklı anahtarlama stratejileri uygulanmaktadır. Normal bir anahtarlama biçiminde açma/kapama bobini ilettime sokulurken aynı anda kapama/açma bobini kesime sokulur. Diğer bir yolda açma/kapama bobini kesime sokulduktan ve hareketli eleman orta konuma ulaştıktan sonra kapama/açma bobinini ilettime sokmaktır. Bu durumda ilettime sokulan bobine anahtarlama başlangıcında çok yüksek değerlerde gerilim uygulamak gerekmektedir. Bu çalışmada ikinci stratejide aynı cevap süresini elde etmek için tespit edilen gerilim

değeri birinci stratejidekinin yaklaşık üç katı kadardır. Her iki durumda da anahtarlama tamamlandıktan sonra açma/kapama bobinindeki gerilim tutma gerilimi seviyelerine düşürülür.

Şekil 4.12' de iki farklı stratejinin karşılaştırılması gösterilmiştir. Bu şekilden görüldüğü gibi her iki stratejide de cevap süresi aynı kalmakla birlikte ikinci stratejideki oturma hızı birincisine göre daha yüksektir.

Çizelge 4.5' te iki farklı stratejinin enerji tüketimi açısından karşılaştırılması verilmiştir. İkinci stratejide hareket süresince oluşan enerji tüketimi birinci stratejidekine göre Model 1' de % 49, Model 2' de ise % 36 daha fazladır. Bu durumda sistemin çalışmasında birinci stratejinin daha uygun olduğu söylenebilir.



Şekil 4.12. Anahtarlama biçiminin etkisi

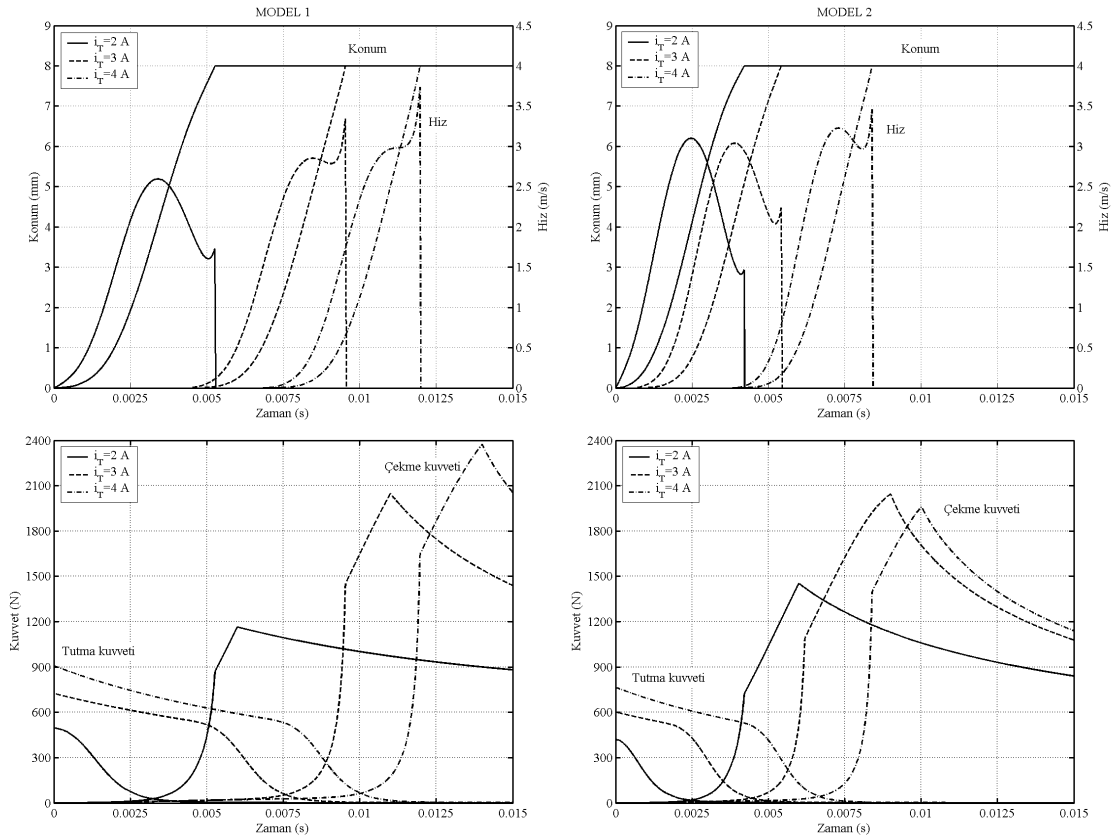
Çizelge 4.5. Anahtarlama karakteristiğine göre enerji tüketimleri

Anahtarlama Biçimi	Enerji Tüketimi (J)	
	Model 1	Model 2
1. strateji	0.659	0.557
2. strateji	0.981	0.756

4.2.3.8. Tutma Akımı

Elektromekanik sistemlerde bobinin iletme sokulma anında devrenin indüktans özelliklerinden dolayı akım değişimi nasıl ani olarak gerçekleşmiyorsa aynı şekilde bobinin kesime sokulma anında da akım değişimi ansal olarak gerçekleşmez. Hatta düşük tutma aralıklarında devrenin indüktansı daha büyük olduğundan elektriksel zaman sabiti daha büyüktür ve dolayısıyla da akım değişimi daha da yavaştır. Bu nedenle bu sistemlerde yüksek cevap hızları elde etmek için hareket başlangıcında mümkün olduğu kadar yüksek bir gerilim uygulamak ve hareket tamamlandıktan sonra da gerilimi gerekli tutma akımı seviyelerine düşürmek gerekir.

Şekil 4.13' te çeşitli tutma akımı değerlerine karşılık gelen dinamik davranış eğrileri gösterilmiştir. Bu şekilden görüldüğü gibi yüksek tutma akımı değerlerinde harekete başlamada bekleme süresi (ölü zaman) artmakta ve dolayısıyla da toplam cevap süresi artmaktadır. Buna karşılık hareket süresi hemen hemen aynı kalmaktadır.



Şekil 4.13. Tutma akımının etkisi

Çizelge 4.6' da yay katsayısına bağlı olarak tutma akımının değişimi gösterilmiştir. Sistemde kullanılan yay katsayısı arttıkça gerekli mıknatıs çekim kuvvetini sağlayacak akım değeri de artmaktadır.

Yay katsayısının yanı sıra tutma akımını etkileyen bir diğer parametre de tutma aralığı mesafesidir. Hava aralığı arttıkça mıknatıs çekim kuvveti azaldığından daha büyük hava aralığı mesafelerinde tutma akımının daha büyük olması gerekir (Çizelge 4.7).

4.2.3.9. Sürtünme Kuvveti

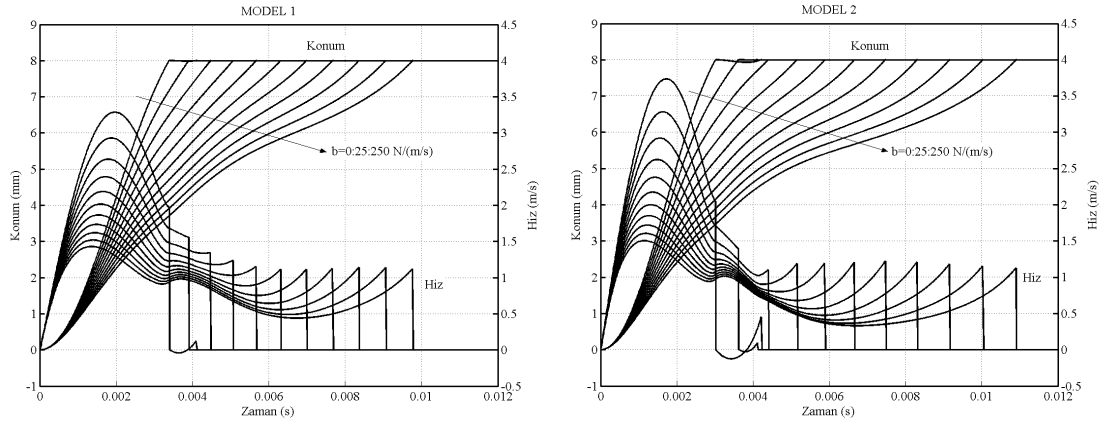
Şekil 4.14' te viskoz sürtünmenin, Şekil 4.15' te kuru sürtünmenin elektromekanik supap mekanizmalarının dinamik davranışı üzerindeki etkisi gösterilmiştir. Bu şekillerden görüldüğü gibi viskoz ve kuru sürtünme kuvvetleri arttıkça supabın cevap süresi de artmakta bununla birlikte oturma hızı belli bir değere kadar düşmekte ve belli bir değerde viskoz sürtünme artışına karşılık sabit kalırken kuru sürtünme artışı ile artmaktadır.

Çizelge 4.6. Yay katsayısına göre tutma akımı değerleri

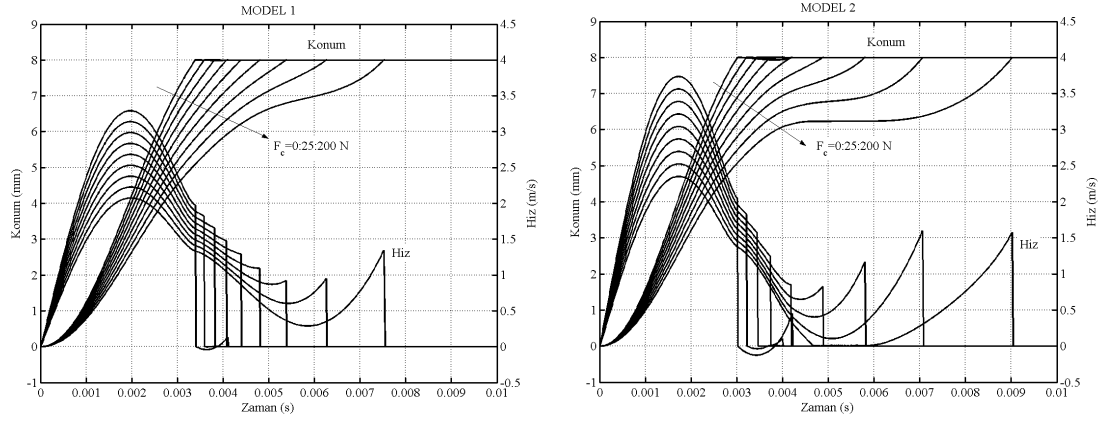
Yay Katsayısı (N/mm ²)	Tutma Akımı (A)	
	Model 1	Model 2
114	1.93	2.18
134	2.13	2.61
154	2.55	3.00

Çizelge 4.7. Tutma aralığı mesafesine göre tutma akımı değerleri

Tutma Mesafesi (mm)	Tutma Akımı (A)	
	Model 1	Model 2
0.05	1.60	1.92
0.10	2.13	2.61
0.15	2.75	3.34
0.20	3.34	4.10



Şekil 4.14. Viskoz sürtünmenin etkisi



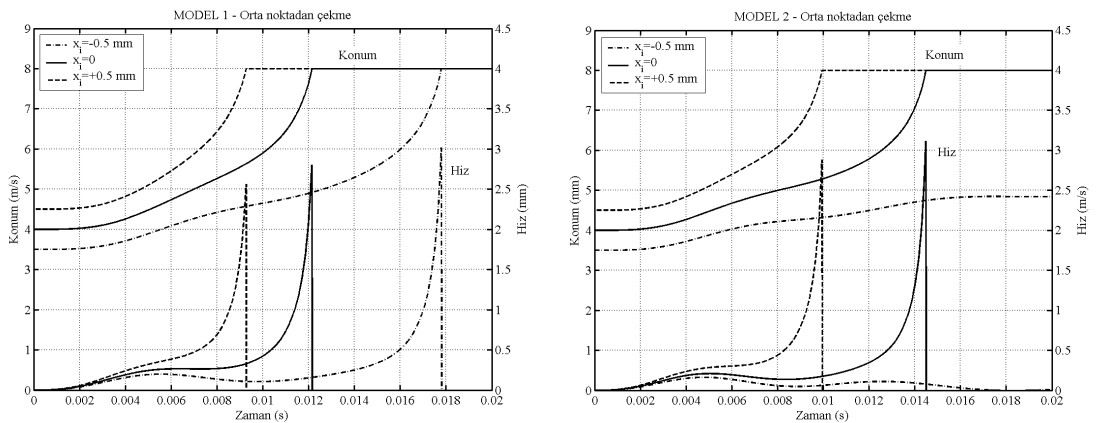
Şekil 4.15. Kuru sürtünmenin etkisi

Şekil 4.14' ten görüldüğü gibi viskoz sürtünmenin her 25 N/(m/s)' lik artışında cevap süresi Model 1' de yaklaşık 0.6 ms, Model 2' de yaklaşık 0.8 ms artmaktadır. Bu artış miktarı da ideal durumdaki cevap süresinin Model 1' de yaklaşık % 18'i , Model 2' de yaklaşık % 27' si kadardır. Kuru sürtünme miktarı artışında ise böyle sabit bir oran görülmemekle birlikte kuru sürtünme miktarı arttıkça cevap süresindeki gecikme de artmaktadır. Örneğin kuru sürtünmenin 25 N olması ideal durumdaki cevap süresini Model 1' de % 6, Model 2' de % 7 oranında arttırırken, 200 N olması Model 1' de % 120, Model 2' de % 193 oranında arttırmaktadır. Dolayısıyla tasarlanan sistemin cevap hızının yüksek olması için çok hassas bir imalat yapılarak sürtünme etkileri en aza indirilebilir.

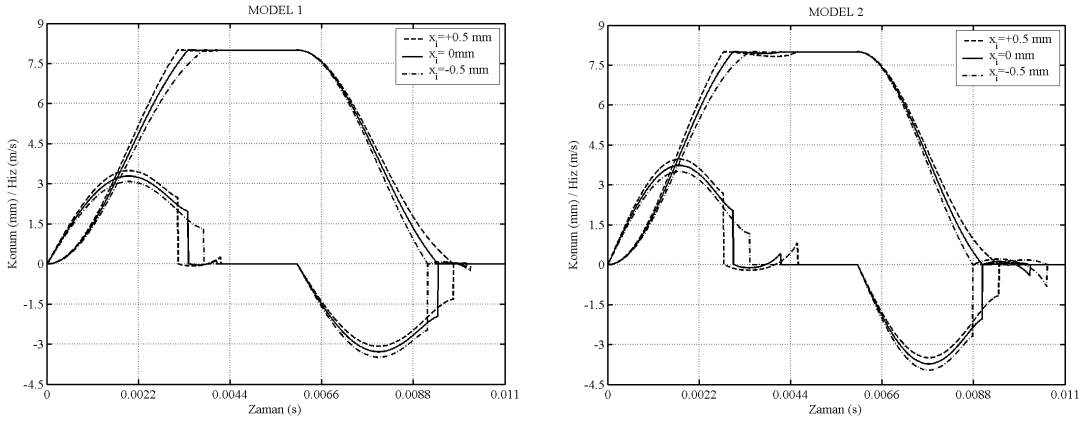
4.2.3.10. Denge Konumu ve İlk Harekete Başlatma

Motorun hareketsiz olduğu durumlarda supap ideal şartlarda yaylar vasıtasıyla orta noktada denge konumunda ve yarı açık olarak kalır. Motorun çalıştırılması ile birlikte supabın denge konumundan ilk harekete başlatılması mıknatıs kuvveti yardımıyla gerçekleşir. Bu durumda supabın ilk harekete başlama anındaki konumu önemlidir. Şekil 4.16’ da supabın farklı denge konumları için mıknatıs kuvveti yardımı ile orta noktadan hareketi gösterilmiştir. Bu şekilden görüldüğü gibi orta noktadan harekette cevap süresinin oldukça uzun olmasının yanında denge konumunun mıknatıs devresinden uzaklaşması bu süreyi daha da arttırmakta ve hatta Model 2’ de görüldüğü gibi mıknatıs devresinin supabı çekememesine neden olmaktadır. Bunun yanı sıra ilk harekette supabın oturma hızı oldukça yüksek olup yaklaşık olarak 3 m/s civarındadır. Motor ilk hareketini düşük devirlerde gerçekleştirdiğinden bu gecikme telafi edilebilir.

Supabın denge konumunun değişmesi ilk hareketin yanında sürekli harekette de yaylardaki ön gergi kuvvetini değiştirerek açılma ve kapanma hareketindeki simetrikliği bozar. Şekil 4.17’ de hareketli elemanın denge konumu ve/veya ilk harekete başlatma konumunun supap hareket süresi ve oturma hızı üzerindeki etkisi gösterilmiştir. Bu eğriler supap hareketinde $x=3.5;4;4.5$ mm’ lik ($x_i=-0.5;0;0.5$ mm) denge konumu değerleri için elde edilmiştir.



Şekil 4.16. Supap hareketinin orta noktadan başlatılması



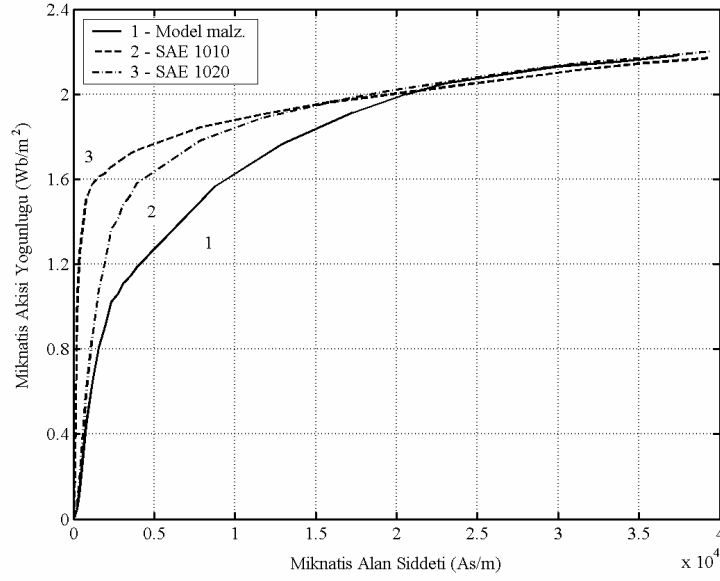
Şekil 4.17. Denge konumunun etkisi

Şekil 4.17' den görüldüğü gibi denge konumu açma mıknatıs devresine yaklaştıkça supap daha çabuk açılmakta ve geç kapanmakta iken, kapama mıknatıs devresine yaklaştıkça supap daha geç açılmakta ve daha erken kapanmaktadır. Supabın hareket süresi kısaldıkça oturma hızı artmaktadır. Ancak denge konumunun orta noktadan uzaklaşması yay enerjisinden yeteri kadar yararlanılmasını önleyebilir ve bu nedenle de supap hareketinde problemlerin ortaya çıkmasına neden olabilir. Supabın açma ve kapama karakteristiğinin simetrik olması gerektiğinden denge konumunun orta nokta olarak seçilmesi sistemin çalışması açısından aşikar olarak daha uygundur.

4.2.3.11. Malzeme

Elektromekanik sistemlerde mıknatıs devresi malzemesinin mıknatıslanma özelliği ne kadar iyi ise sistemin performansı o oranda yüksek olur. Mıknatıs devresi malzemesinin mıknatıslanma karakteristiğini Mıknatıs Akısı Yoğunluğu, B (Wb/m^2) - Mıknatıslanma Şiddeti, H (A/m) grafiği temsil eder.

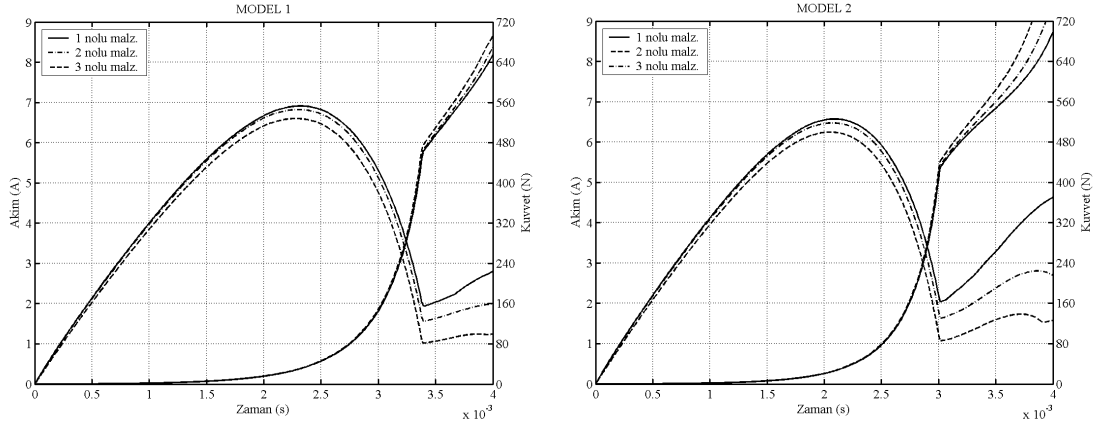
Bu tez kapsamında mıknatıs devresinin mıknatıslanma özelliğini iyileştirmek için mıknatıs devresinin iç kutbu SAE 1008, dış kutbu ise SAE 1010 malzemesinden imal ettirilmiştir. Şekil 4.18' de mıknatıs akısı geçirgenliği farklı olan iki malzemenin B-H eğrileri ile, modelde kullanılan ve iki farklı malzemenin ortak karakteristiğini temsil eden B-H eğrisi verilmiştir.



Şekil 4.18. Malzemelerin B-H karakteristikleri

Bir malzemenin ulaşabileceği maksimum mıknatıs akısı yoğunluğunun büyüklüğü tek başına o malzemenin mıknatıslanma özelliğinin iyi olduğunu göstermez. Malzemede ulaşılabilecek maksimum mıknatıs akısı yoğunluğu kadar malzemenin mıknatıssal geçirgenliği de önemlidir. Mıknatıs geçirgenliği yüksek olan malzemede daha düşük mıknatıslanma şiddetinde daha büyük akı yoğunluğu değerine ulaşmak mümkündür. Bu durumda malzemedan daha düşük elektrik enerjisi ile mıknatıs akısı yoğunluğunu daha hızlı biçimde arttırmak mümkündür.

Şekil 4.19' da malzemenin mıknatıslanma özelliğinin sistemin dinamik davranışı üzerindeki etkisi gösterilmiştir. Elektromekanik supap mekanizmalarında yay enerjisinin harekete katkısı nedeniyle mıknatıslanma özelliği akım ve kuvvet eğrilerinde çok az bir farklılık oluşturmasına karşın konum ve hız eğrileri üç farklı malzeme özelliği için aynı çıkmıştır. Şekil 4.19' dan görüldüğü gibi malzemenin geçirgenlik değeri arttıkça bobin akımı daha düşük değerlerde kalmasına karşın daha yüksek mıknatıs çekim kuvveti elde edilebilmektedir.



Şekil 4.19. Malzemenin dinamik davranış üzerindeki etkisi

4.3. Deneysel Sonuçlar ve Teorik Sonuçların Doğrulanması

Elde edilen teorik sonuçlara göre piston tipi mıknatıs devresinin elektromekanik supap mekanizmaları için uygun olmadığı düşünülerek bu çalışmada Model 3' ün imalatı gerçekleştirilmemiştir.

Elektromekanik supap mekanizmaları için uygun görülen Model 1 ve 2' nin prototip imalatı gerçekleştirilmiş ve bu iki model için Bölüm 3.13' te tanımlanan deney düzenekleri üzerinde çeşitli deneyler yürütülmüştür. Deneysel çalışmaların ilk aşamasında mıknatıs devreleri üzerinde bir takım ön çalışmalar yapılmıştır. İkinci aşamada ise prototip sistemlerin montajı tamamlanarak her iki modelin uygulanabilirliğini göstermek amacıyla sistemin statik ve dinamik karakteristikleri elde edilmiş ve bu modeller birbiri ile karşılaştırılmıştır.

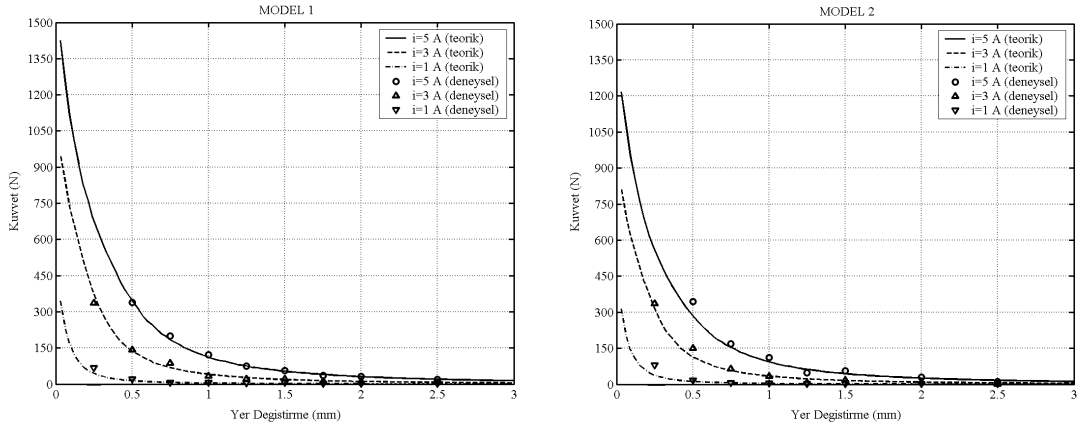
4.3.1. Statik Karakteristikler

Elektromekanik supap mekanizmalarında kullanılan mıknatıs devrelerinin statik karakteristiklerini deneysel olarak elde etmek için Bölüm 3.13.1' de verilen statik deney düzeneği kullanılmıştır. Bu deney düzeneği yardımıyla disk elemanı belli hava aralıklarında sabitlenerek bobine uygulanan akım sonucu mıknatıs devresinin ürettiği mıknatıs çekim kuvveti kuvvet algılayıcısı ile ölçülmüştür. Statik deney düzeneği mekanik bir sistem olarak aşırı yüksek kuvvetler karşısında esnemeye maruz kalmıştır. Bu durumda özellikle çok küçük hava aralığı mesafelerinde ve yüksek uygulama akımı

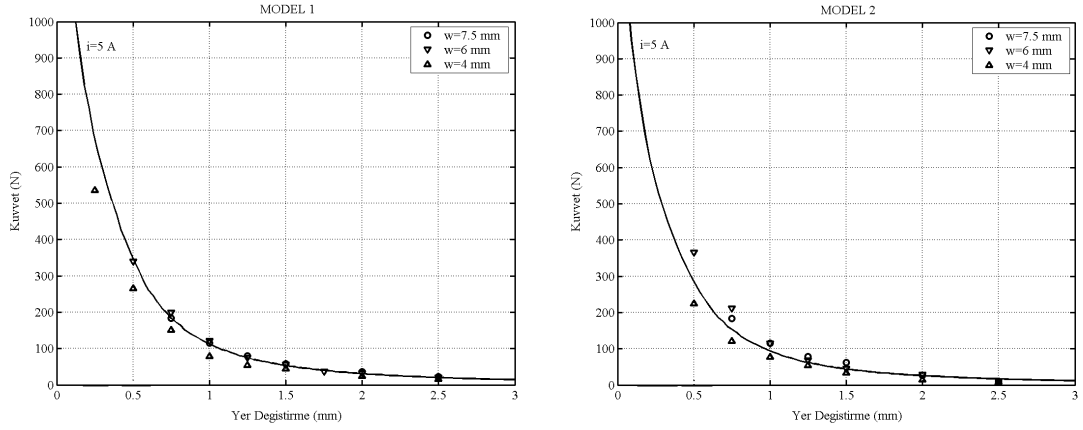
değerlerinde ölçümlerde sapmalar meydana gelmiş ve bazı değerlerde ölçüm yapılamamıştır.

Şekil 4.20' de 6 mm' lik disk kalınlığı kullanılarak Model 1 ve 2 için deneysel olarak elde edilen kuvvet–yer değiştirme karakteristik eğrileri verilmiştir. Şekil 4.20' den görüldüğü gibi 0.5 mm' den daha büyük hava aralığı mesafelerinde teorik ve deneysel sonuçlar iyi bir uyum gösterirken daha küçük hava aralığı mesafelerinde az da olsa sapmalar ortaya çıkmaktadır. Bu sapmalar test düzeneğindeki problemlerin yanı sıra mıknatıs devresinde meydana gelen saçaklanma kayıplarından da kaynaklanabilir.

Statik karakteristiklerin elde edilebilmesi için **MATLAB** ortamında hazırlanan programda disk kalınlığının etkisi görülmesi de diskin inceltilmesi cevap hızını artırırken saçaklanmalardan ortaya çıkabilecek mıknatıs akısı kayıplarını arttırabilir. Benzetim sonuçları nominal 7.5 mm' lik disk kalınlığı için sürekli eğri halinde gösterilmiş olup disk kalınlığındaki değişimin teorik hesaplarda rolü yoktur. Şekil 4.21' de belli bir akım değerinde üç farklı disk kalınlığının mıknatıs kuvveti üzerindeki etkileri Model 1 ve 2 için verilmiştir. Şekilden görüldüğü gibi nominal 7.5 mm ve inceltişiş 6 mm' lik disk kalınlığında ölçülen kuvvet değerleri hemen hemen aynı kalırken 4 mm' lik disk kalınlığında çekim kuvvetlerinde belirgin bir azalma görülmektedir.



Şekil 4.20. Kuvvet – yer değiştirme karakteristiği



Şekil 4.21. Disk kalınlığının etkisi

Disk kalınlığının nominal değeri olan 7.5 mm' den 6 mm' ye düşürülmesi hareketli kütleyi Model 1' de % 10.6, Model 2' de % 13.3 oranında azaltırken, cevap hızını her iki modelde de belli oranda iyileştirmiştir (Şekil 4.9) ve Şekil 4.21' den görüldüğü gibi mıknatıs kuvvetlerinde çok az bir kayıp ortaya çıkmıştır. Disk kalınlığının nominal değerinin hemen hemen yarısı olan 4 mm' ye indirilmesi mıknatıs kuvvetini % 20 oranında azalttığından supabın açılmasını/kapanmasını kritik hale sokabilir.

4.3.2. Dinamik Karakteristikler

4.3.2.1. Mıknatıs Devreleri Üzerinde Yürütülen Ön Deneyler

Elektromekanik supap mekanizmalarında bir takım parametrelerin etkisini görebilmek amacıyla kullanılan mıknatıs devreleri üzerinde bir takım ön deneyler yürütülmüştür. Model 1 ve 2' de kullanılan mıknatıs devreleri arasındaki tek fark iç kutba açılan delik yarıçapı olduğundan bu bölümde Model 1 için elde edilen deney sonuçları verilmiştir.

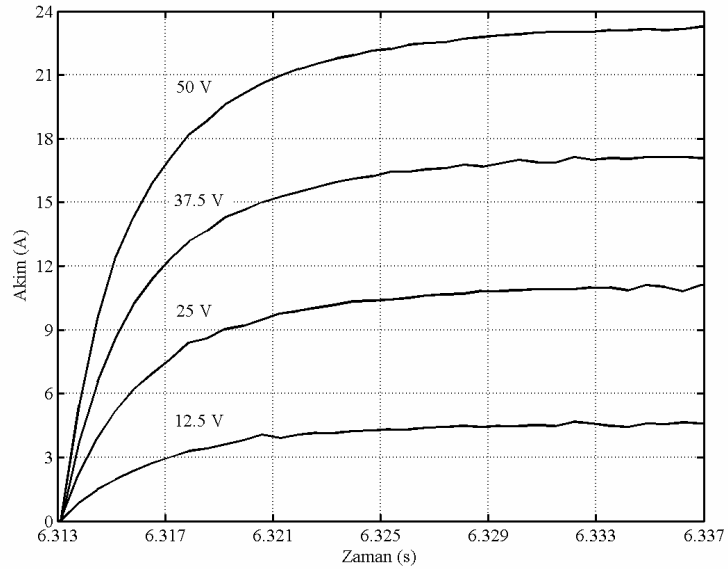
Bu deneylerde hareketli eleman belli bir mesafede sabit tutularak değişik uygulama gerilimi altında akım değişim hızları ve dolayısıyla mıknatıslanma değişim hızları tespit edilmeye çalışılmıştır. Yapılan ön deneylerde yay kullanılmamıştır.

Şekil 4.22' de sabit hava aralığına (≈ 7.6 mm) karşılık mıknatıs devresindeki akım değişimleri gösterilmiştir. Bu şekilden görüldüğü gibi mıknatıs devresine

uygulanan giriş gerilimi arttıkça akım değişim hızı artmaktadır. Bu da elektromekanik sistemlerde kısa süreli yüksek genlikli giriş gerilimi uygulaması ile elektriksel zaman gecikmesinin azaltılabileceğini ve dolayısıyla da toplam cevap süresinin kısaltılabileceğini göstermektedir.

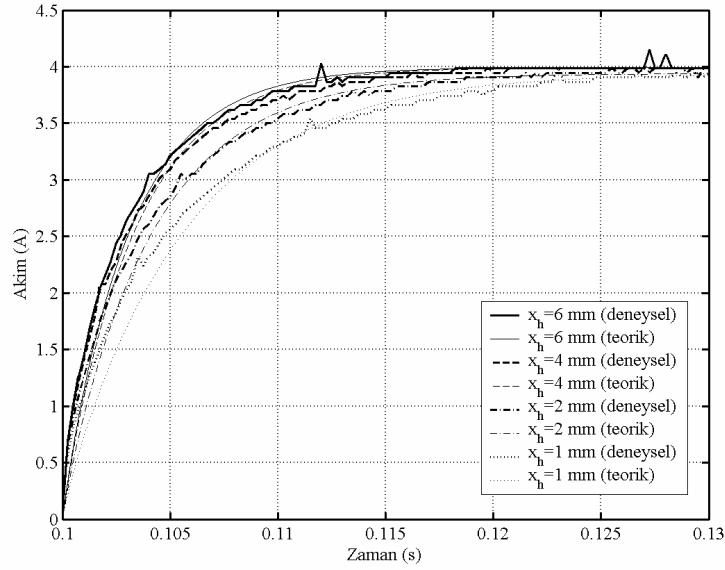
Bobin elemanında elektriksel zaman gecikmesi bir çok parametrenin yanında hava aralığı mesafesine bağlıdır (bkz. Bölüm 3.7.1). Hava aralığı mesafesi arttıkça başlangıçtaki indüktans değeri düşük olacağından zaman gecikmesi azalacaktır. Şekil 4.23' te farklı hava aralığı mesafelerinin elektriksel zaman gecikmesi üzerindeki etkileri karşılaştırma amacıyla teorik ve deneysel olarak verilmiştir. Şekilden görüldüğü gibi büyük hava aralıklarında sabit giriş gerilimi altında bobin akımı değişim hızı artmakta ve dolayısıyla elektriksel zaman gecikmesi azalmaktadır.

Şekil 4.24' te delik yarıçapının mıknatıs devresinin dinamik davranışı üzerindeki etkisi Model 1 ve 2 için gösterilmiştir. Şekilden görüldüğü gibi Model 1' de cevap süresi daha kısa çıkmaktadır. Bunun nedeni ise genel dış hacimleri aynı tutulan her iki modelde uygulama açısından (yayların mıknatıs devresi içerisinde yer alması zorunluluğundan) Model 2' nin mıknatıs çekim kuvvetine esas olan etkin kesit alanı daha küçük tutulmuştur. Bunun sonucu olarak da Model 2' de aynı şartlarda sağlanan mıknatıs çekim kuvveti biraz düşük kalmıştır.

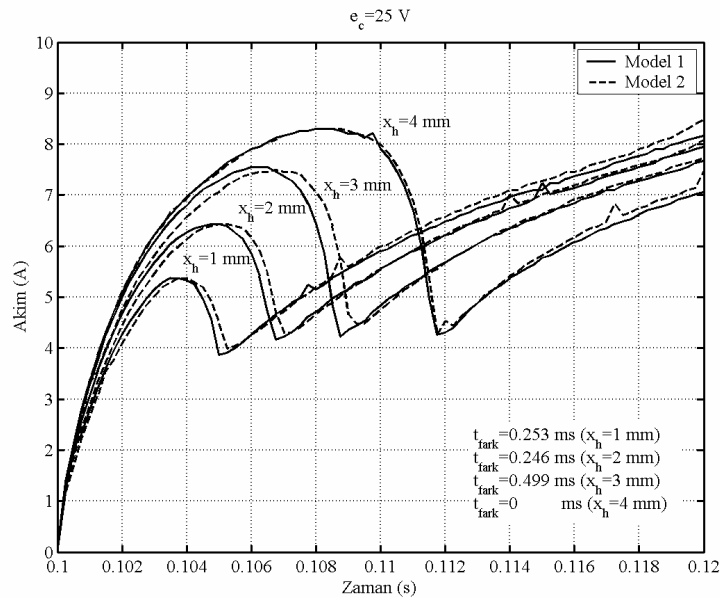


Şekil 4.22. Farklı giriş gerilimi değerleri için bobindeki akım değişimleri

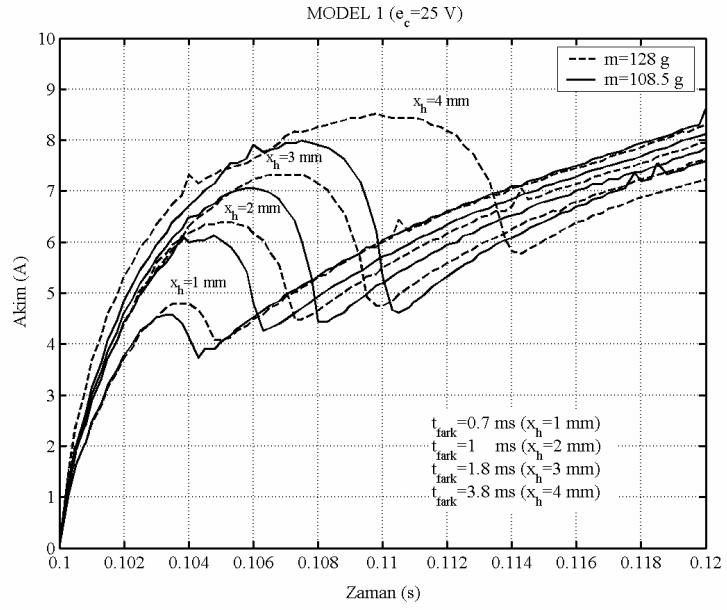
Şekil 4.25’ te ise hareketli kütlenin mıknatıs devresinin dinamik davranışı üzerindeki etkisi gösterilmiştir. Bu şekilden görüldüğü gibi hava aralığı mesafesi arttıkça hareketli kütle miktarı dinamik davranış üzerinde önemli oranda etkili olmaktadır.



Şekil 4.23. Farklı hava aralığı mesafesi için bobindeki akım değişimleri

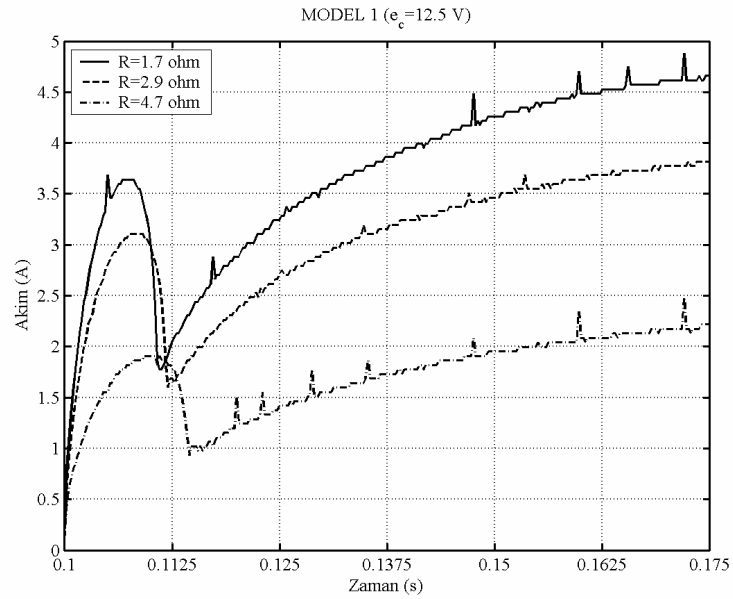


Şekil 4.24. Model 1 ve 2'nin mıknatıs devreleri açısından karşılaştırılması



Şekil 4.25. Hareketli kütlenin etkisi

Şekil 4.26' da basit bir uygulama örneği olarak tel çapı etkisinin deneysel inceleme sonuçları verilmiştir. Bu deneylerde hava aralığı 2 mm' de ayarlanmış ve üç farklı kalınlıkta tel ile sarılan ve dolayısıyla farklı dirençte olan bobinler için deney tekrarlanmıştır. Şekil 4.26' dan görüldüğü gibi bobin direnci azaldıkça sabit gerilim altında akım daha yüksek değerlere çıktığından sistemin cevap hızı artmaktadır.

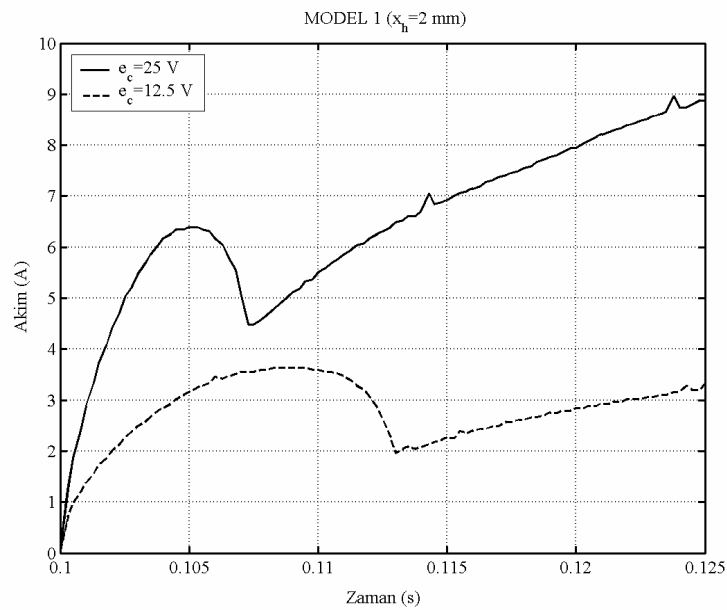


Şekil 4.26. Bobin direncinin etkisi

Şekil 4.27' de ise farklı uyarı gerilimlerinin mıknatıs devresinin dinamik davranışı üzerindeki etkisi gösterilmiştir. 12.5 ve 25 V' luk giriş gerilimi için 2 mm hava aralığında serbest konumdaki hareketli eleman mıknatıs devresi tarafından çekime zorlanmış ve deney sonuçları kaydedilmiştir. Uygulama geriliminin 12.5 V' tan 25 V' a çıkarılması cevap süresini yaklaşık olarak % 43 oranında kısaltmıştır. Bu deney sonuçları uygulanan gerilim değeri arttıkça cevap hızının artışı açık şekilde göstermiştir. Bu durum aşırı uyarı akımı uygulamasının elektromekanik supap mekanizmasının cevap süresi üzerindeki etkisini açık şekilde göstermektedir.

4.3.2.2. Elektromekanik Supap Mekanizmaları Üzerinde Yürütülen Çalışmalar

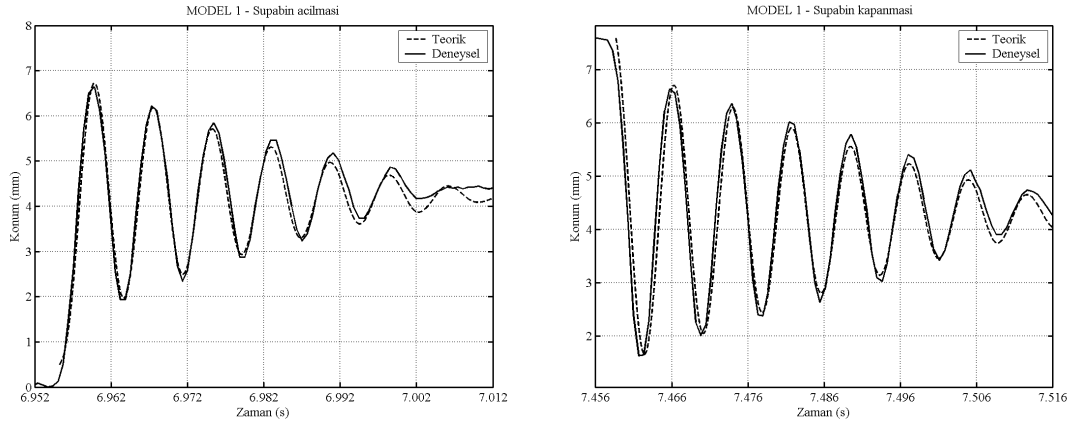
Mıknatıs devreleri üzerinde yürütülen ön çalışmalar tamamlanarak uygun değerler belirlendikten sonra prototiplerin montajı gerçekleştirilmiş ve tasarlanan elektronik devreler ile sistem bilgisayardan denetlenebilir şekle getirilmiştir. Prototip sistemlerin imalatında yeteri kadar hassasiyet gösterilmiş olmasına karşın bazı ölçü farklılıkları ortaya çıkmıştır. Tasarım başlangıcında supabın hareket mesafesi nominal değer olarak 8 mm belirlenmiş fakat her iki modelde de imalat işlemi sonucunda bu mesafesinin 7.6 mm olarak gerçekleştirildiği tespit edilmiştir. Bu ölçü farklılığının ise sistemin karakteristiklerinin incelenmesinde önemli bir etki yaratmayacağı sonucuna varılmıştır.



Şekil 4.27. Elektrik giriş enerjisinin etkisi

İmalatı gerçekleştirilen elektromekanik supap mekanizması prototip modelleri üzerindeki ilk deneyler sistemin serbest titreşim hareketini belirlemek için yürütülmüştür. Bu deneyler mıknatıs devresindeki akım sıfırlanarak supabın serbest bırakılması sonucunda elde edildiğinden kesime sokulan mıknatıs devresindeki kalıntı mıknatıs kuvveti de hareket üzerinde etkilidir.

Şekil 4.28’ de bu durum dikkate alınarak Model 1 için elde edilen serbest titreşim hareketi benzetim ve deney sonuçları verilmiştir. Şekilden görüldüğü gibi oturma konumu hareket mesafesinin orta noktasına karşılık gelmemektedir. Bu sapma konum algılayıcısının deney düzeneğine adaptasyonundan kaynaklanmakta ve genel davranışı değiştirmemektedir. Şekilden görüldüğü gibi disk yay enerjisi ile hareket mesafesinin yaklaşık % 80’ ine kadar ulaşmakta ve salınım hareketi yaparak denge konumuna gelmektedir. Ayrıca elde edilen serbest salınım hareketi zarf eğrilerinin doğrusal olarak değişmesi sistemde hareket boyunca kuru sürtünmenin etkili olduğunu göstermektedir (Meirovitch 1975). Bu eğriler yardımıyla kuru sürtünme kuvveti Model 1’ de 12-13 N olarak, Model 2 için elde edilen benzer eğrilerden 5-6 N olarak tespit edilmiştir. Ayrıca bu eğriler üzerinden ξ ve ω_n değerleri $M_p = e^{-\xi\pi/\sqrt{1-\xi^2}}$, $t_t = \pi/\omega_n\sqrt{1-\xi^2}$ eşitlikleri yardımıyla hesaplanmış ve buna bağlı olarak $b = 2\xi\omega_n m$ eşitliği yardımıyla viskoz sürtünme katsayısı Model 1’ de yaklaşık 50 N/(m/s) ve Model 2’ de yaklaşık 65 N/(m/s) olarak belirlenmiştir. Benzetim sonuçlarında da yaklaşık olarak bu değerler kullanılmış ve deney sonuçları ile iyi bir uyum elde edilmiştir (Şekil 4.32, 4.34).

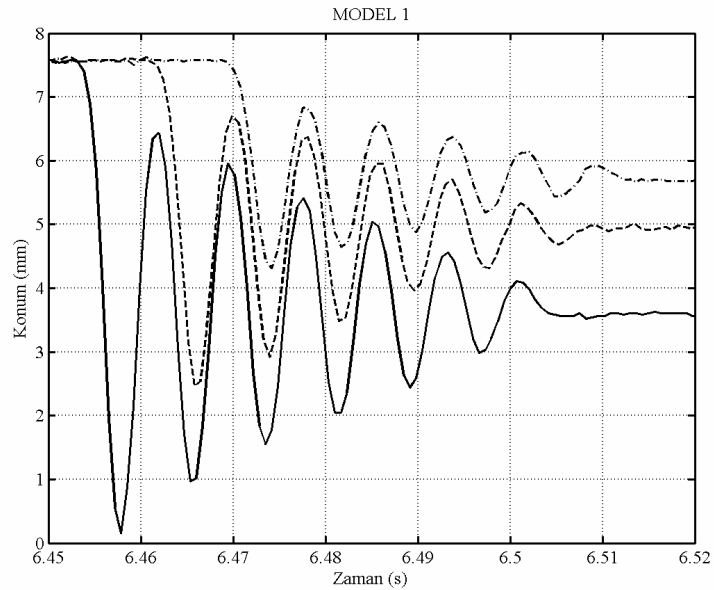


Şekil 4.28. Serbest salınım hareketi

Şekil 4.29’ da farklı denge konumlarına karşılık elde edilen serbest salınım hareketi sonuçları verilmiştir. Şekilden görüldüğü gibi denge durumu açma/kapama konumuna yaklaştıkça ölü zaman gecikmesi artarken titreşim genliği azalmaktadır. Bunun nedeni denge durumu açma/kapama konumuna yaklaştıkça tutma aralığı mesafesinde yayın depoladığı enerjinin azalmasıdır.

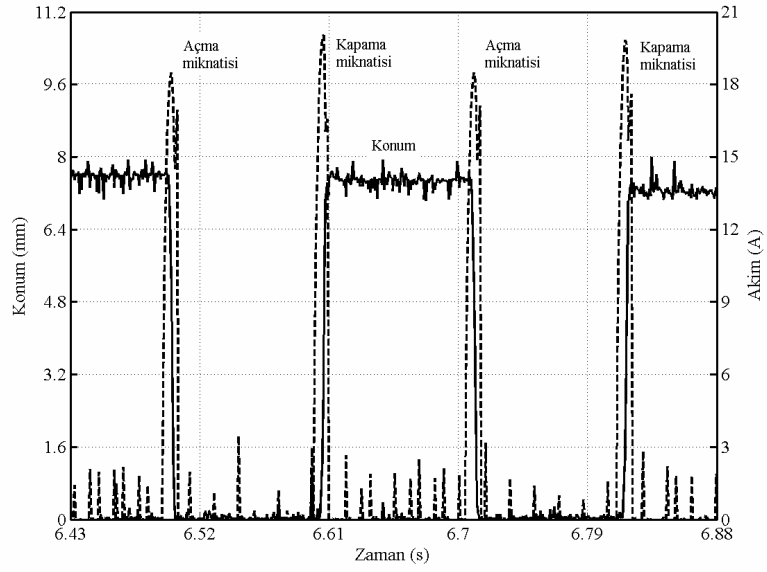
Şekil 4.30’ da elektromekanik sistemin belli bir anahtarlama periyodunda elde edilen akım ve konum karakteristikleri gösterilmiştir. Şekilden görüldüğü gibi hareket tamamlandıktan sonra uyarı akımı maksimum değerinin yaklaşık % 10’ u mertebelerine düşürülmüştür. Bu akım değeri supabı açık/kapalı konumda tutmak için yeterli miktar olarak belirlenmiştir. Bilgisayarda üretilen iki kademeli sinyal DGM sinyalinin doluluk oranını ayarlamak için kullanılmış ve DGM frekansı 8 kHz olarak ayarlanmıştır. Şekildeki akım değişim eğrisinde tutma akımı değerlerindeki saçaklanma akım sürücü devrenin DGM tekniği ile denetiminden ve akım algılama için uygulanan yöntemden kaynaklanmaktadır. Bu nedenle deneylerde tutma akımı değerleri statik ölçümlerle belirlenmiştir.

İmalatı gerçekleştirilen akım sürücü devre negatif sinyal ile çalışabilir türde olmadığı için iletimden kesilen mıknatıs devresinde akım hızlı olarak sıfırlanamamış bu da sistemin çalışmasında ölü zaman gecikmesine neden olmuştur.

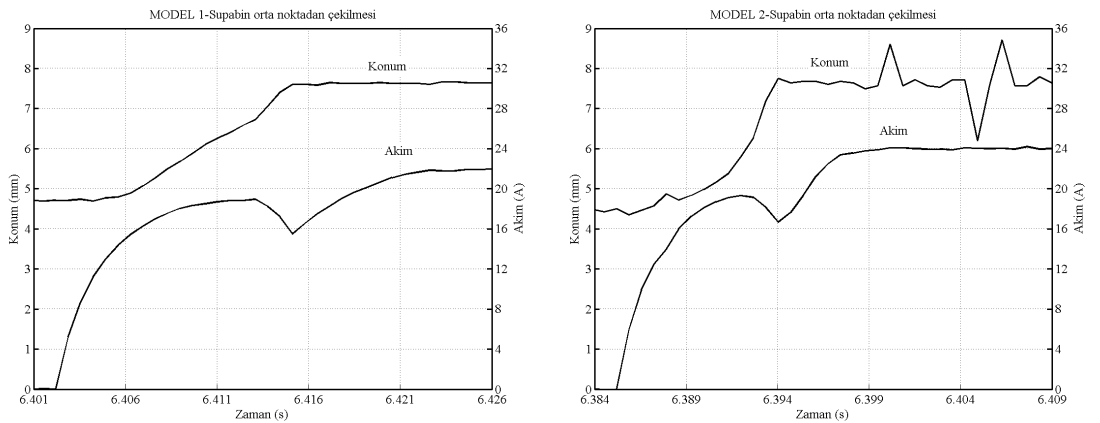


Şekil 4.29. Farklı denge konumları için supabın serbest salınım hareketi

Şekil 4.31’ de mıknatıs devrelerinin orta noktadan supabı çekme hareketindeki dinamik davranış eğrileri verilmiştir. Bu şekilden görüldüğü gibi supap hareketinin tamamının mıknatıs kuvveti ile gerçekleşmesi ve yayların harekete karşı yönde etki etmesi nedeniyle supabın hareket zamanı Model 1’ de 10 ms, Model 2’ de 7 ms olarak elde edilmiş ve bununla beraber bobin akımı da sürekli çalışmadaki değere göre daha yüksek çıkmıştır.

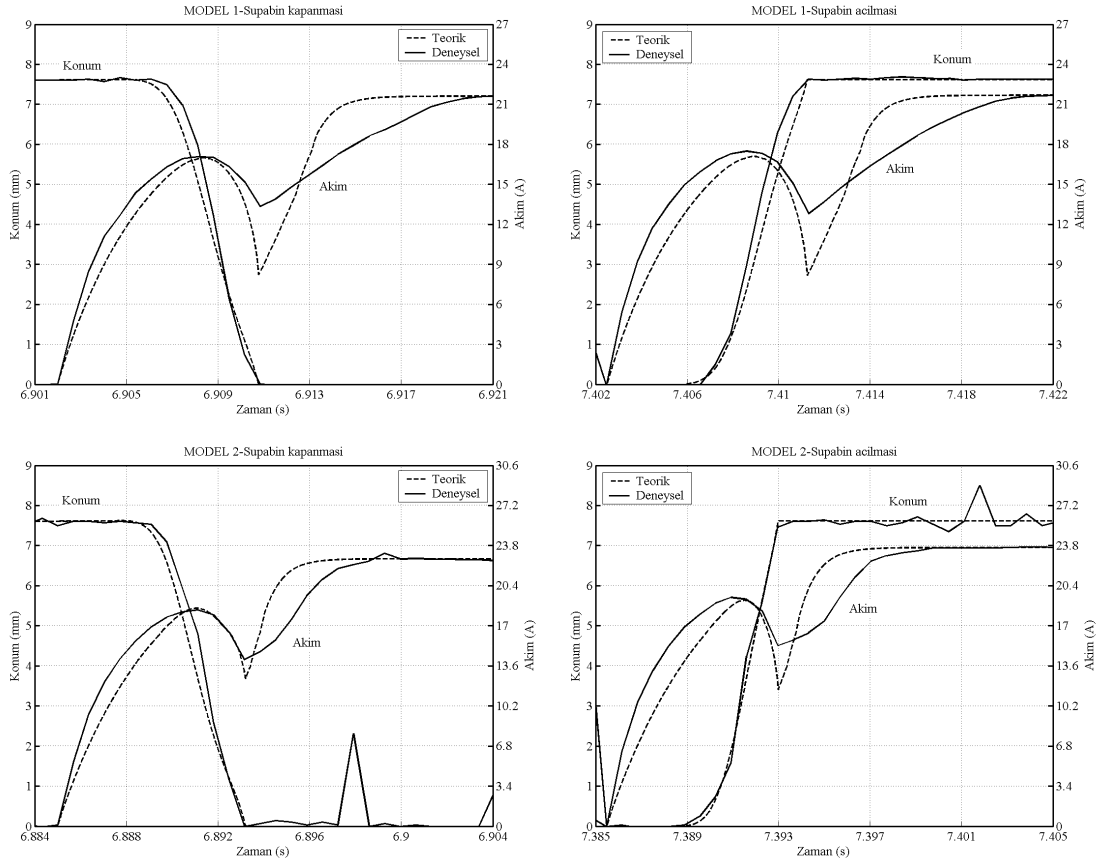


Şekil 4.30. Açma ve kapama mıknatısındaki akım değişimleri



Şekil 4.31. Elektromekanik supap mekanizmasının orta noktadan çekilmesi

Şekil 4.32’ de Model 1 ve Model 2 için deneysel olarak elde edilen supabın açma-kapama karakteristikleri gösterilmiştir. Bu deneylerde besleme gerilimi için seri bağlı 4 adet akü (toplam ≈ 55 V) kullanılmıştır. Karşılaştırma amacıyla benzetim sonuçları da deneysel sonuçlarla birlikte verilmiş ve teorik sonuçlarla deneysel sonuçların iyi bir uyum sağladığı gösterilmiştir. Şekil 4.32’ de akım değişim eğrisi konum değişim eğrisi ile karşılaştırıldığında akımın minimum yaptığı noktada supabın hareketini tamamladığı görülür. Akım değişim eğrisi üzerinde toplam anahtarlama süresini tespit etmek mümkünse de sistemin hareket süresi ancak konum değişim eğrisi üzerinden tespit edilebilmektedir. Bu karakteristik eğrilerden gözlenebilen en önemli özellik toplam anahtarlama süresi için bekleme süresinin (ölü zaman) yüksekliğidir. Bunun bir nedeni sürtünme kuvvetleri olup diğer önemli bir nedeni de kesime sokulan açma/kapama mıknatıs devresindeki elektriksel gecikmedir. Elektriksel gecikmeye bağlı olarak kesime sokulan mıknatıs devresindeki kalıntı mıknatıslanma etkisi hareketi geciktirmektedir.

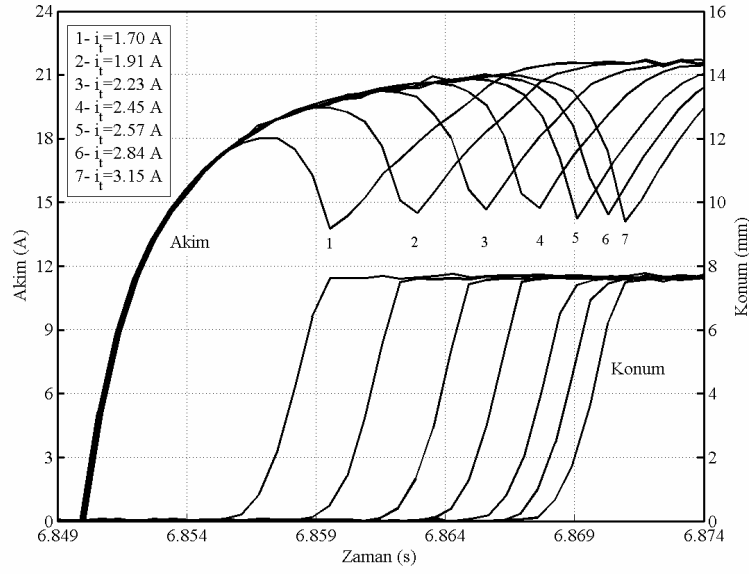


Şekil 4.32. Elektromekanik supap mekanizmasının dinamik karakteristikleri

Şekil 4.32' den Model 2' nin cevap süresi beklenildiği gibi daha kısa tespit edilmiştir. Bu da hareketli kütlenin Model 1' dekine göre daha hafif olmasından kaynaklanmaktadır. Model 1' de supabın açılması ve kapanması için toplam cevap süresi yaklaşık olarak 8.8 ms, hareket süresi ise yaklaşık 4.7 ms iken Model 2' de toplam cevap süresi yaklaşık 8 ms ve hareket süresi yaklaşık 4 ms' dir. Bu durumda ölü zaman gecikmesi Model 1' de toplam hareket zamanının % 47' sini, Model 2' de % 50' sini oluşturmaktadır. Bu sonuçlara göre her iki modelde hareket süresi serbest salınım hareketine göre hesaplanan değerlere $(T = 2\pi/\omega_n, \omega_n = \sqrt{K/m})$ çok yakındır. Model 1' in hareket periyodu yaklaşık 7.7 ms iken Model 2' nin hareket periyodu yaklaşık 6.8 ms' dir.

Şekil 4.33' te kesime sokulan mıknatıs devresinde tutma akımının geciktirici etkisini gösteren deneysel sonuçlar verilmiştir. Bu deneyler farklı tutma akımı değerleri için Model 1 üzerinde yürütülmüş olup giriş uyarı gerilimi olarak maksimum 55 V uygulanmıştır. Bu şekilden görüldüğü gibi tutma akımı arttıkça ölü zaman gecikmesi ve buna bağlı olarak da toplam anahtarlama zamanı artmaktadır. Buna karşılık, konum değişim eğrilerinden görüldüğü gibi hareket süresince konum değişimi tüm tutma akımlarında birbirine paralel biçimde aynı kalmaktadır. Bu sonuçlarda, tüm tutma akımlarında hareket zamanı daha önce olduğu gibi yaklaşık olarak 4.7 ms olarak tespit edilmiştir. Şekil 4.33' ten görüldüğü gibi tutma akımının geciktirici etkisi arttıkça hareketin başlatılabilmesi için ilettime sokulan bobindeki uyarı akımının da daha yüksek değerlere ulaşması gerekmektedir. Bu durum bir taraftan anahtarlama süresindeki enerji tüketimini artırırken diğer taraftan da mıknatıs devresinin aşırı ısınmasına neden olacaktır.

Çizelge 4.8' de tutma akımı değerlerine bağlı olarak toplam hareket süresi ve enerji tüketimi değişimi verilmiştir. Şekil 4.33 ve Çizelge 4.8' den de görüldüğü gibi iletimden kesilen mıknatıs devresinde tutma akımının en düşük değeri (1.7 A) %85 oranında arttırıldığında (3.15 A) ölü zaman gecikmesini yaklaşık % 240, bununla birlikte ilettime sokulan mıknatıs devresindeki maksimum akım yaklaşık % 17 ve enerji tüketimi de yaklaşık % 80 oranında artmaktadır.



Şekil 4.33. Tutma akımının dinamik davranış üzerindeki etkisi

Çizelge 4.8. Tutma akımının dinamik davranış ve enerji tüketimi üzerindeki etkisi

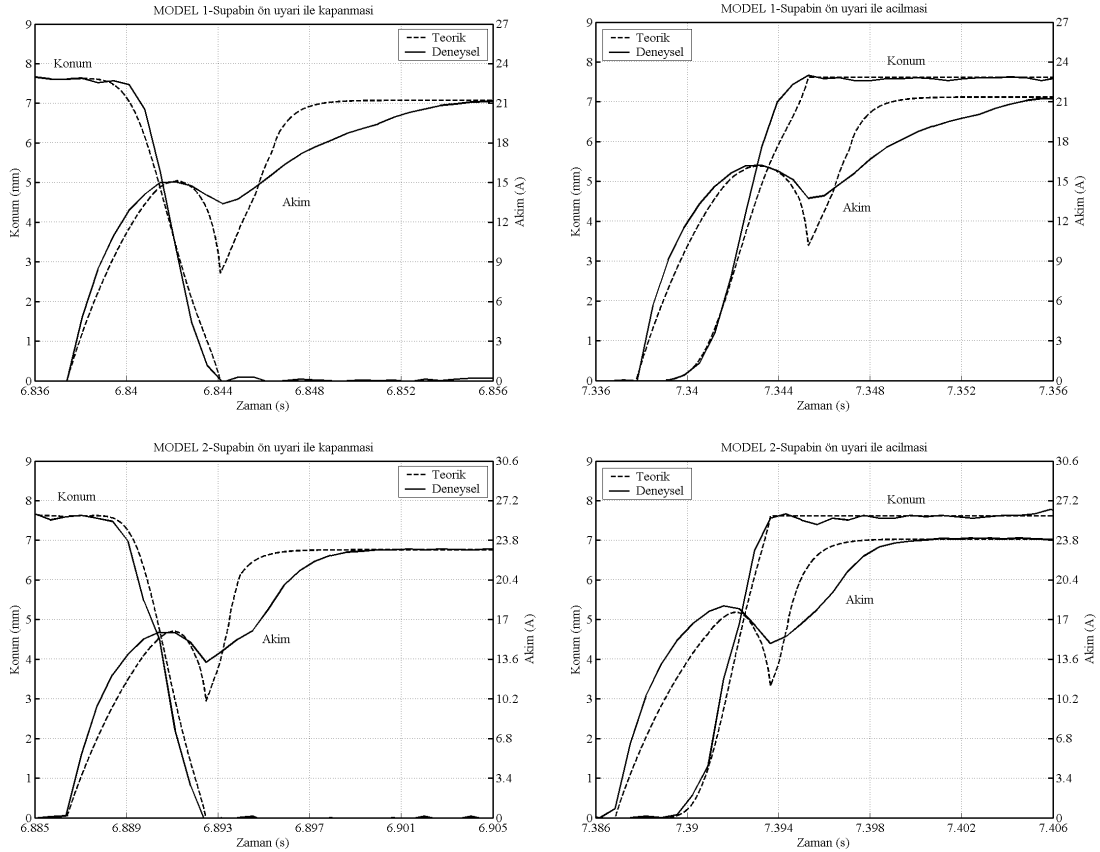
Tutma akımı (A)	Toplam hareket süresi (ms)	Enerji tüketimi (J)
1.70	9.5	7.98
1.91	12.9	11.94
2.23	15.5	15.38
2.45	17.6	17.86
2.57	19.1	19.72
2.84	20.3	21.32
3.15	21.0	22.30

Tutma akımının geciktirici etkisini azaltmanın çeşitli yolları mevcuttur. Bir yöntem açma/kapama mıknatısını maksimum gerilim girişi ile anahtarladıktan sonra gerilimi minimum tutma akımı seviyelerine düşürmektir. Bu durumda minimum tutma akımında kesime sokulan açma/kapama mıknatısındaki tutma akımının geciktirici etkisi azaltılmış olur. Bir diğer yöntem ise tutma mıknatıs devresindeki akımı anahtarlama mıknatıs devresini ilettime sokmadan biraz önceden sıfırlamak veya tutma mıknatıs devresine anahtarlama başlangıcında ters gerilim uygulamaktır. Şekil 4.34' te gerilimin her iki model için yaklaşık 4-5 ms önceden sıfırlanması ile elde edilmiş dinamik davranış eğrileri verilmiştir. Bu şekilden görüldüğü gibi böyle bir uygulama ile yaklaşık olarak aynı hareket zamanında toplam hareket süresi Model 1' de 6-6.5 ms' ye ve

Model 2' de 7-7.5 ms' ye düşürülmüştür. Bu durumda ters gerilim uygulayarak tutma akımının sıfırlanması ile ölü zaman gecikmesinin en asgari düzeye indirilebileceği söylenebilir.

Şekil 4.32 ve 4.34' te elektromekanik supap mekanizması matematik modelinin geçerliliğini göstermek amacıyla benzetim sonuçları da deney sonuçları ile beraber verilmiştir. Bu şekillerden görüldüğü gibi sürtünme kuvvetleri, mıknatis devresinin kesime sokulma anındaki tutma akımının geciktirici etkisi ve bobindeki ısınma nedeniyle ortaya çıkan direnç değişimi de dikkate alınarak elde edilen benzetim sonuçları ile deneysel sonuçlar arasında iyi bir uyum sağladığı görülmüştür.

Tasarlanan sistemlerin 42 V' ta çalışabilirliğini göstermek amacıyla üç akü kullanılarak Model 1 ve 2 için deneyler yürütülmüştür. Bu deneylerde 42 V' luk uygulama geriliminde toplam hareket süresi Model 1' de yaklaşık 10 ms, Model 2' de yaklaşık 9 ms ve hareket süresi Model 1' de 5.5 ms ve Model 2' de 5 ms olarak tespit edilmiştir.

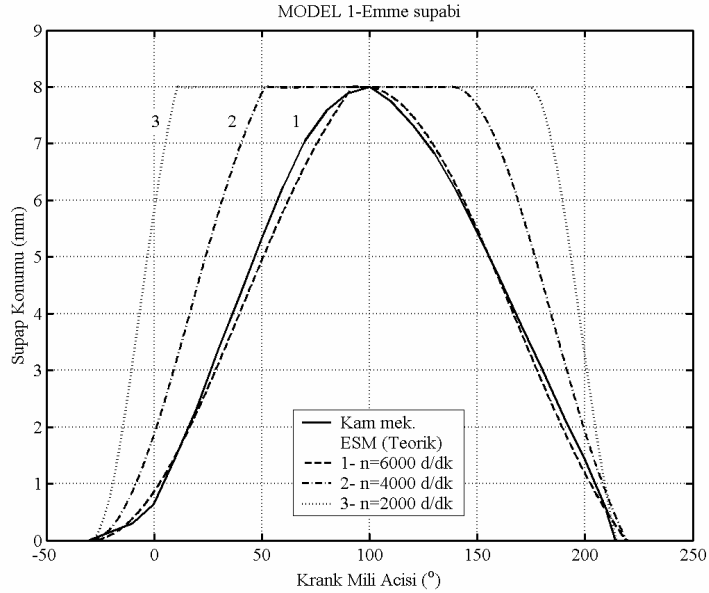


Şekil 4.34. Ölü zaman gecikmesinin azaltılması

4.4. Elektromekanik Supap Mekanizmasının Kamlı Sistem İle Karşılaştırılması

Açık döngü çalıştırılan elektromekanik supap mekanizmalarında supabın hareket hızı krank mili hızına bağlı olmayıp elektromekanik sistemin mekanik parametrelerine bağlıdır. Şekil 4.35’ te klasik sistemin sabit krank mili açısındaki supap hareket profili ile bu krank açısında elektromekanik supap mekanizmasının hareket profili verilmiştir. Bu şekilden görüldüğü gibi düşük devirlerde supap hareketini daha düşük krank mili açılarında buna karşılık yüksek devirlerde daha büyük krank mili açılarında tamamlamaktadır. Belli bir krank mili açısı referans alınarak elde edilen hareket değişim eğrilerinden görüldüğü gibi 2 ve 3 numaralı eğrilerde düşük devirlerde supap belli bir zaman aralığında açık konumda beklemektedir.

Elektromekanik supap mekanizmasının en büyük üstünlüğü elektronik denetim birimine bağlı olarak supabın açılıp kapanmasının esnek olarak denetlenebilmesi olduğundan böyle bir sistemde supabın sabit bir krank mili açısında çalışması ve dolayısıyla belli bir zaman aralığında beklemesi gerekmez. Bu nedenle supap motorun çalışma şartlarına göre istenilen zamanda açılıp kapanabilir ve istenilen süre kadar bekletilebilir.



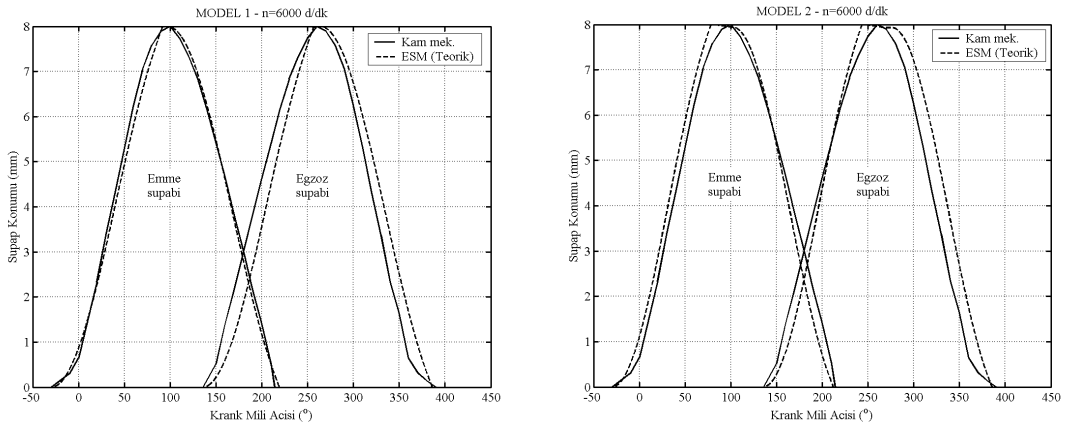
Şekil 4.35. Farklı motor devirleri için supap hareket profili

Elektromekanik supap mekanizmalarının açılma ve kapanma süresi motorun maksimum çalışma devrine uygun olmalıdır. Örneğin 6000 d/dk'lık bir motorda emme supabı için yaklaşık 244°'lik, egzoz supabı için yaklaşık 254°'lik supap hareket profili dikkate alındığında supabın toplam açılma ve kapanma zamanı yaklaşık olarak 6.8 ms olmalıdır. Dolayısıyla supap 3.4 ms içinde hareketini tamamlamalıdır.

Elektromekanik supap mekanizmaları için yapılan iki farklı tasarımdan supabın hareket periyodu Model 1'de 7.7 ms, Model 2'de 6.8 ms'dir. Mıknatıs kuvvetinin etkisi ile ideal şartlarda benzetim sonuçlarından supabın hareket süresi Model 1'de 3.4 ms, Model 2'de ise 3 ms olarak elde edilmiştir (Şekil 4.7). Bu nedenle Model 1 ve 2 ideal şartlarda gerçekleştiği takdirde 6000 d/dk'lık motor devirlerinde kullanılabilir gözükmektedir.

Şekil 4.36'da elektromekanik supap mekanizmaları için tasarlanan her iki modelin 6000 d/dk'lık motor devri için kam milinden tahrikli supap mekanizması ile karşılaştırılması gösterilmiştir. Burada daha önce bir doktora tezinde kullanılan, piston çapı 75 mm ve stroğu 94 mm olan bir motorun supap hareket profili referans olarak alınmıştır (Gül 1994). Şekilden görüldüğü gibi her iki modelin hareket profili ile kamlı sistemin hareket profili birbirine çok yakın olarak elde edilmiştir.

Gerçeklenen prototip sistemlerde hareket başlangıcında iletimden kesilen mıknatıs devresine ters gerilim uygulamak suretiyle tutma akımı daha hızlı sıfırlanarak ölü zaman gecikmesi asgari düzeye indirilebilir (Wang 2002). Bu durumda Model 1 4000 d/dk'lık motor devirleri için uygun gözükürken, Model 2 daha yüksek cevap hızı sağlaması nedeniyle 5000 d/dk'lık motor devirleri için uygun gözükmektedir.



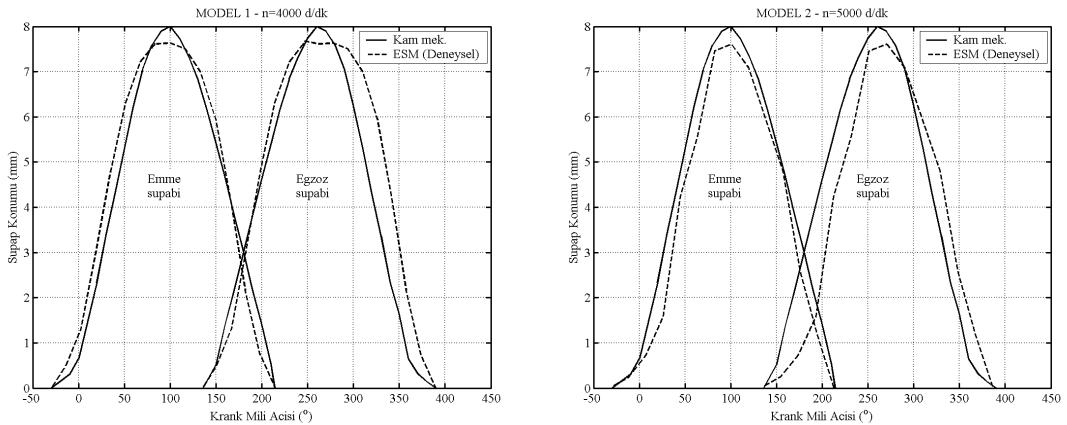
Şekil 4.36. Model 1 ve 2'nin kamlı sistem ile karşılaştırılması

Her iki model için deneysel olarak elde edilen supap konum eğrileri ile kamlı sistemin hareket profilinin uygun motor devirleri için karşılaştırılması Şekil 4.37’ de verilmiştir. Bu şekilden görüldüğü gibi elektromekanik supap mekanizmasının çalışabileceği motor devirleri için supabın hareket profili ile kamlı sistemin supap hareket profili birbiri ile uyumlu olarak elde edilmiştir.

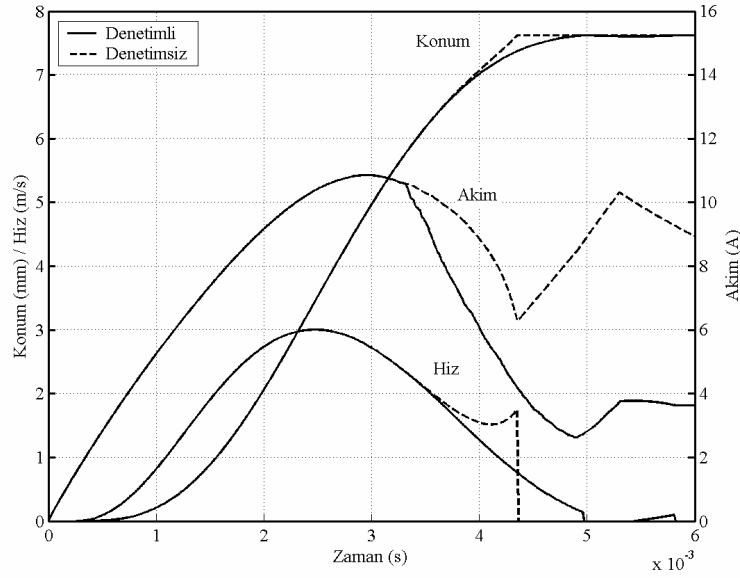
Tasarlanan prototip modellerde mıknatıs devresi boyutlarının izin verdiği ölçüde daha sert yay kullanılarak daha yüksek cevap hızları elde edilebilir ve bu durumda daha yüksek motor hızlarında kullanılabilceği söylenebilir.

4.5. Elektromekanik Supap Mekanizmasının Denetimi

Tasarlanan sistemde bobin akımının anahtarlanması ile oturma hızının düşürülebileceğini göstermek amacıyla elektromekanik supap mekanizmasının denetimi Model 2’ nin gerçek çalışma durumu referans alınarak teorik olarak gerçekleştirilmiştir. Sistemin denetimi açık döngü ve kapalı döngü olmak üzere iki şekilde yapılmıştır. Mıknatıs devresi bobinine pozitif ve negatif değerler arasında değişen maksimum değeri ± 42 V olan kare dalga ve sinüs sinyali ile rasgele sinyal gönderilerek sistem açık döngü olarak denetlenmiş ve oturma hızı kabul edilebilir değerlere düşürülmüştür. Bu uygulamada en iyi sonuç bobine uygulanan rasgele sinyal ile elde edilmiştir (Şekil 4.38). Çizelge 4.9’ da ise rasgele sinyal ve diğer giriş sinyallerinde elde edilen oturma hızı değerleri gösterilmiştir.



Şekil 4.37. Model 1 ve 2’ nin deney sonuçları ile kamlı sistemin karşılaştırılması



Şekil 4.38. Açık döngü denetim (rasgele sinyal)

Çizelge 4.9. Giriş sinyali biçimine göre supabın oturma hızı

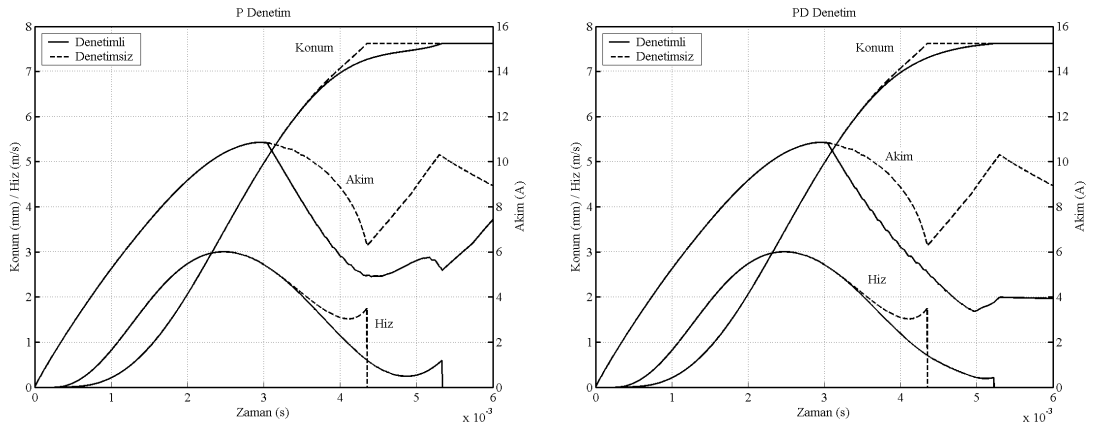
Sinyal Biçimi	Oturma Hızı (m/s)
Kare	0.17
Sinüs	0.13
Rasgele	0.12

Sistemin kapalı döngü denetimi Bölüm 3.12' de açıklandığı gibi üç aşamalı olarak gerçekleştirilmiş ve referans olarak belirlenen bir konum eğrisi ile çıkış konumu karşılaştırılmış üretilen hata sinyaline bağlı olarak P ve PD etki ile denetim sinyali oluşturulmuştur. Bu denetim sinyali yardımı ile de 8 kHz' lik DGM sinyali elde edilerek bobin akımı anahtarlanmıştır. Bu uygulamada türev etki farklı bir amaç için kullanılmış olup hatanın türevi alınarak daha küçük orantı kazancında DGM sinyalinin elde edilmesi sağlanmıştır. Bobin akımının bu şekilde anahtarlanması ile oturma hızı teorik olarak önemli oranda azaltılmıştır. P ve PD etki için model sonucu Şekil 4.39' da verilmiştir. Bu şekillerden görüldüğü gibi P etkide oturma hızı yaklaşık olarak 0.57 m/s' ye, PD etkide ise 0.2 m/s' ye kadar azaltılmıştır.

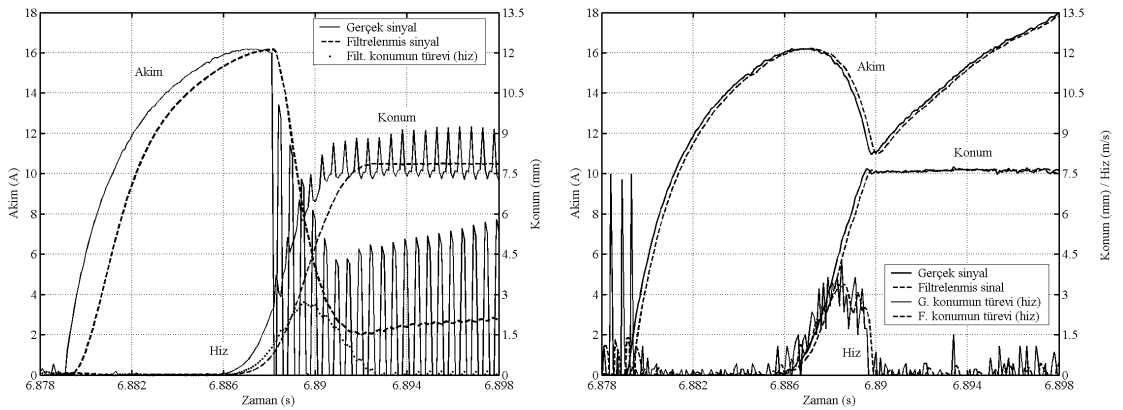
Açık döngü ve kapalı döngü denetim için elde edilen eğrilerden görüldüğü gibi oturma hızının azaltılması hareket süresini arttırmaktadır.

Şekil 4.40' ta ise sistemin normal çalışma (a) ve akımın anahtarlanması (b) durumunda deneysel olarak elde edilen denetim sonucu verilmiştir. Şekil 4.40 a' dan

görüldüğü gibi normal çalışmada hız kestiriminden hareketin yaklaşık olarak 2 m/s' lik bir hızla tamamlandığı görülür. Şekil 4.40 b' de ise bobin akımı hareket sonunda 8 kHz ve % 50 doluluk oranındaki DGM sinyali ile anahtarlanarak oturma hızı azaltılmaya çalışılmıştır. Şekilden görüldüğü gibi akımın anahtarlanması ile hareket sonunda konum eğrisinde yumuşak bir geçiş olmakta ve supabın hareketi kam profiline yaklaşmaktadır. Bu da hareket sonunda hızın azaltıldığına bir göstergesidir. Bu durumda oturma hızı hız kestiriminden yaklaşık olarak 0.24 m/s olarak tespit edilmiştir.



Şekil 4.39. Kapalı döngü denetim (teorik)



Şekil 4.40. Açık döngü denetim (deneysel)

5. SONUÇ VE ÖNERİLER

5.1. Sonuç

Elektromekanik supap mekanizmalarında kullanılacak mıknatıs devresi yay kuvvetini ve diğer karşı kuvvetleri yenebilecek şekilde özellikle yakın mesafelerde yüksek çekim kuvveti sağlamalıdır.

Elektromekanik supap mekanizmaları üzerinde çok çeşitli çalışmalar yürütülmekte ve bu çalışmalarda genellikle silisli sac kullanılarak imal edilen E-tipi olarak adlandırılan dikdörtgen prizması şeklinde mıknatıs devreleri kullanılmaktadır. Ancak bu sistemlerin üretimi zor ve maliyeti yüksek görünmekle birlikte yakın mesafelerde yaklaşık olarak 1000-1200 N değerlerinde mıknatıs çekim kuvvetleri ve 3.5-4 ms' lik hareket süreleri sağlamaktadır.

Bu çalışmada çok hassas işlem gerektirmeyen üretimi kolay ve üretim maliyeti düşük olan disk ve piston tipi olarak adlandırılan iki farklı mıknatıs devresi ele alınmış ve bu devrelerin elektromekanik supap mekanizmalarında uygulanabilirliği araştırılmıştır.

Üç model için mıknatıs devreleri boyutlandırılmış, statik ve dinamik karakteristikleri teorik olarak elde edilmiştir. Elde edilen sonuçlara göre piston tipi mıknatıs devresinin güvenilir bir supap performansı sağlamayacağına ve bu nedenle de uygun bir model olmadığına karar verilmiştir.

Elektromekanik supap mekanizmalarında disk tipi mıknatıs devresinin uygun olduğu tespit edilmiş ve bu mıknatıs devresinin yakın mesafelerde teorik olarak 1800-2000 N' luk mıknatıs çekim kuvveti sağladığı belirlenmiş ve bu mıknatıs devresi ile ideal şartlarda hareket süresi teorik olarak 3-3.4 ms olarak elde edilmiştir.

Disk tipi mıknatıs devresinin kullanımı ile basit yapılı ve tolerans aralığı geniş iki farklı model tasarlanmış ve imalatı gerçekleştirilmiştir. Bu modeller için sistemin statik ve dinamik karakteristikleri deneysel olarak da elde edilmiş, tasarım parametrelerinin etkisi teorik ve deneysel olarak incelenmiştir. Bu parametreler mıknatıs devresine açılan delik yarıçapı, silindir içi basınç kuvveti, yay katsayısı, disk kalınlığı, bobin direnci, giriş gerilimi, anahtarlama biçimi, tutma akımı, sürtünme kuvveti, denge konumu ve malzemenin etkisi şeklinde ele alınmıştır.

Teorik olarak elde edilen statik kuvvet-yer değiştirme karakteristik eğrilerinde disk kalınlığının etkisi görülmemesine karşın, farklı disk kalınlıkları için yapılan deneylerde disk kalınlığındaki aşırı azalmanın mıknatıs kuvvetinde belirgin bir düşüşe neden olduğu belirlenmiştir.

Her iki modelin imalatı imkanlar dahilinde yapılmış çok hassas imalat toleransları elde edilememiştir. Mıknatıs devreleri 8 mm' lik supap hareket mesafesi için tasarlanmış ancak imalatı 7.6 mm olarak gerçekleştirilmiştir. İmalatı yapılan her iki modelde de bobinler 0.5 mm' lik tel ile sarılmış ve bobinlerin sarım sayısı 156 olarak elde edilmiştir. Bu durumda bobin direnci yaklaşık olarak 1.7 Ω olarak llmştir.

Deney dzenesinde ilave bazı donanımlara ihtiyaç duyulmuş, bir mekatronik sistem olarak ele alınabilen elektromekanik supap mekanizmasının elektriksel kumandasında açma ve kapama bobinlerini sürmek için iki adet akım sürücü devrenin ve supap konumlarının algılanabilmesi için iki adet konum algılayıcısının imalatı gerçekleştirilmiştir.

Sistemin toplam cevap süresini kısa tutmak ve tutma anında enerji tüketimini azaltmak amacıyla sisteme iki kademeli giriş sinyalinin uygulanması uygun bulunmuştur. Bunun için akım sürücü devredeki IGBT anahtarlama elemanı darbe genişlik modülasyon tekniği (DGM) ile sürülerek bobinden geçen akım giriş sinyali ile modüle edilebilir şekle getirilmiştir.

Deneysel çalışmalarda dört adet ak kullanılmış ve bu durumda supabın açılması ve kapanması için toplam hareket zamanı Model 1' de yaklaşık 8.8 ms, Model 2' de yaklaşık 8 ms ve hareket zamanı Model 1' de yaklaşık 4.7 ms, Model 2' de yaklaşık 4 ms olarak elde edilmiştir. Her iki modelde de toplam hareket zamanının büyük bir kısmını (\approx % 50) l zaman gecikmesinin oluşturduğu ve bu gecikmenin kesime sokulma anındaki tutma akımı değeri ile arttığı deneysel olarak tespit edilmiştir.

Ölü zaman gecikmesi mıknatıs devresinin önceden kesime sokulması ile belli oranda azaltılarak toplam hareket zamanı Model 1' de yaklaşık 7-7.5 ms, Model 2' de yaklaşık 6-6.5 ms olarak elde edilmiştir.

Elektromekanik supap mekanizmasının matematik modelinin denklemleri ayrıntılı olarak çıkarılmış ve bu matematik modellerin benzetimi yapılmıştır. Gerek statik ve gerekse dinamik karakteristikler için benzetim sonuçlarının deney sonuçları ile iyi bir uyum gösterdiği tespit edilmiştir.

Bu tez çalışması kapsamında kısıtlı olanaklar nedeniyle elektromekanik supap mekanizmasının en kritik problemi olan oturma hızı denetimi teorik olarak ele alınmıştır. Bu durumda kapalı döngü denetimde PD etki ve DGM tekniği ile oturma hızı 0.21 m/s' ye kadar düşürülebilmektedir. Deneysel çalışmalarda oturma hızının akımın anahtarlanması ile azaltılabileceği gösterilmiştir.

Bu çalışmada elektromekanik supap mekanizmaları için ele alınan her iki modelin gerek kuramsal gerekse deneysel olarak elektromekanik supap mekanizmalarında uygulanabilirliği ortaya konmuştur. Supabın oturma hızı azaltıldığında ve uygun imalat koşulları altında gerçekleştirildiğinde her iki model de otomobil motorlarında kullanılabilir yapıdadır.

5.2. Öneriler

Prototip modellerin daha hassas ve standart bir imalatı ile ve daha iyi özellikteki yayların kullanılmasıyla her iki modeldeki imalat problemleri giderilebilir. Böylelikle sistemdeki sürtünme de azaltılarak daha yüksek cevap hızları elde edilebilir.

Sistemde kullanılan akım sürücü devre ters gerilimle çalışabilecek türde tasarlanabilir ve bu da denetimi önemli oranda kolaylaştırır. Böylelikle hareket başlangıcında kesime sokulan mıknatıs devresi akımı sıfırlanarak supap hareketinde ölü zaman gecikmesi önemli oranda azaltılabilir ve supabın toplam hareket zamanı da azalır.

Oturma hızının geri beslemeli denetimi deneysel olarak gerçekleştirilebilir ve bunun için farklı türdeki denetim yordamları kullanılabilir.

Ayrıca tasarlanan ve imalatı gerçekleştirilen sistem bir motor üzerinde çalıştırılarak daha gerçekçi sonuçlar elde edilebilir.

Bu tez çalışması yukarıda belirtilen uygulamalar için bir basamak oluşturmaktadır.

6. KAYNAKLAR

ALEXANDER, J., R. GROVER, A. FUNG, A. HASHMI. 2002. Camless Vehicle System Design. Final Report. <http://eode.engin.umich.edu:16080/~web/projects/papers/2002/555-02-08.pdf>

ATZLER, F. 2001. On the Future of the Piston Engine with Internal Combustion. Marie Curie Fellowship Conference, Austria, 16-19 May. (http://www.ucc.ie/ucc/research/hmrc/SWERF/conferences/Profactor/Papers%20and%20Slides_Steyr/Frank%20Atzler.pdf)

BABALIK, F.C. 1997. Makine Elemanları ve Konstrüksiyon Örnekleri- Cilt 1. U.Ü. Güçlendirme Vakfı. Bursa. s. 336-345.

BOTTAUSCIO, O., M. CHIAMPI, A. MANZIN. 2003. Diffusion and Hysteresis in Axisymmetric Electromechanical Devices. IEEE Transactions on Magnetics, 39 (2): 990-997.

BUTZMANN, S., J. MELBERT, A. KOCH. 2000. Sensorless Control of Electromagnetic Actuators for Variable Valve Train. Variable Valve Actuation 2000, SAE. 2000-01-1225: 65-70.

CHANG, W. S., T. A. PARLIKAR, M. D. SEEMAN, D. J. PERREAULT, J. G. KASSAKIAN, T. A. KEIM. 2002. A New Electromagnetic Valve Actuator. Power Electronics in Transportation: 109-118. (www.mit.edu/~djperrea/Publications/ConferencePapers/cpWPET02_emvd.pdf)

CHLADNY R.R., C. R. KOCH, A. F. LYNCH. 2005. Modeling Automotive Gas-Exchange Solenoid Valve Actuators. IEEE Transactions on Magnetics, 41 (3): 1155-1162.

CLARK, R. E., G. W. JEWELL, S. J. FORREST, J. RENS, C. MAERKY. 2005. Design Features for Enhancing the Performance of Electromagnetic Valve Actuation Systems. IEEE Transactions on Magnetics, 41 (3): 1163-1168.

dSPACE GmbH. 2001. ControlDesk, Experiment Guide, Version 2.1. Paderborn. Germany.

Electromechanical Valve Control. <http://www.fev.com/index2.htm>

EYABI, P. B. 2003. Modeling and Sensorless Control of Solenoidal Actuators. PhD Thesis, The Ohio State University, Columbus, USA. 142 p.

FLIERL, R., M. KLÜTING. 2000. The Third Generation of Valvetrains-New Fully Variable Valvetrains for Throttle-Free Load Control. Variable Valve Actuation 2000, SAE. 2000-01-1227: 81-91.

FLIERL, R., R. HOFMANN, C. LANDERL, T. MELCHER, H. STEYER. 2001. The New BMW 4-Cylinder Spark-Ignition Engine with Valvetronic. *MTZ Motortechnische Zeitschrift*, 612001: 450-453.

GIGLIO, V., B. IORIO, G. POLICE, A. DI GAETA. 2001. Preliminary Experiences in the Design of an Electromechanical Valve Actuator. *Internal Combustion Engine 2001 Congress*, Italy. (<http://www.im.na.cnr.it/ICE2003/ICE2001/sez02/lav6.html>)

GIGLIO, V., B. IORIO, G. POLICE, A. DI GAETA. 2002. Analysis of Advantages and of Problems of Electromechanical Valve Actuators. *Variable Valve Actuation 2002*, SAE 2002-01-1105, SP 1692.

GOTTSCHALK, M. 1993. Electromagnetic Valve Actuator Drives Variable Valve Train. *Design News (AN 9402241700)* 49 (21): 123-125.

GRAY, A. J. 2001. Electronic Valve Actuation. B.Sc. Thesis, The University of Queensland, Australia. 34p.

GÜL, Z. 1994. Prediction of In Cylinder Flow by Use of a Multiple-Time-Scale Turbulence Model. PhD Thesis, Victoria University of Manchester, England.

HASKARA, İ., L. MIANZO, V. KOKOTOVIC. 2003. Method of Controlling an Electromagnetic Valve Actuator. United States Patent US 6, 644, 253 B2.

HASKARA, İ., V. V. KOKOTOVIC, L. A. MIANZO. 2004. Control of an Electro-mechanical Valve Actuator for a Camless Engine. *International Journal of Robust And Nonlinear Control*, 14: 561-579.

HOFFMANN, W., K. PETERSON, A. STEFANOPOULOU. 2003. Iterative Learning Control for Soft Landing of Electromechanical Valve Actuator in Camless Engines. *IEEE Transactions on Control System Technology*, 11 (2): 174-184.

KAJIMA, T. 1993. Development of a High-Speed Solenoid Valve – Investigation of the Energizing Circuits. *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, 40 (4): 428-435.

KAJIMA, T. 1995. Dynamic Model of the Plunger Type Solenoids at Deenergizing State. *IEEE Transactions on Magnetics*, 31 (3): 2315-2323.

KAJIMA, T., Y. KAWAMURA. 1995. Development of a High-Speed Solenoid Valve: Investigation of Solenoids. *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, 42 (1): 1-8.

KAMIŞ, Z. 2001. Benzinli Motorlarda Enjektör Sistemlerinin İncelenmesi, Disk Valfli Yeni Bir Enjektör Tasarımı ve İmalatı. Yüksek Lisans Tezi, U. Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, Bursa. 81s.

KAMIŞ, Z., İ. YÜKSEL, E. E. TOPÇU. 2002. Bir Elektromekanik Supap Mekanizması Tasarımı. OTEKON'02, 24-26 Haziran 2002, Bursa. s. 300-307.

- KAMIŞ Z., İ. YÜKSEL. 2003. Elektromekanik Supap Mekanizması Tasarımı ve Tasarım Etki Eden Parametrelerin Araştırılması. Mühendis ve Makina Dergisi, 523: 14-27.
- KAMIŞ, Z., İ. YÜKSEL. 2004a. Elektromekanik Supap Mekanizmaları İçin Farklı Tasarım Yapılarının İncelenmesi. OTEKON'04, 21-23 Haziran 2004, Bursa. s. 359-368.
- KAMIŞ, Z., İ. YÜKSEL. 2004b. Elektromekanik Supap Mekanizmalarında Tasarım Parametrelerinin İncelenmesi. U.Ü. Mühendislik Mimarlık Fakültesi Dergisi, 9 (2): 45-58.
- KAMIŞ, Z., İ. YÜKSEL. 2004c. An Investigation of Effect of Applied Electrical Voltage on System Dynamic Behavior and Energy Consumption of an Electromechanical Valve Actuator. G. U. Journal of Science, 17 (3): 161-177.
- KAMIŞ, Z. İ. YÜKSEL. 2005a. Yay Enerjisinin Elektromekanik Supap Mekanizmalarının Performansına Katkısı". Mühendis ve Makina Dergisi, 543: 39-50.
- KAMIŞ, Z. İ. YÜKSEL. 2005b. Elektromekanik Supap Mekanizmalarının Teorik ve Deneysel Olarak İncelenmesi. TOK' 05, 2-3 Haziran 2005, İTÜ, İstanbul. s. 411-416.
- KASSAKIAN, J. G., D. J. PERREAULT. 2001. The Future of Electronics in Automobiles. Proceedings of 2001 International Symposium on Power Semiconductor Devices & ICs, Osaka. p. 15-19.
- KAWABE, T. 2003. Initial Condition-adaptive Robust Control for a High-speed Magnetic Actuator. Control Engineering Practice, 11 (6): 675-685.
- KAWASE, Y., Y. OHDACHI. 1991. Dynamic Analysis of Automotive Solenoid Valve Using Finite Element Method. IEEE Transactions on Magnetics, 27 (5): 3939-3942.
- KUTLAR, O. A., H. ARSLAN, A.T. ÇALIK. 1999. Benzin (Otto) Motorunda Kısmi Yükte Yakıt Tüketimini Azaltmaya Yönelik Yöntemler: Değişken Supap Zamanlaması ve Açılma Miktarı, Değişken Sıkıştırma Oranı. Mühendis ve Makine Dergisi, 477: 44-52.
- MCNAIR, K. M., M. ZENS, H. SALZWEDEL. 2003. System-Level Partitioning Using Mission-Level Design Tool for Electronic Valve Application. SAE World Congress, March 2003, Detroit. 03AE-28.
- MEIROVITCH, L. 1975. Elements of Vibration Analysis. McGraw-Hill, USA. p. 21-24.
- MELBERT, J., R. UHLENBROCK. 2003. A High Power High Temperature Mechatronic Actuator for the Electromagnetic Valve Drive. Vehicular Technology Conference, 6-9 October 2003, Orlando, Florida, USA. p. 3202-3206.

MELGOZA, E., D. ROGGER. 2002. Comparison of Table Models of Electromagnetic Actuators. *IEEE Transactions on Magnetics*, 38 (2): 953-956.

MONTANARI, M., F. RONCHI, C. ROSSI. 2003. Trajectory Generation for Camless Internal Combustion Engine Valve Control. *IEEE International Symposium on Industrial Electronics*, 9-12 June 2003, Brazil. p. 454-459.

MONTANARI, M., RONCHI, F., ROSSI, C., TONIELLI, A. 2004. Control of a Camless Engine Electromechanical Actuator: Position Reconstruction and Dynamic Performance Analysis. *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, 51 (2): 299-311.

NITU, C., B. GRAMESCU, S. NITU. 2004. Application of Electromagnetic Actuators to a Variable Distribution System for Automobile Engines. *Journal of Materials Processing Technology*, 161 (1-2): 253-257.

OHDACHI, Y., Y. KAWASE, Y. MURAKAMI, Y. INAGUMA. 1991. Optimum Design of Dynamic Response in Automotive Solenoid Valve. *IEEE Transactions on Magnetics*, 27 (6): 5226-5228.

PARK, S. H., J. LEE, J. YOO, D. KIM, K. PARK, Y. CHO. 2001. A Developing Process of Newly Developed Electromagnetic Valve Actuator - Effect of Design and Operating Parameters. *SAE*. 02FFL-93.

PARK, S. H., J. LEE, J. YOO, D. KIM, K. PARK. 2003a. Effects of Design and Operating Parameters on the Static and Dynamic Performance of an Electromagnetic Valve Actuator. *Journal of Automobile Engineering*, 217 (3): 193-201.

PARK, S. H., J. LEE, J. YOO, D. KIM. 2003b. A Study on the Design of Electromagnetic Valve Actuator for VVT Engine. *KSME International Journal*, 17 (3): 357-369.

PETERSON, K., A. STEFANOPOULOU, T. MEGLI, M. HAGHGOOIE. 2002a. Output Observer Based Feedback for Soft Landing of Electromechanical Camless Valvetrain Actuator. *Proceedings of American Control Conference*. p. 1413-1418. (<http://ghost.engin.umich.edu/pubs.html>)

PETERSON, K., A. STEFANOPOULOU, Y. WANG, M. HAGHGOOIE. 2002b. Nonlinear Self-Tuning Control for Soft Landing of an Electromechanical Valve Actuator. *Proceedings of IFAC Mechatronics Conference*. (<http://ghost.engin.umich.edu/pubs.html>)

PETERSON, K., A. STEFANOPOULOU, Y. WANG. 2002c. Control of Electromechanical Actuators: Valves Tapping in Rhythm. *The Mohammed Dahkeh Symposium*. University of California, Santa Barbara. (<http://ghost.engin.umich.edu/pubs.html>)

PETERSON, K. S., A. G. STEFANOPOULOU. 2003a. Rendering the Electromechanical Valve Actuator Globally Asymptotically Stable. Conference on Decision and Control. (<http://ghost.engin.umich.edu/cdc18.pdf>)

PETERSON, K. S., A. G. STEFANOPOULOU, Y. WANG, T. MEGLI. 2003b. Virtual Lash Adjuster for an Electromechanical Valve Actuator Through Iterative Learning Control. Proceedings IMECE DSCD 2003-41270, Washington, USA. (<http://ghost.engin.umich.edu/IMECE2003-41270.pdf>)

PETERSON, K. S., A. G. STEFANOPOULOU. 2004a. Extremum Seeking Control for Soft Landing of an Electromechanical Valve Actuator. International Federation of Automatic Control, Automatica, 40 (6): 1063-1069.

PETERSON, K.S., J.W. GRIZZLE, A.G. STEFANOPOULOU. 2004b. Nonlinear Magnetic Levitation of Automotive Engine Valves. 3rd Symposium on Mechatronic Systems. p. 645-650. (ghost.engin.umich.edu/ifac_2004_conf4.pdf)

PETERSON, K. S. 2005. Control Methodologies for Fast & Low Impact Electromagnetic Actuators for Engine Valves. PhD thesis, The University of Michigan, USA. 107p.

PETERSON, K. S., A. G. STEFANOPOULOU, J. FREUDENBERG. 2005. Current Versus Flux in the Control Design of Electromechanical Valve Actuators. (www-personal.engin.umich.edu/~kspeters/journ.pdf)

PISCHINGER, M., W. SALBER, F. V. D. STAAAY, H. BAUMGARTEN, H. KEMPER. 2000a. Benefits of the Electromechanical Valve Train in Vehicle Operation. Variable Valve Actuation 2000, SAE. 2000-01-1223: 43-53.

PISCHINGER, M., W. SALBER, F. V. D. STAAAY, H. BAUMGARTEN, H. KEMPER. 2000b. Low Fuel Consumption and Low Emissions – Electromechanical Valve Train in Vehicle Operation. International Journal of Automotive Technology, 1 (1): 17-28.

PUCHALSKY, C., T. MEGLI, M. TILER, N. TRASK, Y. WANG, E. CURTIS. 2002. Modelica Applications for Camless Engine Valvetrain Development. 2nd International Modelica Conference, Proceedings, 18-19 March 2002, Germany. p. 77-86.

QUONG, M. 2004. System Identification and End Control of an Electromagnetic Valve Actuator. (www.sfu.ca/~jtsai/auto21/Documentation_Final.pdf)

ROTTERS, H. C. 1941. Electromagnetic Devices. John Wiley, USA. 561 p.

SALBER, W., H. KEMPER, F. V. D. STAAAY, T. ESCH. 2001. The Electromechanical Valve Train - A System Module For Future Powertrain Concepts. (<http://www.fev.com/index2.htm>)

SMITH, D. S., M. K. JENKINS, D. HOWE. 1994. The Transient Time Domain Analysis of Non-Linear Electro-Mechanical Systems. IEEE Transactions on Magnetics, 30 (5): 3260-3263.

STRAKY, H., R. ISERMANN, R. ORTMANN, H. P. SCHÖNER, B. WAGNER. 2001. Modellgestützter Entwurf einer robusten Aktoregelung für einen vollvariablen elektromechanischen Ventiltrieb. 3. Symposium Steuerungssysteme für den Antriebsstrang von Kraftfahrzeugen, Berlin.

STUBBS, A. 2000. Modeling and Controller Design of an Electromagnetic Engine Valve. M.Sc. Thesis, University of Illinois, Urbana-Champaign. 68 p.

ŞEFKAT, G. 2000. Elektromekanik Sistemlerin Optimum Tasarımı ve Denetiminin İncelenmesi. Doktora Tezi, U. Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, Bursa. 91s.

ŞEFKAT, G. 2002. Bir Elektromekanik Aygıtın Statik ve Dinamik Karakteristiğinin Araştırılması. Pamukkale Üniversitesi, Mühendislik Bilimleri Dergisi, 8 (3): 273-282.

ŞENGİRGİN, M., 2000. Elektrohidrolik Disk Valflerin Geliştirilmesi ve Bunların Çeşitli Sinyal İşleme Teknikleri Yolu ile Denetlenmesinin İncelenmesi. Doktora Tezi, U. Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, Bursa. 79s.

TAI, C., A. STUBBS, T. C. TSAO. 2001a. Modeling and Controller Design of an Electromagnetic Engine Valve. Proceedings of the American Control Conference, 25-27 June 2001, Arlington, VA. p. 2890-2894.

TAI, C., T. C. TSAO. 2001b. Quiet Seating Control Design Of An Electromagnetic Engine Valve Actuator. Proceedings of 2001 ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition, 11-16 November 2001, Newyork. p. 1-7.

TAI, C., T. C. TSAO. 2002. Control of Electromechanical Camless Valve Actuator. Proceedings of the American Control Conference, 8-10 May 2002, Anchorage, AK. p. 262-267.

TAI, C., T. C. TSAO. 2003. Control of Electromechanical Actuator for Camless Engines. Proceedings of the American control Conference, 4: 3113-3118.

TAO, G., H. Y. CHEN, Y. Y. J, Z. B. HE. 2002. Optimal Design of the Magnetic Field of a High-Speed Response Solenoid Valve. Journal of Materials Processing Technology, 129: 555-558.

The MathWorks, Inc. 1997. Using Simulink, User's Guide. Natick. Massachusetts.

The MathWorks, Inc. 1999. Real- Time Workshop for use with Simulink, User's Guide. Natick. Massachusetts.

TOPÇU, E. E. 2005. Elektropnömatik Bir Sistem İçin Valf Tasarımı ve Denetim Tekniklerinin Araştırılması. Doktora Tezi, U. Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, Bursa. 107s.

TREVETT, N. R. 2002. X-by-Wire, New Technologies for 42V Bus Automobile of the Future. PhD Thesis, South Carolina. 29 p.

UHLENBROCK, R., J. MELBERT. 2001. Smart Actuator for Sensorless Electromagnetic Variable Valve Actuation. SAE. 01ATT491, 1-4 October 2001, Barcelona, Spain. (http://www.scienlab.de/file_download/PaperSAE2001.pdf)

WANG, Y., A. STEFANOPOULOU, M. HAGHGOOIE, I. KOLMANOVSKY, M. HAMMOUD. 2000. Modeling of an Electromechanical Valve Actuator for a Camless Engine. Proceedings AVEC 2000, 5 th Int. Symposium on Advanced Vehicle Control, 93. (<http://ghost.engin.umich.edu/pubs.html>)

WANG, Y., T. MEGLI, M. HAGHGOOIE, K. S. PETERSON, A. G. STEFANOPOULOU. 2002. Modeling and Control of Electromechanical Valve Actuator. Variable Valve Actuation 2002, SAE. 2002-01-1106. (ghost.engin.umich.edu/SAE2002_01_1106.pdf)

XIANG, J. Y. 2002. Modeling and Control of a Linear Electro-Mechanical Actuator (LEMA) for Operating Engine Valves. Industry Applications Conference, 3: 1943-1949.

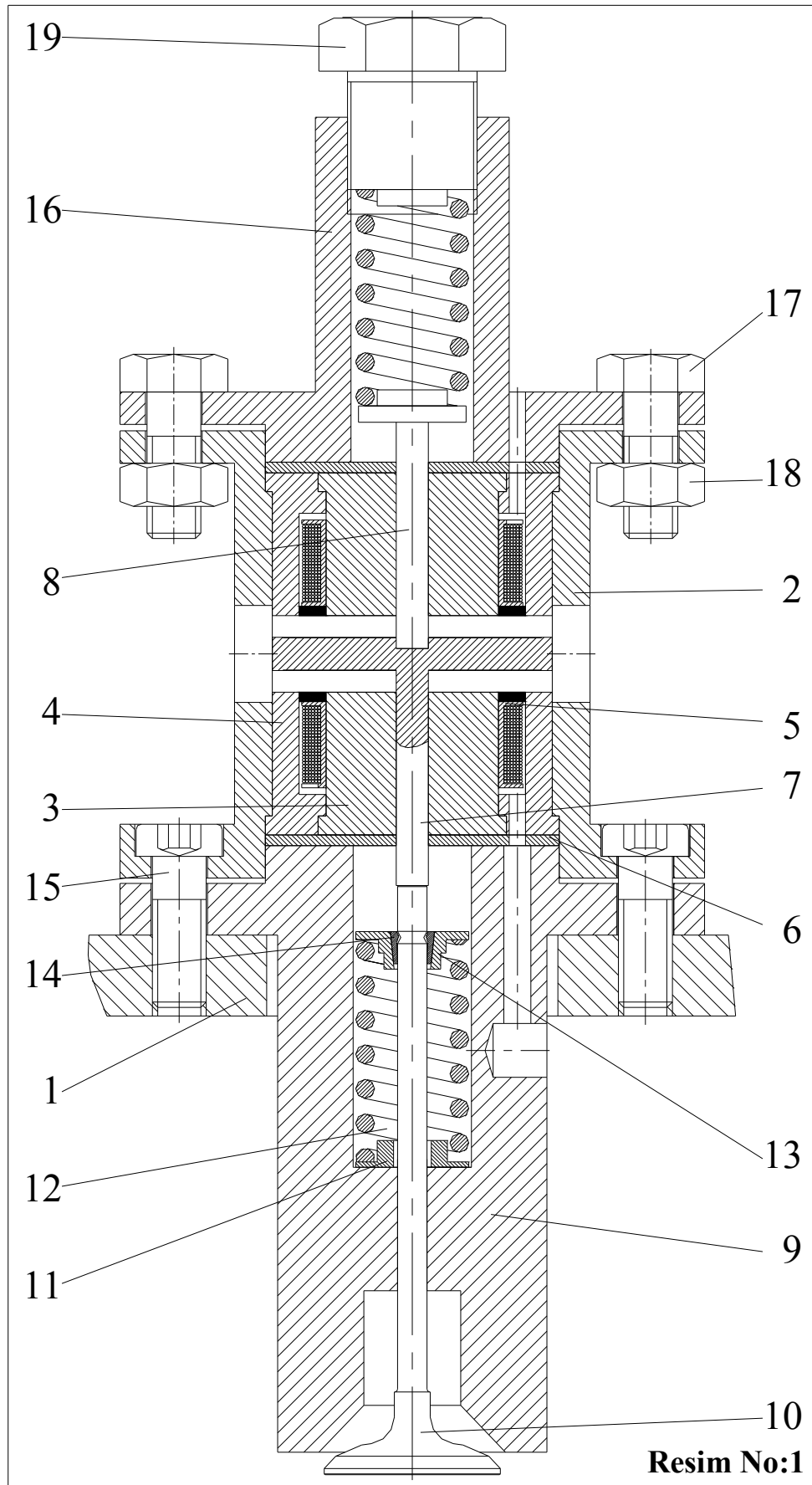
YÜKSEL, İ. 1981. An Investigation of Electro-Hydraulic Floating Disc Switching Valves. PhD Thesis, University of Surrey. England.

YÜKSEL, İ. 2001. Otomatik Kontrol-Sistem Dinamiği ve Denetim Sistemleri. Uludağ Üniversitesi VİPAŞ A.Ş., Bursa, 357 s.

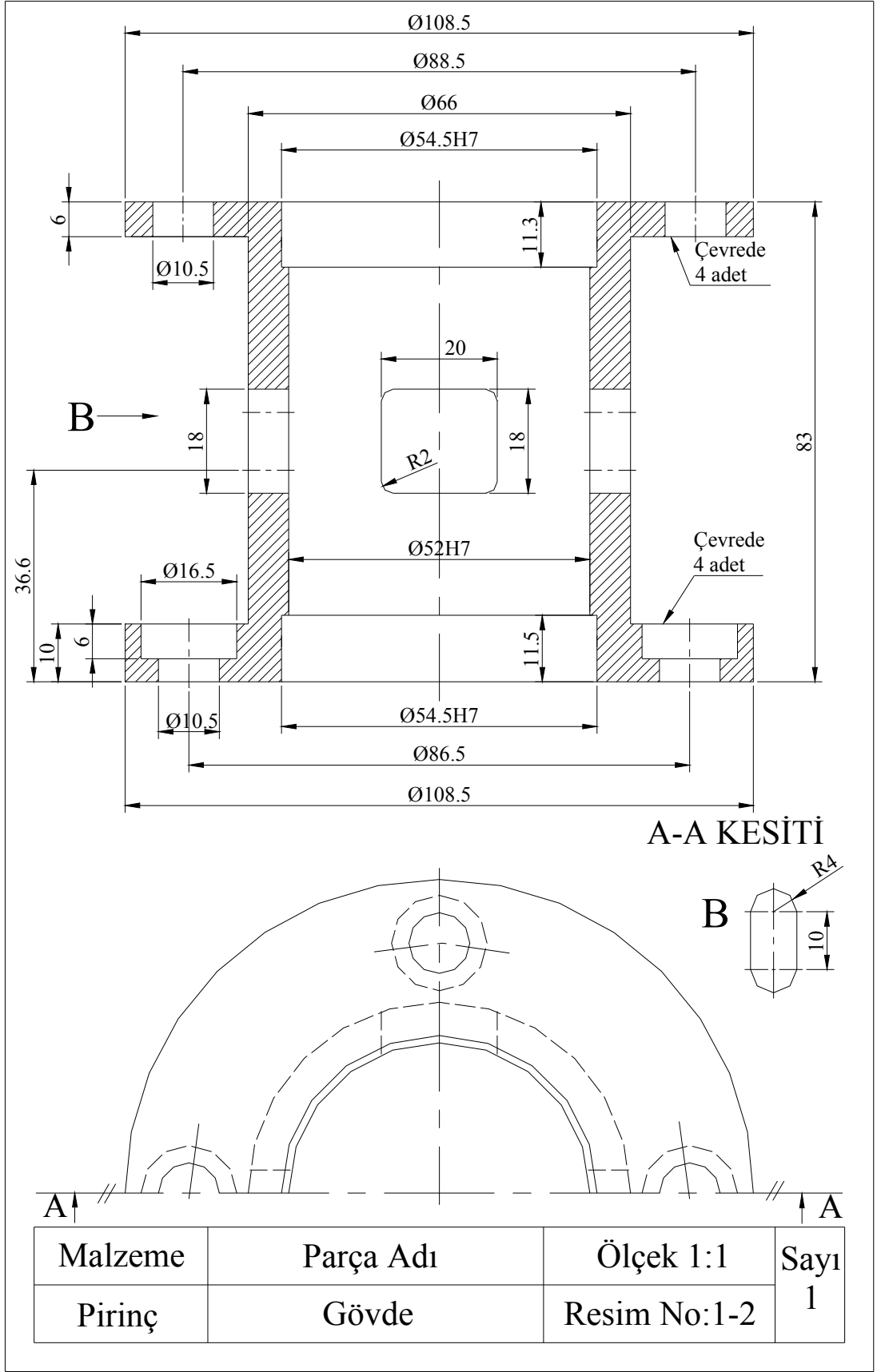
YÜKSEL, İ. 2004. MATLAB ile Mühendislik Sistemlerinin Analizi ve Çözümü-Sürüm 6.X. Nobel Yayın Dağıtım, Bursa. 378 s.

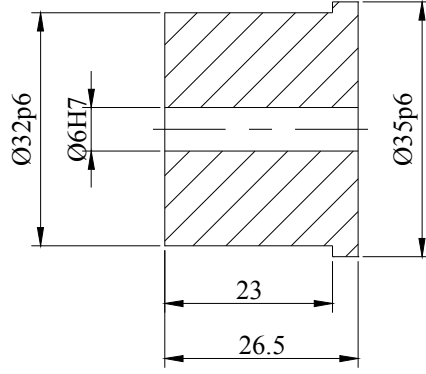
Ek 1. Model 1 İçin Elektromekanik Supap Mekanizması Teknik Resimleri

32	Toplam parça sayısı			
1	Ayar Cıvatası	19	SAE 1020	_____
4	Altıköşe Somun M10	18	_____	Hazır
4	Altıköşe Başlı Cıvata M10*28	17	_____	Hazır
1	Kapak	16	SAE 1020	_____
4	Alyan Başlı Cıvata M10*28	15	_____	Hazır
1	Bilezik	14	_____	Hazır
1	Üst Yay Tutucu	13	SAE 1020	_____
2	Yay	12	DIN 17223	_____
1	Alt Yay Tutucu	11	SAE 1020	_____
1	Supap	10	_____	Hazır
1	Alt Gövde	9	Pirinç	_____
1	Hareketli Eleman Kolu	8	Ferromanyetik	_____
1	Hareketli Eleman	7	Ferromanyetik	_____
2	Burç	6	Pirinç	_____
2	Makara	5	Poliamid	_____
2	Dış Kutup	4	Ferromanyetik	_____
2	İ Kutup	3	Ferromanyetik	_____
1	Gövde	2	Pirinç	_____
1	Deney Masası	1	_____	_____
Sayı	Parçanın Adı ve Boyutları	Mon No	Malzeme	Açıklama
ELEKTROMEKANİK SUPAP MEKANİZMASI				Resim No:1

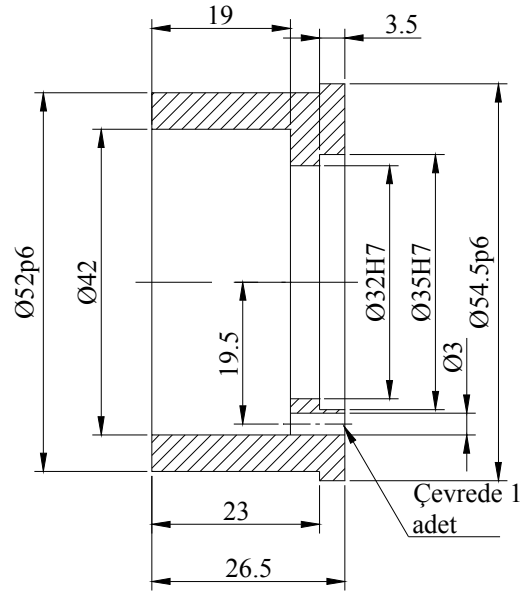


Resim No:1

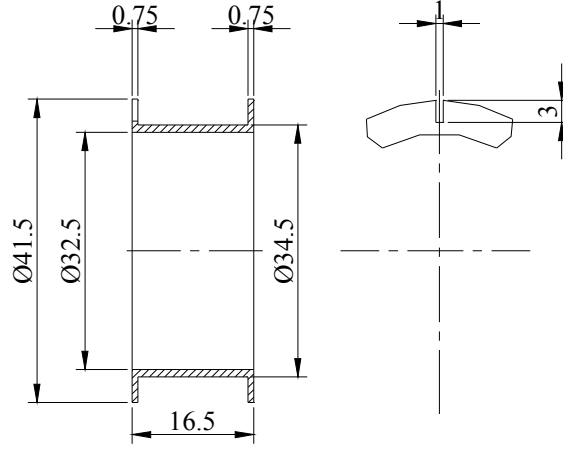




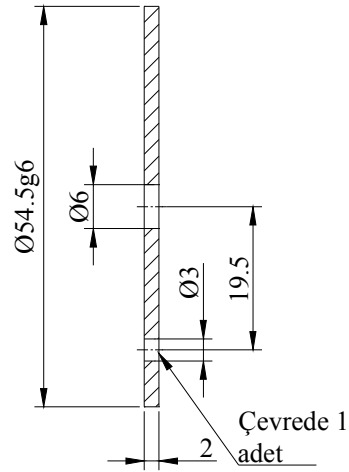
Malzeme	Parça Adı	Ölçek 1:1	Sayı
Ferromanyetik	İç Kutup	Resim No:1-3	2



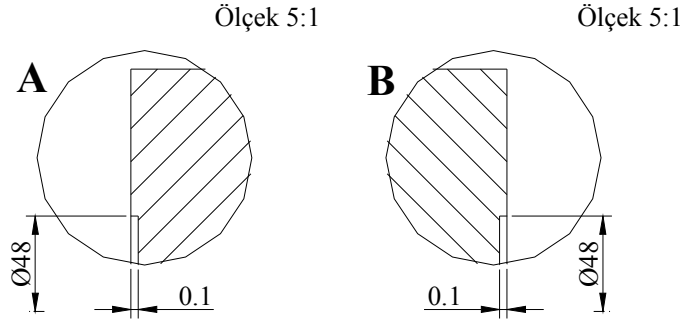
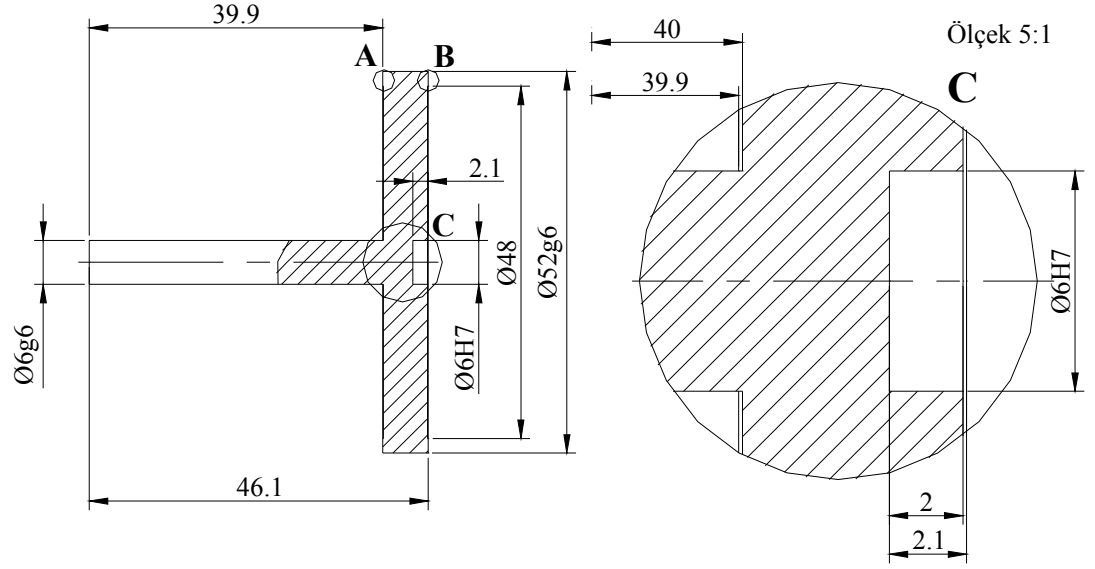
Malzeme	Parça Adı	Ölçek 1:1	Sayı
Ferromanyetik	Dış Kutup	Resim No:1-4	2



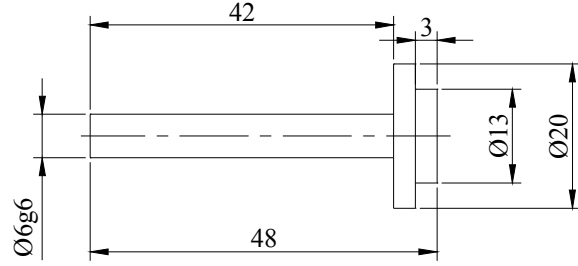
Malzeme	Parça Adı	Ölçek 1:1	Sayı 2
Poliamid	Makara	Resim No:1-5	



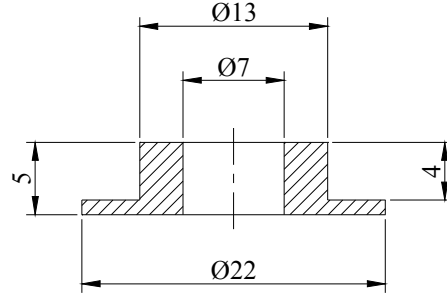
Malzeme	Parça Adı	Ölçek 1:1	Sayı 2
Pirinç	Burç	Resim No:1-6	



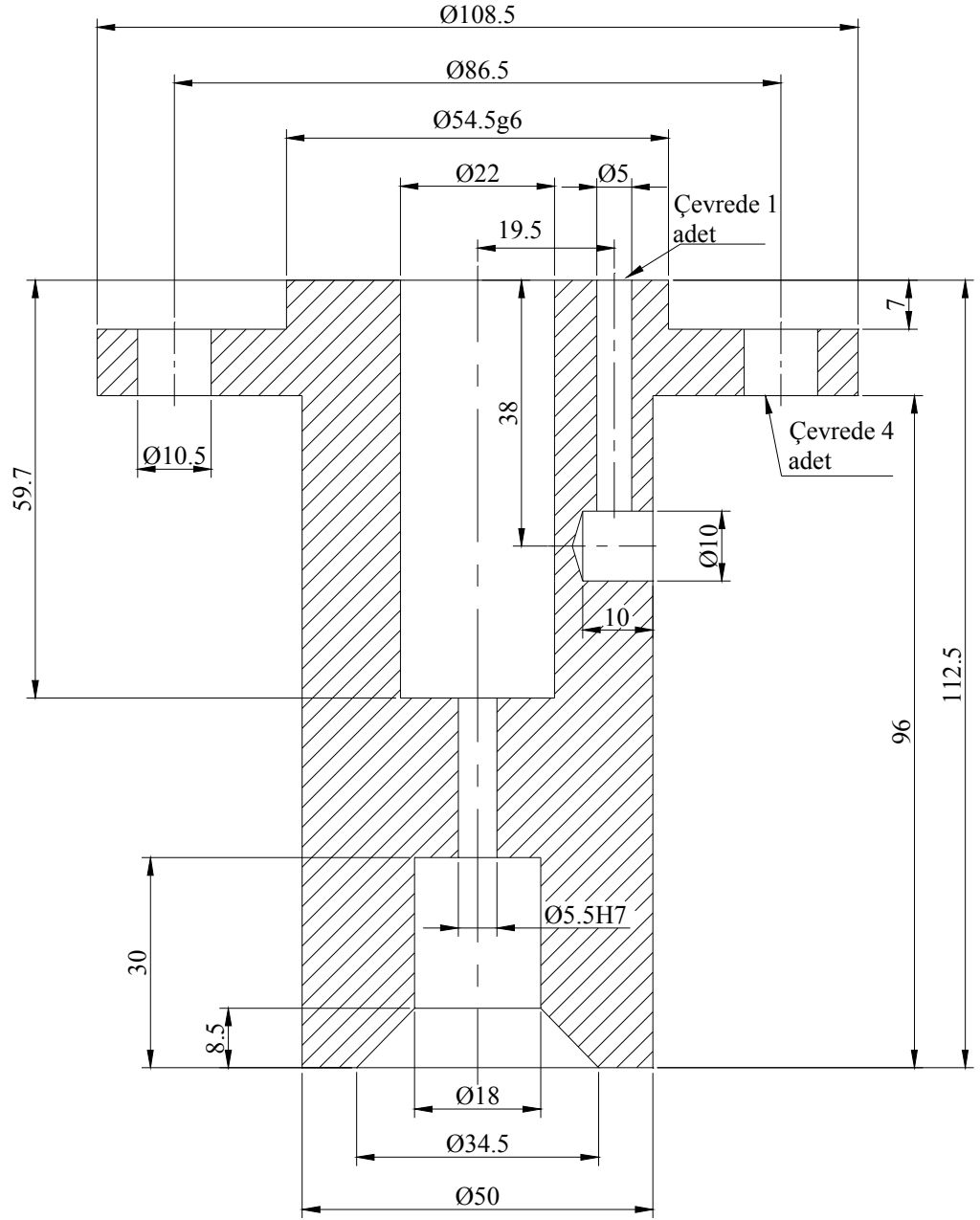
Malzeme	Parça Adı	Ölçek 1:1	Sayı
Ferromanyetik	Hareketli Eleman	Resim No:1-7	1



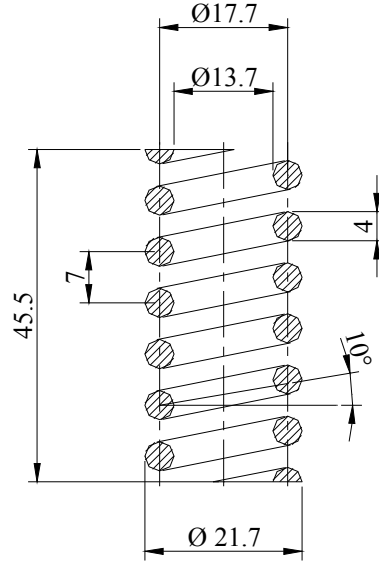
Malzeme	Parça Adı	Ölçek 1:1	Sayı
Ferromanyetik	Hareketli Eleman Kolu	Resim No:1-8	1



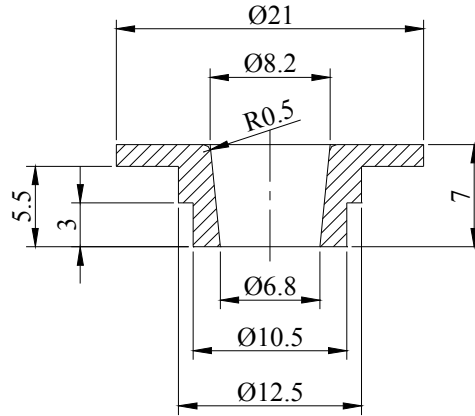
Malzeme	Parça Adı	Ölçek 2:1	Sayı
SAE 1020	Alt Yay Tutucu	Resim No:1-11	1



Malzeme	Parça Adı	lek 1:1	Sayı 1
Pirinç	Alt Gövde	Resim No:1-9	



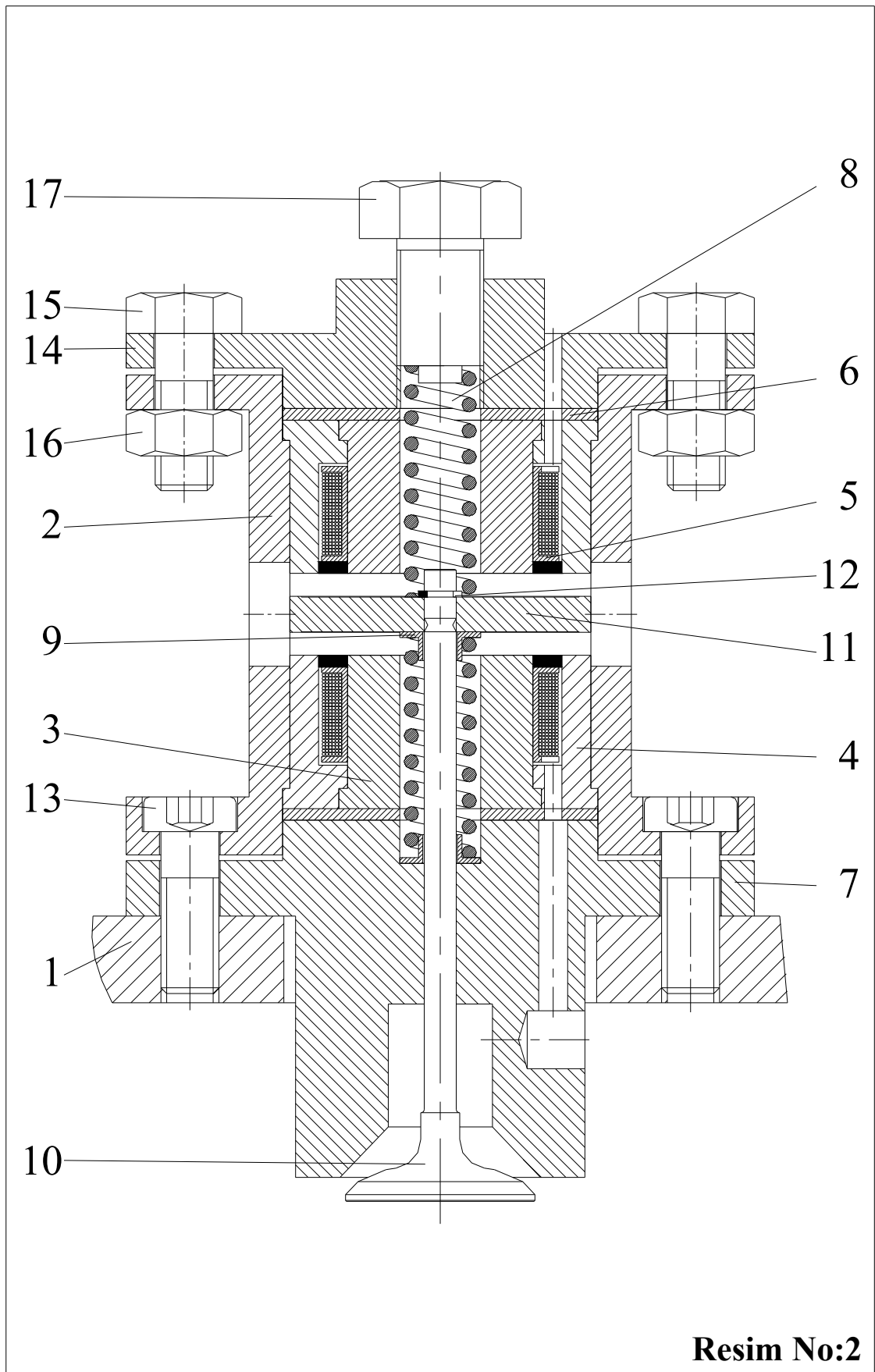
Malzeme	Parça Adı	Ölçek 1:1	Sayı
DIN 17223	Yay	Resim No:1-12	2

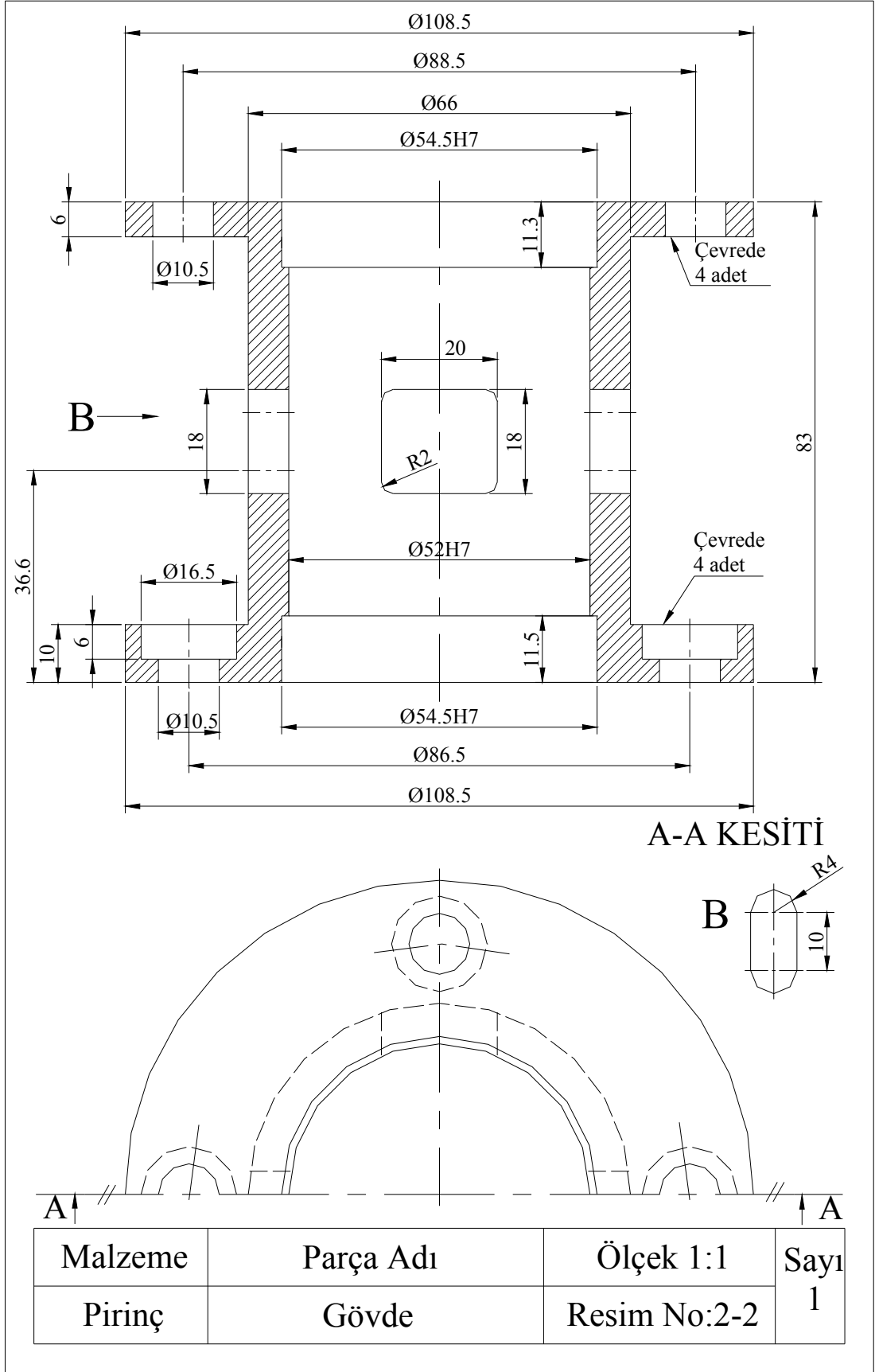


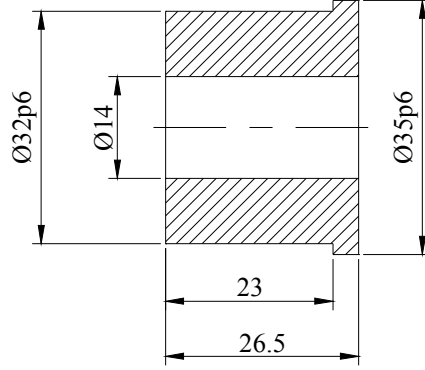
Malzeme	Parça Adı	Ölçek 2:1	Sayı
SAE 1020	Üst Yay Tutucu	Resim No:1-13	1

Ek 2. Model 2 İçin Elektromekanik Supap Mekanizması Teknik Resimleri

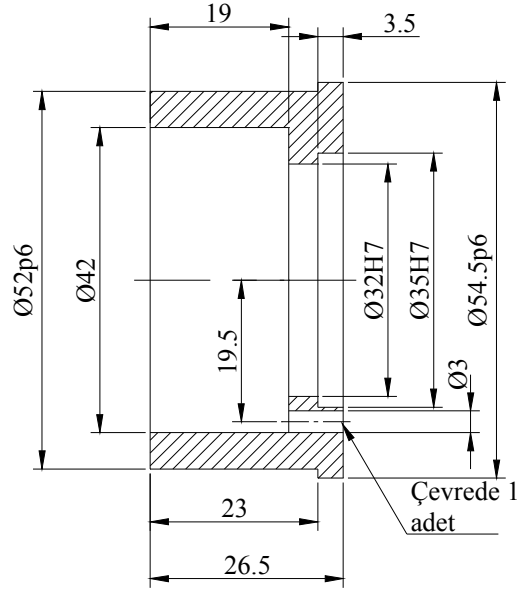
32	Toplam parça sayısı			
1	Ayar Civatası	17	SAE 1020	_____
4	Altıköşe Somun M10	16	_____	Hazır
4	Altıköşe Başlı Civata M10*28	15	_____	Hazır
1	Kapak	14	SAE 1020	_____
4	Alyan Başlı Civata M10*28	13	_____	Hazır
1	Emniyet Segmanı	12	_____	Hazır
1	Disk	11	Ferromanyetik	_____
1	Supap	10	_____	Hazır
2	Yay Tutucu	9	SAE 1020	
2	Yay	8	DIN 17223	_____
1	Alt Gövde	7	Pirinç	_____
2	Burç	6	Pirinç	_____
2	Makara	5	Poliamid	_____
2	Dış Kutup	4	Ferromanyetik	_____
2	İ Kutup	3	Ferromanyetik	_____
1	Gövde	2	Pirinç	_____
1	Deney Masası	1	_____	_____
Sayı	Parçanın Adı ve Boyutları	Mon No	Malzeme	Açıklama
ELEKTROMEKANİK SUPAP MEKANİZMASI				Resim No:2



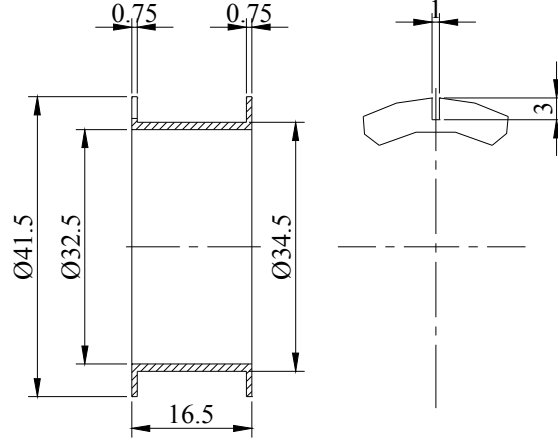




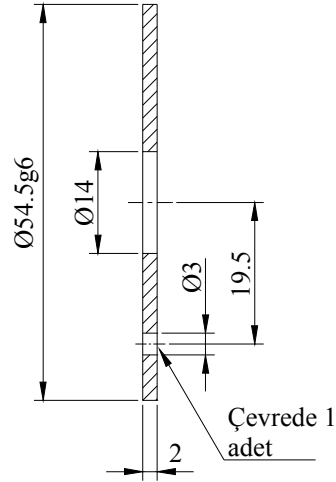
Malzeme	Parça Adı	Ölçek 1:1	Sayı
Ferromanyetik	İç Kutup	Resim No:2-3	2



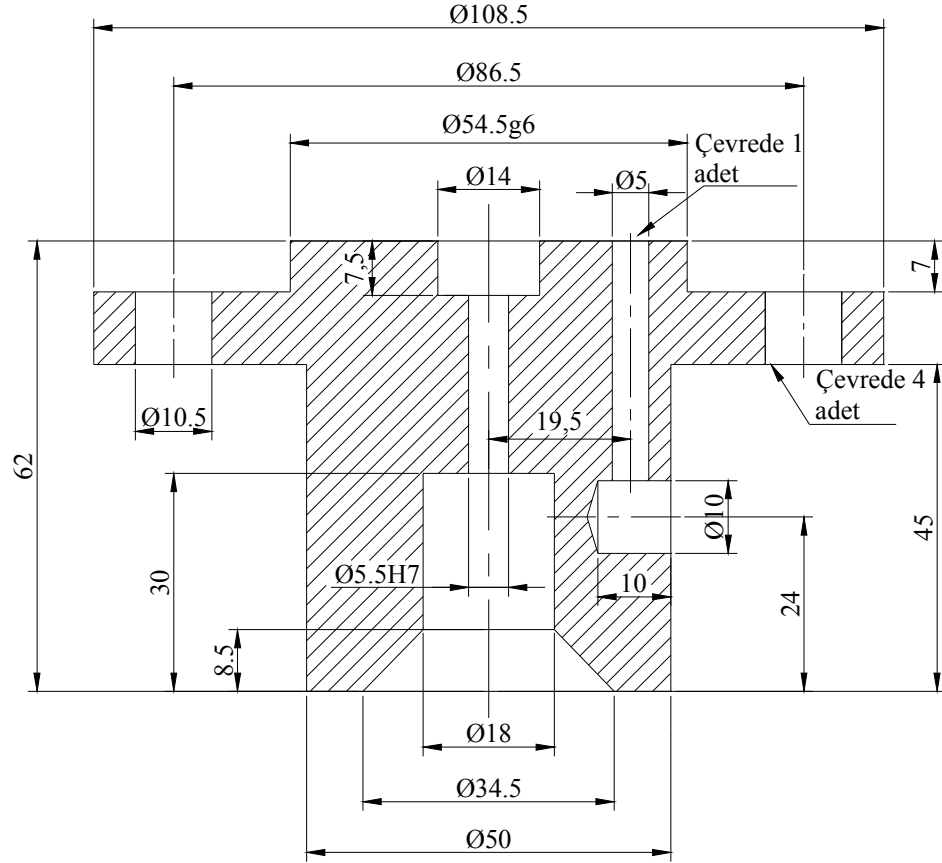
Malzeme	Parça Adı	Ölçek 1:1	Sayı
Ferromanyetik	Dış Kutup	Resim No:2-4	2



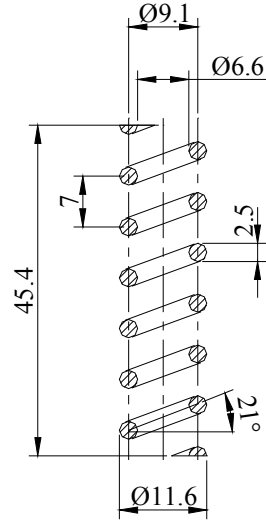
Malzeme	Parça Adı	Ölçek 1:1	Sayı
Poliamid	Makara	Resim No:2-5	2



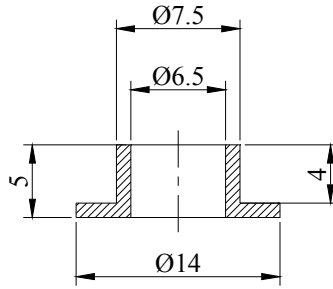
Malzeme	Parça Adı	Ölçek 1:1	Sayı
Pirinç	Burç	Resim No:2-6	2



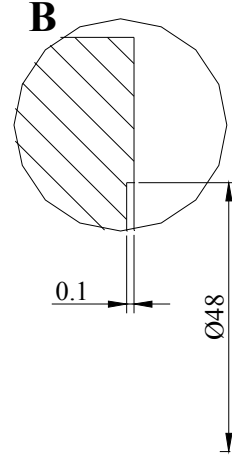
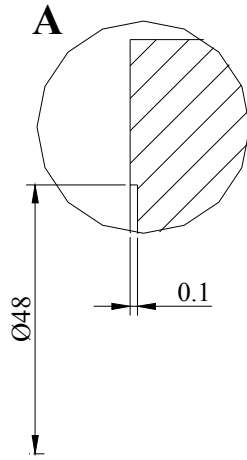
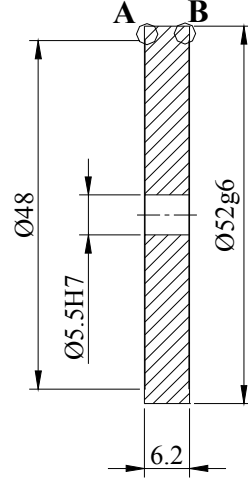
Malzeme	Parça Adı	Ölçek 1:1	Sayı
Pirinç	Alt Gövde	Resim No:2-7	1



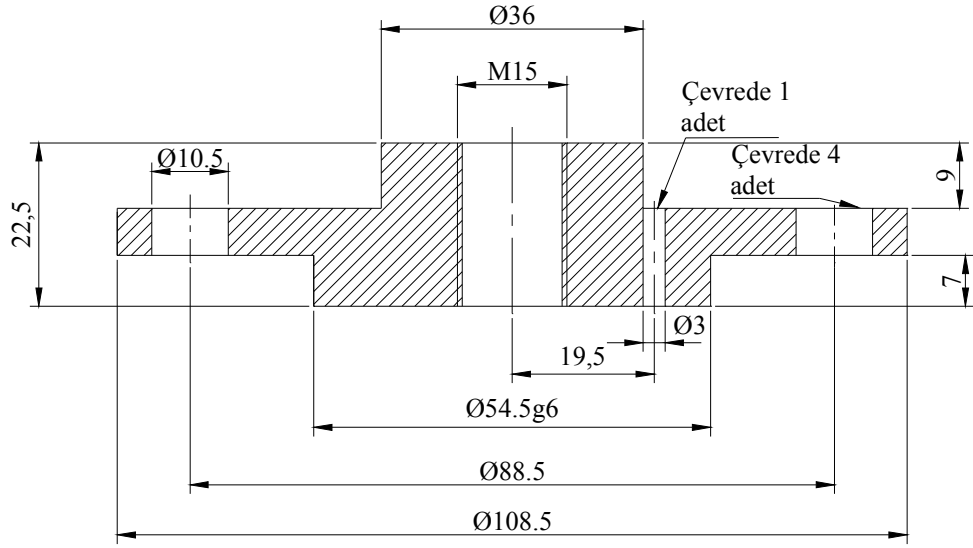
Malzeme	Parça Adı	Ölçek 1:1	Sayı
DIN 17223	Yay	Resim No:2-8	2



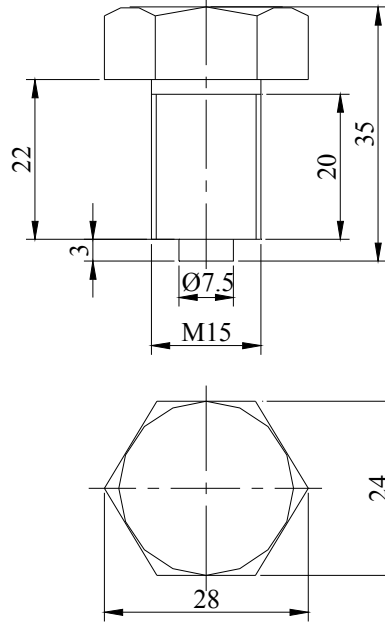
Malzeme	Parça Adı	Ölçek 2:1	Sayı
SAE 1020	Yay Tutucu	Resim No:2-9	1



Malzeme	Parça Adı	Ölçek 1:1	Sayı
Ferromanyetik	Disk	Resim No:2-11	1



Malzeme	Parça Adı	Ölçek 1:1	Sayı
Pirinç	Kapak	Resim No:2-14	1



Malzeme	Parça Adı	Ölçek 1:1	Sayı
SAE 1020	Ayar Civatası	Resim No:2-17	1

Ek 3. Deney Düzeneği Fotoğrafları



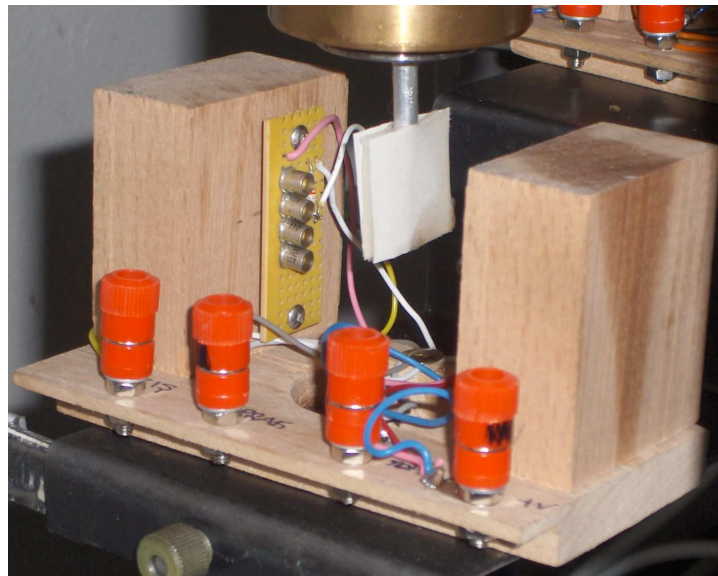
Dinamik karakteristikler için deney düzeneği



Statik karakteristikler için deney düzeneği



Model 1 ve 2



Konum algılayıcısı



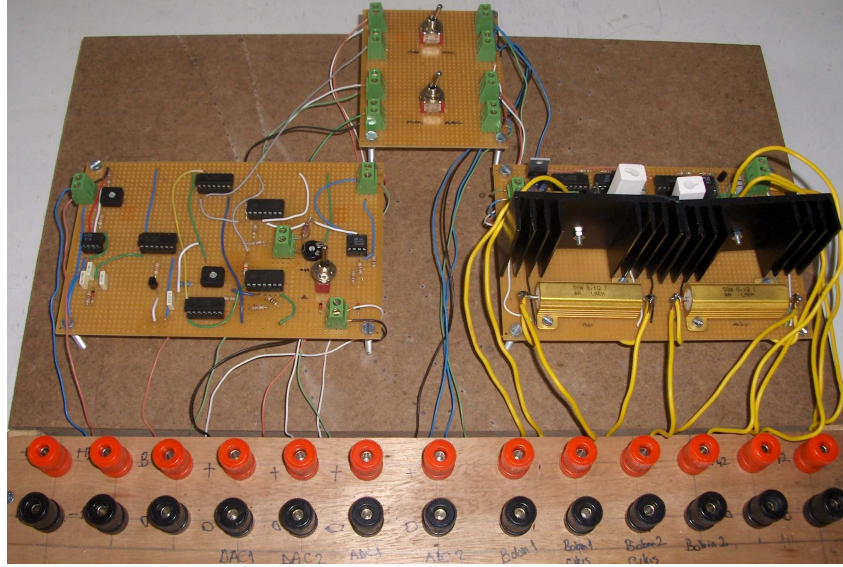
Model 1 parça fotoğrafları



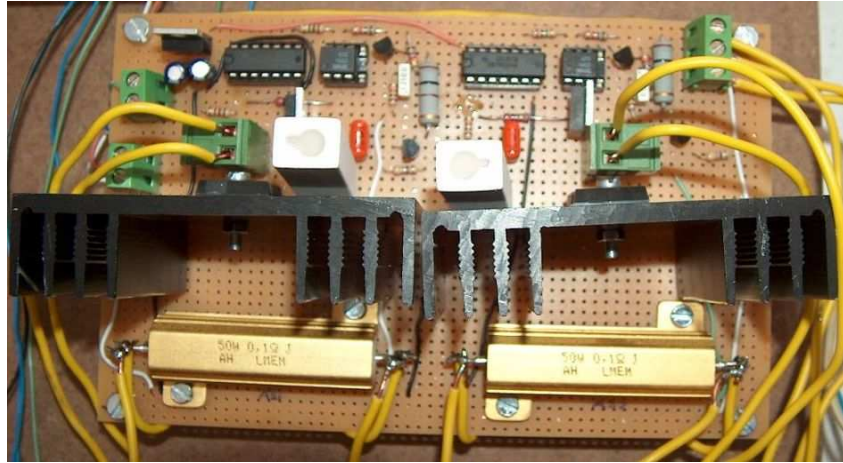
Model 2 parça fotoğrafları



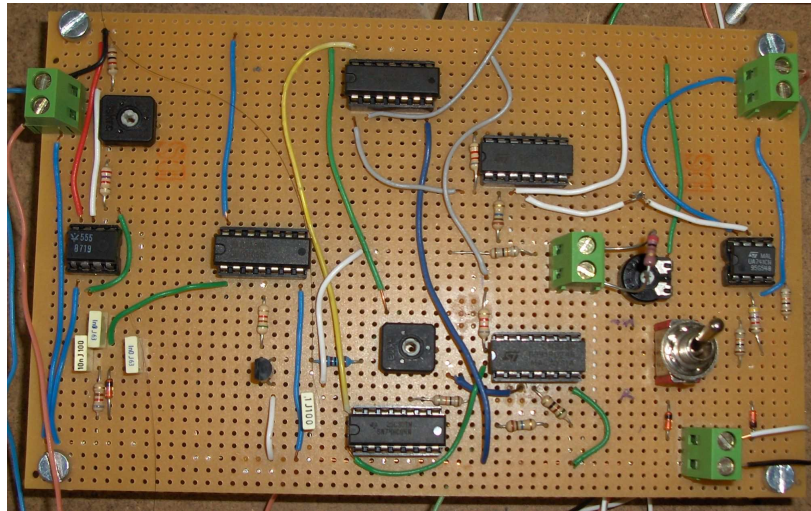
Model 1 ve 2 için disk tipi mıknatıs devresi



Elektronik sürücü devre

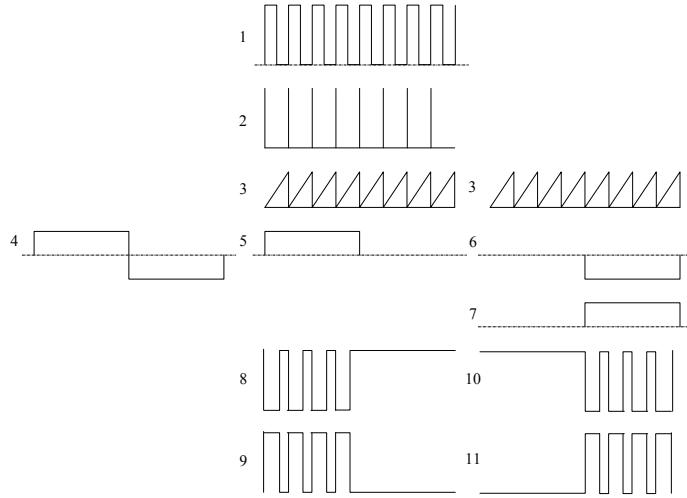
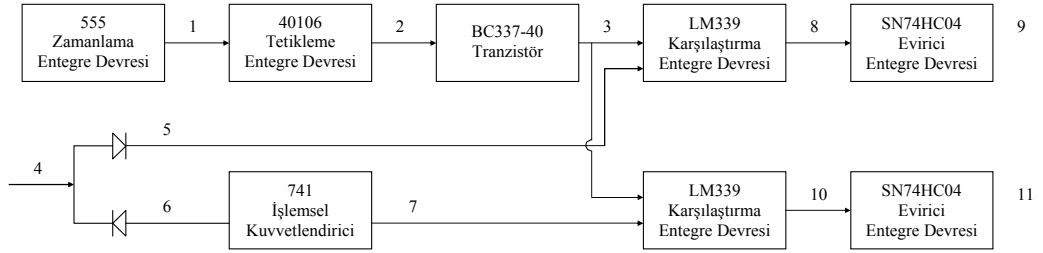
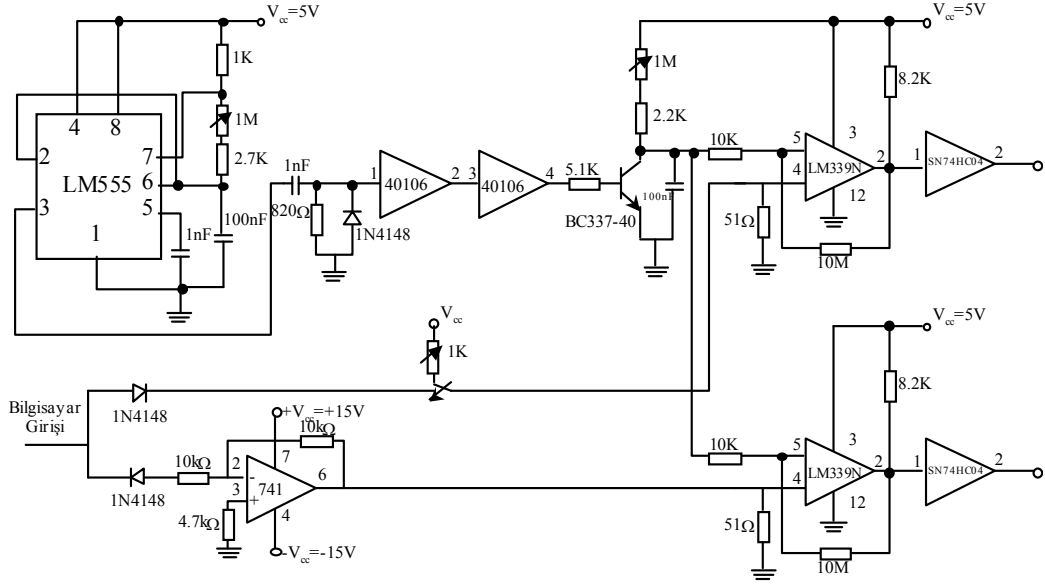


Akım sürücü devre

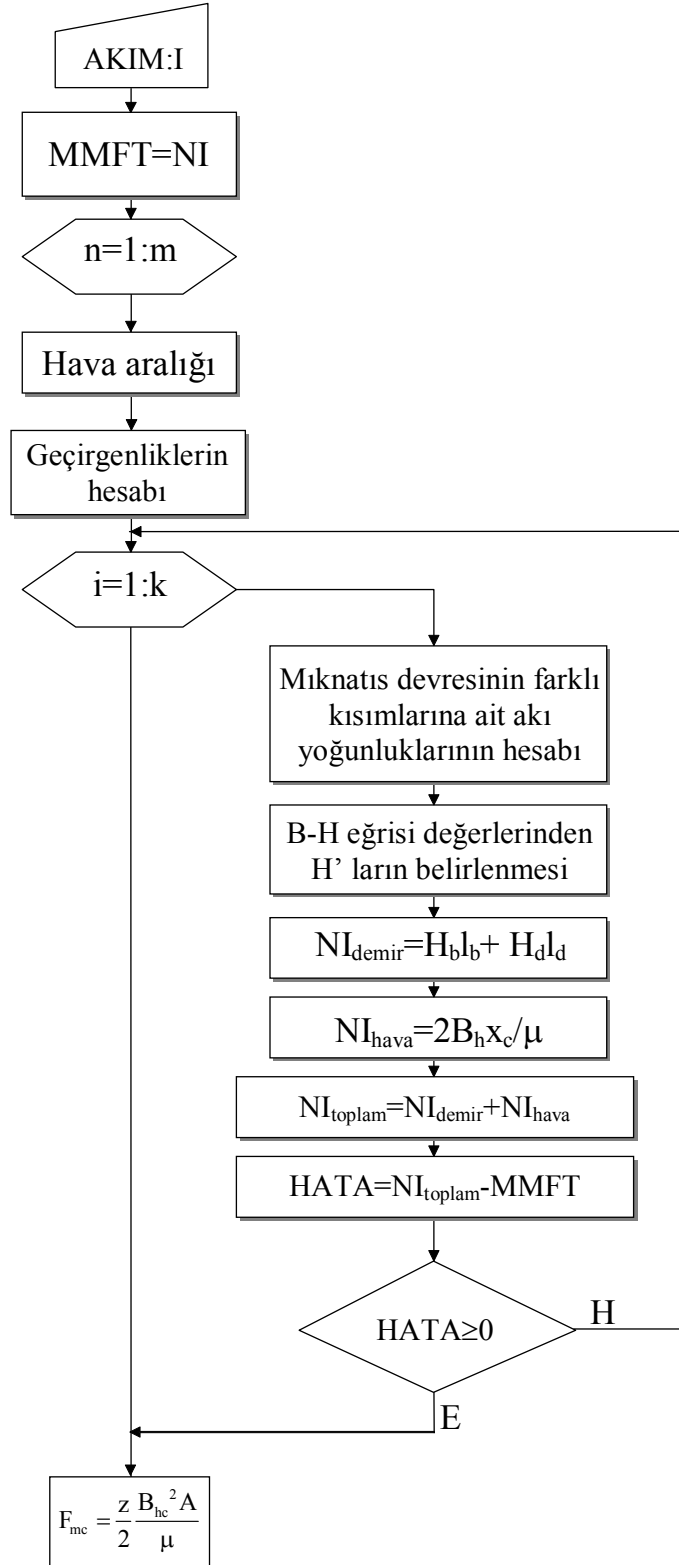


DGM devresi

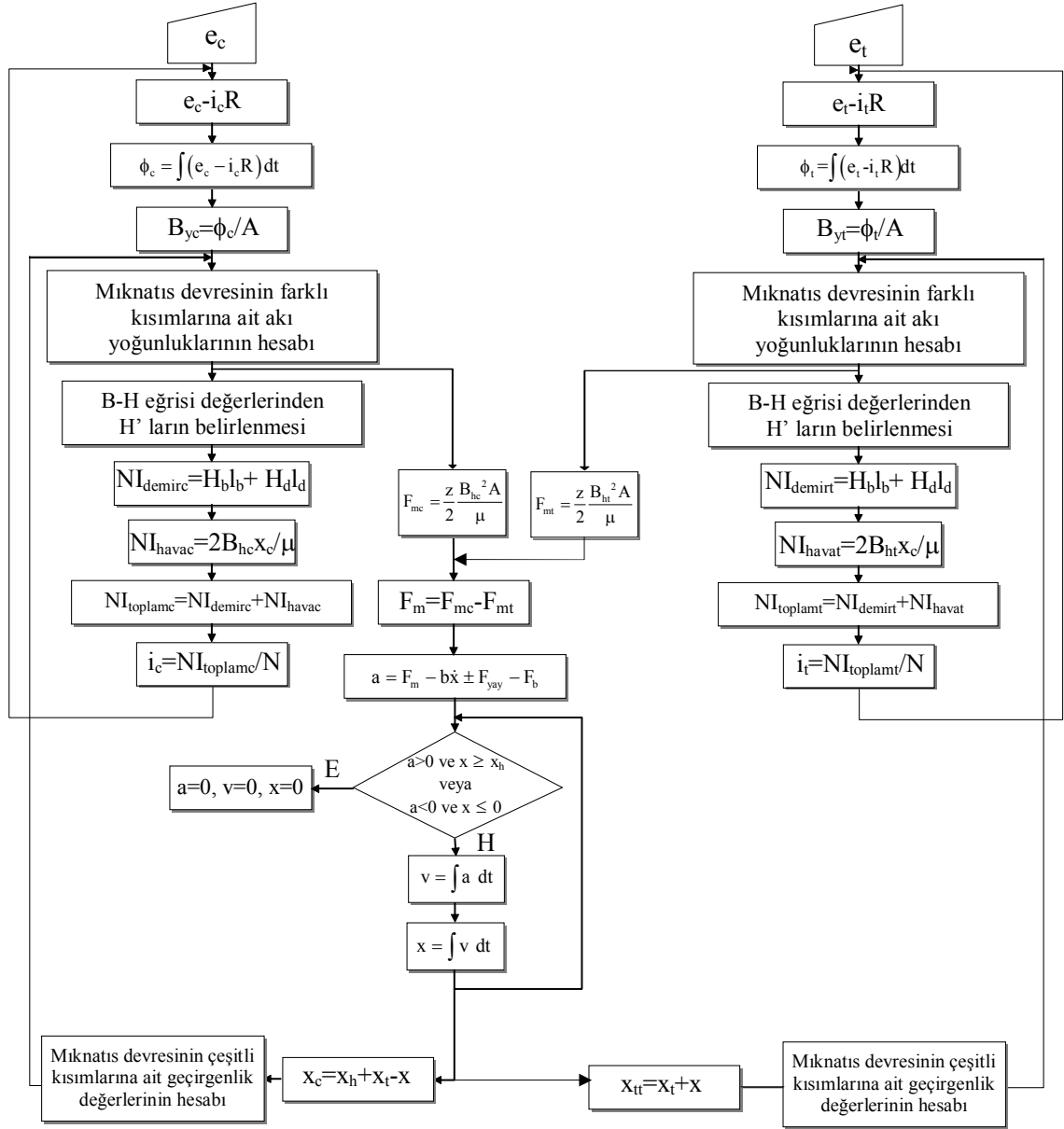
Ek 4. DGM Üretici Elektronik Devresi

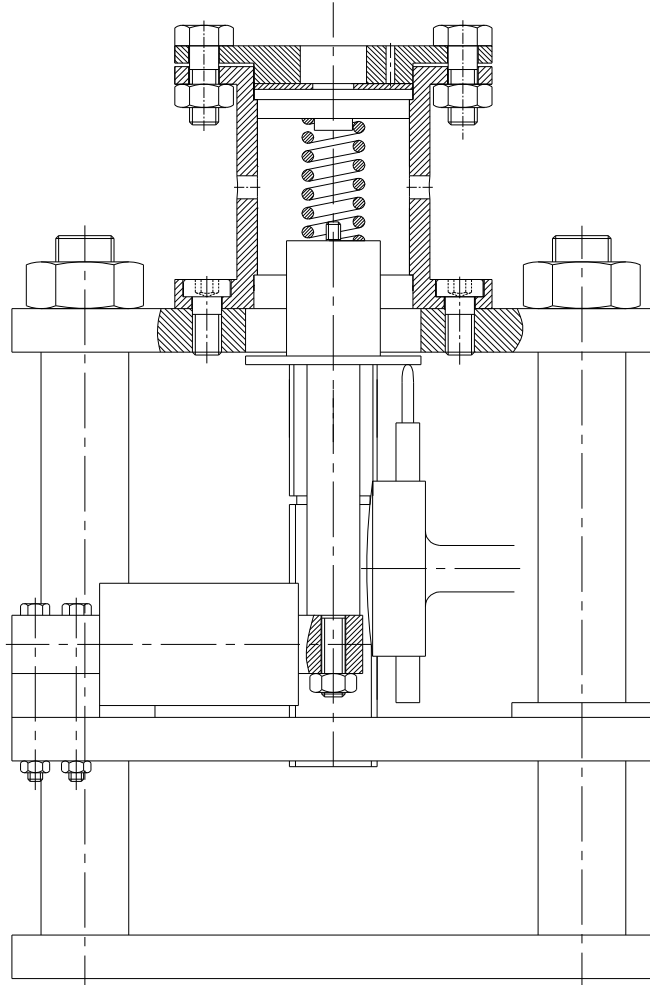
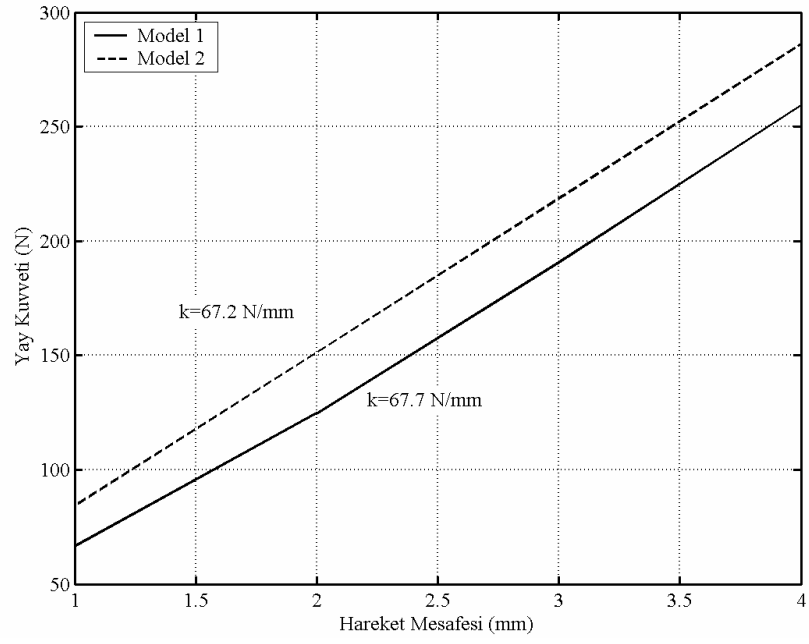


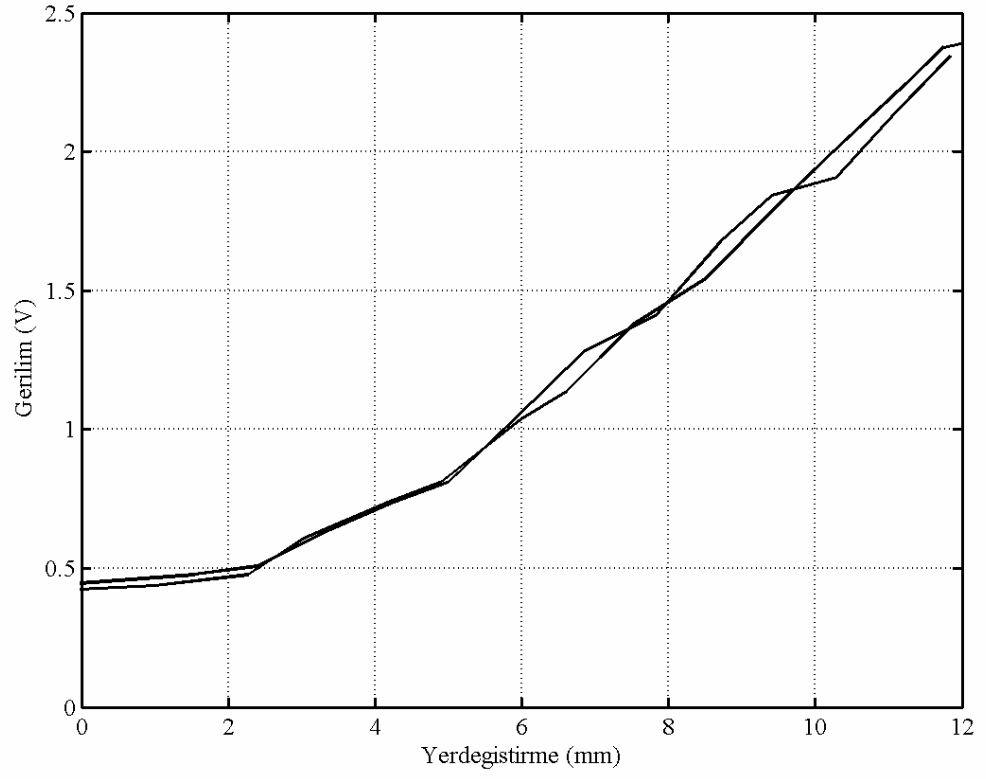
Ek 5. Statik Davranış Kestiriminin Program Akış Diyagramı

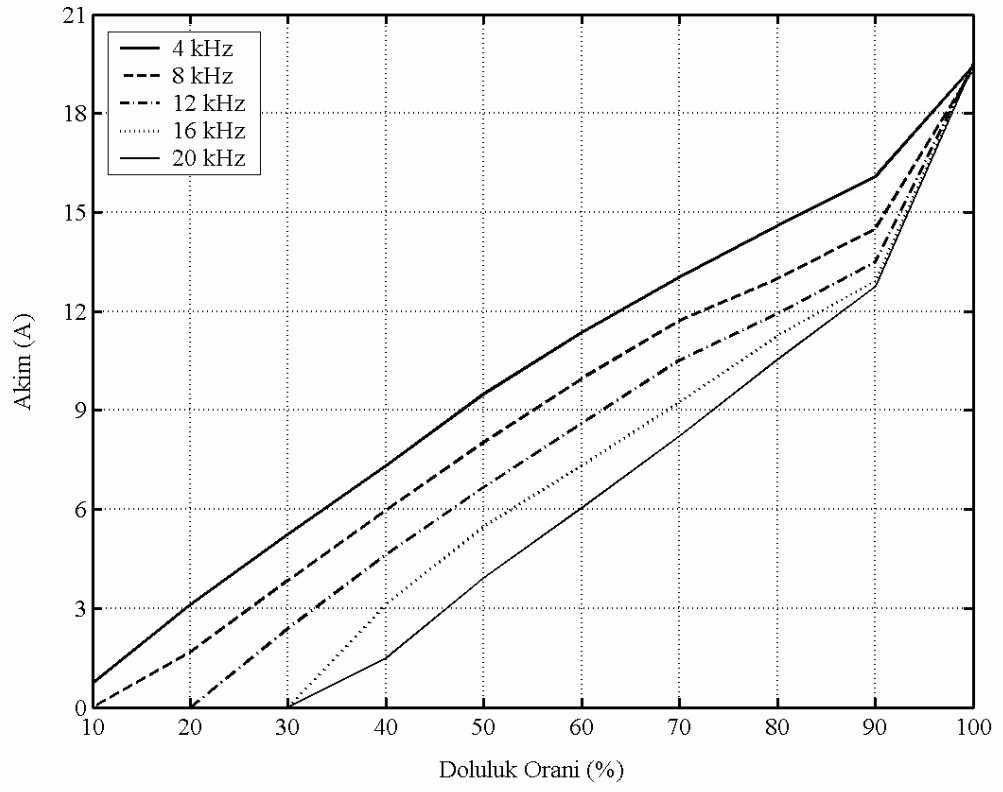


Ek 6. Dinamik Davranış Kestiriminin Program Akış Diyagramı



Ek 7. Yay Karakteristiği ve Deney Düzeneği

Ek 8. Konum Algılayıcısı Karakteristiği

Ek 9. Mıknatıs Devresi DGM Karakteristiği

Ek 10. DS1103 PPC Denetim Kartının Özellikleri

Ana işlemci	<ul style="list-style-type: none"> - Motorola PowerPC 604e/333 MHz - Süper skaler mikroişlemci - 9.0 SPECfp95, 14.6 SPECint95 - 3 tam sayı birimi, 1 yüzer nokta birimi - 2 çip üstünde zamanlayıcı birimi - 32 Kbyte emir hafıza - 32 Kbyte veri hafıza - Hızlı bozuk emir icra
Zamanlayıcı Hafıza	<ul style="list-style-type: none"> - İki genel amaçlı zamanlayıcı - 2 MB yerel SRAM - 16 MB global DRAM, veri depolamak için 32 MB' tan 128 MB' a genişleyebilir.
Kesinti Denetim Ünitesi	<ul style="list-style-type: none"> - PC, CAN, Slave DSP, ser arayüz artırımı kodlayıcı ve 4 adet dış giriş - DGM eş zamanlı kesiciler
Analog Giriş	<ul style="list-style-type: none"> - 16 kanal 16-bit - 4 örnekleme ve tutma ünitesi - 4 kanal 12-bit örnekleme ve tutma 800 ns örnekleme zamanı (1.25 Mhz) - ± 10 V giriş gerilimi
Analog Çıkış	<ul style="list-style-type: none"> - 8 kanal 14-bit - 5 μs ayarlı zaman - ± 10 V çıkış gerilimi
Artırımı kodlayıcı	<ul style="list-style-type: none"> - 6 kanal sayısal giriş - Sayısal gürültü darbe filtreleme - Maksimum sayma frekansı 6.6 MHz - Analog Giriş, TC3005H denetleyici ile
Sayısal Giriş/ Çıkış	<ul style="list-style-type: none"> - 4 kanal 8-bit sayısal giriş/çıkış ucu - Tekli programlanabilir kanallar
Seri Arayüz	<ul style="list-style-type: none"> - RS232 ve RS 422 transceiver desteği - 1 Mbaud' a kadar Baudrate üretici
CAN Arayüz	<ul style="list-style-type: none"> - Siemens 80C164 mikrodenetleyici - ISO 11898 transceiver - Saat frekans üretici - 4 K kelime çift kapılı hafıza

Ek 11. ControlDesk Programının Özellikleri

Zaman Gösterimi ve Veri Toplama

- Çizici ile gerçek zamanda zaman gösterimi
- Gerçek zaman deneyleri ile kesintisiz gösterim
- Tipk osiloskop özellikleri (x/y çizim, referans sinyali vb.)
- Yarılogaritmik çizim
- İkili değişkenler için özel mantık analiz gösterimi
- Serbest çalışma ya da tetiklemeli veri yakalama
- Farklı gösterge güncelleme modları
- Yaklaşma, farklı ölçümler ve minimum/maksimum değer arama gibi tekli veya çoklu çizimler için çeşitli çizim analizi yardımcıları
- Stream to disc işlem modu
- Ön ve son işlemci için MATLAB ve ControlDesk , Test Automation arayüzler giriş ve çıkışı

Denetleme ve Gösterimin Gerçek Zaman Uygulamaları

- Parametrelerin anında (on-line) ayarı
- Değişken değerlerinin sürekli gösterimi
- Mouse ya da klavye yardımıyla işlemleri gerçekleştirme
- Çalışma anında çoklu cihaz panelleri

Gerçek Zaman Sinyal Üretimi

- Gerçek zaman uyarıcılarının ya da değişen model değişkenlerinin tanımlanması için grafik editörü
- Parçalı bileşik sinyallerin gelişigüzel sayısının tanımlanması için matris formatı (satır=model değişkeni, kolon=zaman, hücre girişi=sinyal formunun tanımı)
- Sinyal formları sabit, ramp, gürültü, üssel, kare, sinüs, darbe, üçgen, testere dişi
- Simulink modeli hiyerarşisini temsil eden Variable Browser' ı kapsayan sezgisel değişken tahmini
- Döngüler ve şartlı denetimler (daha büyükse/daha küçükse) için denetim yapılarının grafiksel tanımı
- Tanımlanmış sinyallerin off-line denetimi için çizimler

TEŞEKKÜR

Doktora öğrenimim sırasında yardım ve desteklerini esirgemeyen değerli danışman hocam sayın Prof. Dr. İbrahim YÜKSEL' e çok teşekkür ederim. Tüm hayatım boyunca benden maddi manevi desteklerini esirgemeyen aileme teşekkürü bir borç bilirim.

Tez izleme komitesindeki hocalarım sayın Prof. Dr. Osman KOPMAZ ve sayın Doç. Dr. Recep EREN' e çalışmamdaki katkılarından dolayı teşekkür ederim.

Senelerdir aynı odayı ve bununla beraber iyi kötü günlerimizi paylaştığımız arkadaşım Arş. Gör. Dr. Elif ERZAN TOPÇU başta olmak üzere tüm hocalarıma ve arkadaşlarıma, teknisyen Yaşar KUMRALTEKİN' e, teknisyen Adem AYDIN' a, doktora çalışmam sırasında yapmış olduğum elektronik devrelerin oluşturulmasında yardımını esirgemeyen Doç. Dr. Eldar MUSAYEV, Arş. Gör. İsmail TEKİN' e ne kadar teşekkür etsem azdır.

Elektromekanik supap mekanizmasının imalatında kullanılan manyetik malzemeyi temin eden Oymak firmasına, sistemin imalatını gerçekleştiren Matay ve Bayrak Plastik firmalarına ve bu konuda bana yardımcı olan İrem CÖMERT ve Behçet ŞANOĞLU' na, deneysel çalışmalarımızda kullandığımız veri toplama ve denetim kartını laboratuvarımıza kazandıran Vehbi Koç Vakfı' na, denetim kartının tamiri için bize yardımcı olan ÇOKESEN Elektronik' e destelerinden dolayı çok teşekkür ederim.

Ayrıca deneysel çalışmalarımızda güç kaynağı olarak kullandığımız akülerin ve elektronik devre elemanlarının temini için Uludağ Üniversitesi Mühendislik Mimarlık Fakültesi Dekanlığı ve Makine Mühendisliği Bölüm Başkanlığı' na teşekkür ederim.

ÖZGEÇMİŞ

1978 yılında Bursa'da doğdu. Lise eğitimini Tophane Teknik Lisesi, Makine Ressamlığı Bölümü' nde birinci olarak tamamladı. 1995 yılında Uludağ Üniversitesi, Mühendislik-Mimarlık Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü' nde başladığı lisans eğitimini 1999 yılında bölüm birincisi olarak tamamladı. Aynı yıl Uludağ Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalı, Konstrüksiyon ve İmalat Bilim Dalı' nda yüksek lisans öğrenimine başladı ve bu öğrenimini 2001 yılında tamamladı. 2001 yılında Makine Teorisi ve Dinamiği Bilim Dalı' nda doktora öğrenimine başladı. Aralık 1999 tarihinden itibaren Makine Mühendisliği Bölümü, Makine Teorisi ve Dinamiği Kürsüsü' nde Araştırma Görevlisi olarak çalışmaktadır. Çeşitli konularda yayınlanmış ulusal ve uluslararası çalışmaları bulunmaktadır.