



**HAVACILIKTA KULLANILAN FARKLI PİSTONLU POMPA TİPLERİNİN
GÜÇ TÜKETİMİNE ETKİSİNİN İNCELENMESİ**

Alper BULUT

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

**GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

HAZİRAN 2021

ETİK BEYAN

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

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

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

Alper BULUT

30/06/2021

HAVACILIKTA KULLANILAN FARKLI PİSTONLU POMPA TİPLERİNİN GÜÇ TÜKETİMİNE ETKİSİNİN İNCELENMESİ

(Yüksek Lisans Tezi)

Alper BULUT

GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

Haziran 2021

ÖZET

Muharip uçakların hidrolik güç ihtiyacı, manevra kabiliyetlerinin gelişmesi ve hidrolik güç sistemi kullanıcı sayılarının artması gibi sebeplerden dolayı yıllar içerisinde sürekli artmıştır. Uçak gereksinimlerini karşılarken aynı zamanda uçak motorunun sağladığı güç limitleri içerisinde kalmak, hidrolik gücün verimli kullanımı zorunluluğunu doğurmuştur. Bu çalışmada hidrolik güç verimliliği, pistonlu pompa tipleri açısından incelenmiştir. Bu amaçla, pistonlu pompa tiplerinden basınç kompanzasyonlu pompa, çift basınçlı pompa, tork kontrollü pompa ve akıllı pompanın Simcenter Amesim programında detaylı modelleri oluşturulmuştur. Hidrolik güç sisteminin diğer elemanları, havacılık standartları kullanılarak boyutlandırılmış ve modellenmiştir. Güç tüketiminde hidrolik pompa tipinin etkisi incelenmek istendiği için, pompa parametreleri dışında kalan aerodinamik yük, eyleyici deplasman girdisi, diğer ekipman boyutları ve valf tipi gibi değişkenler, simülasyonlar arasında sabit tutulmuştur. Oluşturulan basınç kompanzasyonlu pompa modelinin doğrulanması amacıyla, farklı parametrelerin bulunduğu bir düzenekte gerçekleştirilen iki farklı testin sonuçları kullanılmıştır. Test sonuçları, simülasyon sonuçlarıyla yüksek oranda benzerlik göstermektedir. Çalışmanın sonucunda, muharip uçak hidrolik güç sistemlerinin neredeyse tamamında kullanılan basınç kompanzasyonlu pompanın güç tüketiminin, incelenen pompalar arasında en yüksek olduğu görülmüştür. En düşük güç tüketimi, henüz uçaklarda kullanılmayan ancak kullanımı için akademik çalışmalar yürütülen akıllı pompada görülmüştür.

Bilim Kodu : 91420

Anahtar Kelimeler : Hidrolik güç sistemi, pistonlu pompa, muharip uçak, modelleme, simülasyon

Sayfa Adedi : 132

Danışman : Prof. Dr. Ömer KELEŞ

INVESTIGATION OF THE EFFECT OF DIFFERENT PISTON PUMP TYPES USED IN AVIATION ON POWER CONSUMPTION

(M. Sc. Thesis)

Alper BULUT

GAZİ UNIVERSITY

GRADUATE SCHOOL OF NATURAL AND APPLIED SCIENCES

June 2021

ABSTRACT

The power demand of fighter aircraft hydraulic power system has increased continuously over the years due to the reasons such as the development of their maneuverability and the increase in the number of hydraulic power consuming systems. While meeting the aircraft requirements, staying within the power limits provided by the aircraft engine has created the necessity of efficient use of hydraulic power. In this study, hydraulic power efficiency is investigated in terms of piston pump types. For this purpose, detailed models of pressure compensated pump, dual-pressure pump, torque controlled pump and intelligent pump are created in Simcenter Amesim program. Other elements of the hydraulic power system are sized and modeled using aviation standards. Since the effect of hydraulic pump type on power consumption is examined, variables such as aerodynamic load, actuator displacement input, other equipment dimensions and control valve type are kept constant between simulations. In order to verify the pressure compensated pump model, the results of tests performed on a setup with different parameters are used. The test results are highly similar to the simulation results. As a result of the study, it is observed that the power consumption of the pressure compensated pump, which is used in most of the fighter aircraft hydraulic power systems, is the highest among the pumps examined. The lowest power consumption is seen in the intelligent pump, which is not yet used in aircraft hydraulic power systems; but academic studies are being carried out for its use.

Science Code : 91420

Key Words : Hydraulic power system, piston pump, fighter aircraft, modeling, simulation

Page Number : 132

Supervisor : Prof. Dr. Ömer KELEŞ

TEŞEKKÜR

Yüksek lisans öğrenimim boyunca değerli tecrübeleri ve bilgi birikimiyle beni yönlendiren, hiçbir sorumu yanıtızs bırakmayan saygıdeğer hocam Prof. Dr. Ömer KELEŞ'e desteklerinden dolayı teşekkürü bir borç bilirim.

TUSAŞ'ta beraber çalışma fırsatı bulduğum değerli yöneticim Sayın Sinan KÜÇÜK'e desteklerinden dolayı teşekkür ederim.

Hayatının her anında bana ve kardeşime daha iyi bir gelecek sunabilmek için çabalayan, maddi ve manevi desteğini hiçbir zaman esirgemeyen kıymetli annem Fatma BULUT ve kıymetli babam Muammer BULUT'a; ayrıca küçük kardeş olmanın tüm zorluklarına sabreden kardeşim Derya BULUT'a teşekkür ederim.

Son olarak, tanıştığımız günden beri her an yanımda olan, hayattaki en büyük şansım, sevgili eşim Büşra BULUT'a bu zorlu süreçte bana sonsuz sabır gösterdiği, zorlandığım ve umutsuzluğa kapıldığım tüm anlarda manevi desteğiyle yanımda olduğu için teşekkürlerimi sunarım.

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
ÖZET	iv
ABSTRACT	v
TEŞEKKÜR	vi
İÇİNDEKİLER	vii
ÇİZELGELERİN LİSTESİ.....	ix
ŞEKİLLERİN LİSTESİ.....	x
SİMGELER VE KISALTMALAR.....	xvii
1. GİRİŞ.....	1
2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI	9
3. HİDROLİK GÜÇ SİSTEMİNİN TASARLANMASI VE MODELLENMESİ.....	13
3.1. Hidrolik Güç Sistemi Mimarisi	13
3.1.1. Sistem modeli.....	16
3.2. Sistem Ekipmanlarının Boyutlandırılması	16
3.2.1. Sistem basıncı	16
3.2.2. Eyleyici boyutlandırma	17
3.2.3. Pompa parametrelerinin belirlenmesi.....	23
3.2.4. Borulama	59
3.2.5. Rezervuar boyutlandırma	60
3.2.6. Hidrolik Yağ Özellikleri.....	65
4. BASINÇ KOMPANZASYONLU POMPA MODELİNİN DENEYSEL OLARAK DOĞRULANMASI	67
4.1. Test Düzenegi.....	67
4.2. Test Sistemi Modeli	68

Sayfa

4.3. Test Girdileri	71
4.4. Sonuçların Karşılaştırılması	76
5. POMPALARIN GÜÇ TÜKETİMLERİNİN KARŞILAŞTIRILMASI..	85
5.1. Basınç Kompanzasyonlu Pompa ile Simülasyon.....	87
5.2. Çift Basıncılı Pompa ile Simülasyon	92
5.3. Tork Kontrollü Pompa ile Simülasyon	96
5.4. Akıllı Pompa ile Simülasyon.....	103
5.5. Karşılaştırma	108
6. SONUÇ VE ÖNERİLER.....	115
KAYNAKLAR.....	119
EKLER	123
EK-1. Pompa parametreleri	124
EK-2. Borulama parametreleri	127
EK-3. Rezervuar boyutu	128
EK-4. Hidrolik yağ özellikleri	129
ÖZGEÇMİŞ.....	132

ÇİZELGELERİN LİSTESİ

Çizelge	Sayfa
Çizelge 3.1. F-16 eyleyici özellikleri	18
Çizelge 3.2. Eyleyici değerleri.....	19
Çizelge 3.3. Rezervuar hacim hesabına dahil olan hacimler	61
Çizelge 5.1. Ömür döngüsü içerisinde bir eyleyicinin çalışma koşulları	85
Çizelge 5.2. Pompa enerji tüketimleri	109



ŞEKİLLERİN LİSTESİ

Şekil	Sayfa
Şekil 1.1. (a) Basınç kompanzasyonlu pompa iç yapısı ve (b) hidrolik şeması	3
Şekil 1.2. Basınç kompanzasyonlu pompa basınç – debi grafiği.....	3
Şekil 1.3. (a) Çift basınçlı pompa iç yapısı ve (b) hidrolik şeması.....	4
Şekil 1.4. Çift basınçlı pompa basınç – debi grafiği	4
Şekil 1.5. (a) Tork kontrollü pompa iç yapısı ve (b) hidrolik şeması	5
Şekil 1.6. Tork kontrollü pompa basınç – debi grafiği	5
Şekil 1.7. (a) Akıllı pompa iç yapısı ve (b) hidrolik şeması	6
Şekil 3.1. Hidrolik güç sistemi mimarisi	14
Şekil 3.2. Hidrolik güç sistemi modeli.....	16
Şekil 3.3. Moog 32 serisi valf karakteristiği	20
Şekil 3.4. Moog D636 serisi valf karakteristiği	21
Şekil 3.5. Tandem eyleyici.....	21
Şekil 3.6. Tandem eyleyici modeli	22
Şekil 3.7. Yatay kuyruk ve flaperon eyleyici sistemlerinin hız – kuvvet grafiği.....	23
Şekil 3.8. İstikamet dümeni eyleyici sisteminin hız – kuvvet grafiği.....	23
Şekil 3.9. Eğik plakalı değişken deplasmanlı eksenel pistonlu pompa.....	24
Şekil 3.10. Pompa tavsiye edilen dönüş hızı.....	25
Şekil 3.11. Silindir bloğu geometrisi	26
Şekil 3.12. Tavsiye edilen pompa giriş basıncı.....	27
Şekil 3.13. Valf plakası.....	28
Şekil 3.14. Valf plakası asimetrik basınç profili ve geçiş açısı	29
Şekil 3.15. (a) Piston ile silindir bloğu arasındaki kaçak bölgesi ve (b) piston - silindir bloğu kesit alanı	30

Şekil	Sayfa
Şekil 3.16. Basınç kompanzasyonlu pompa ve parametreler	31
Şekil 3.17. Eğik plakaya kuvvet uygulayan pistonlar	31
Şekil 3.18. Kontrol pistonu serbest cisim diyagramı	32
Şekil 3.19. Boyunduruk pistonu serbest cisim diyagramı	33
Şekil 3.20. Kompansatör valf.....	35
Şekil 3.21. Makara üzerindeki kuvvetler	36
Şekil 3.22. Basınç kompanzasyonlu pompa modeli	38
Şekil 3.23. Basınç kompanzasyonlu pompa motor alt modeli.....	38
Şekil 3.24. Basınç kompanzasyonlu pompa eğik plaka alt modeli.....	39
Şekil 3.25. Basınç kompanzasyonlu pompa piston alt modeli	40
Şekil 3.26. Basınç kompanzasyonlu pompa valf plakası alt modeli.....	41
Şekil 3.27. Basınç kompanzasyonlu pompa kompansatör alt modeli.....	41
Şekil 3.28. Basınç kompanzasyonlu pompa basınç – debi grafiği.....	42
Şekil 3.29. Yağ esneklik modülü değişiminin salınıma etkisi	43
Şekil 3.30. Kompansatör kütlesi ve eğik plaka ataleti değişiminin salınıma etkisi.....	43
Şekil 3.31. Makara üzerindeki kuvvetler	44
Şekil 3.32. Çift basınçlı pompa kompansatör modeli	45
Şekil 3.33. Çift basınçlı pompa basınç – debi grafiği	45
Şekil 3.34. Tork kontrollü pompa kontrol pistonu serbest cisim diyagramı.....	46
Şekil 3.35. Tork kontrollü pompa boyunduruk pistonu serbest cisim diyagramı.....	47
Şekil 3.36. Tork kontrollü pompa piston alt modeli	49
Şekil 3.37. 50 Nm limitli pompa basınç – debi grafiği.....	50
Şekil 3.38. 60 Nm limitli pompa basınç – debi grafiği.....	50
Şekil 3.39. 80 Nm limitli pompa basınç – debi grafiği.....	50

Şekil	Sayfa
Şekil 3.40. 100 Nm limitli pompa basınç – debi grafiği	51
Şekil 3.41. 120 Nm limitli pompa basınç – debi grafiği	51
Şekil 3.42. 140 Nm limitli pompa basınç – debi grafiği	51
Şekil 3.43. Akıllı pompa servo eyleyici kuvveti	52
Şekil 3.44. Akıllı pompa modeli	53
Şekil 3.45. Akıllı pompa servo eyleyici modeli	54
Şekil 3.46. Akıllı pompa basınç – debi grafiği	55
Şekil 3.47. Akıllı pompa çıkış basıncının sinüs sinyali takibi	56
Şekil 3.48. Akıllı pompa çıkış basıncının step sinyali takibi	56
Şekil 3.49. Akıllı pompa basınç – debi grafiği (50 Nm tork limitli)	57
Şekil 3.50. Akıllı pompa basınç – debi grafiği (60 Nm tork limitli)	57
Şekil 3.51. Akıllı pompa basınç – debi grafiği (80 Nm tork limitli)	57
Şekil 3.52. Akıllı pompa basınç – debi grafiği (100 Nm tork limitli)	58
Şekil 3.53. Akıllı pompa basınç – debi grafiği (120 Nm tork limitli)	58
Şekil 3.54. Akıllı pompa basınç – debi grafiği (140 Nm tork limitli)	58
Şekil 3.55. Rezervuar boyutlandırılırken dikkate alınması gereken hacimler	61
Şekil 3.56. Rezervuar modeli	64
Şekil 3.57. Rezervuar düşük basınç değeri	65
Şekil 4.1. Test düzeneği hidrolik şeması	67
Şekil 4.2. Uçak hidrolik ekipmanlarının oluşturduğu test düzeneği sistem modeli	69
Şekil 4.3. Çift etkili eyleyici modeli	70
Şekil 4.4. Kullanıcı 3 eyleyici modeli	70
Şekil 4.5. Elektrik motor devri (1. test)	71
Şekil 4.6. Elektrik motor devri (2. test)	72

Şekil	Sayfa
Şekil 4.7. Kullanıcı 1 alt sistemi – 1. eyleyiciye uygulanan kuvvet (1. test).....	72
Şekil 4.8. Kullanıcı 1 alt sistemi – 1. eyleyiciye uygulanan kuvvet (2. test).....	73
Şekil 4.9. Kullanıcı 1 alt sistemi – 2. eyleyiciye uygulanan kuvvet (1. test).....	73
Şekil 4.10. Kullanıcı 1 alt sistemi – 2. eyleyiciye uygulanan kuvvet (2. test).....	73
Şekil 4.11. Kullanıcı 1 alt sistemi – 3. eyleyiciye uygulanan kuvvet (1. test).....	74
Şekil 4.12. Kullanıcı 1 alt sistemi – 3. eyleyiciye uygulanan kuvvet (2. test).....	74
Şekil 4.13. Kullanıcı 2 alt sistemi eyleyicisine uygulanan kuvvet (1. test)	75
Şekil 4.14. Kullanıcı 2 alt sistemi eyleyicisine uygulanan kuvvet (2. test)	75
Şekil 4.15. Kullanıcı 3 alt sistemi eyleyicisine uygulanan kuvvet (1. test)	76
Şekil 4.16. Kullanıcı 3 alt sistemi eyleyicisine uygulanan kuvvet (2. test)	76
Şekil 4.17. Pompa çıkış basınçları karşılaştırması (1. test).....	77
Şekil 4.18. Pompa çıkış basınçları karşılaştırması (2. test).....	77
Şekil 4.19. Kullanıcı 1 alt sistemi – 1. eyleyici deplasmanı karşılaştırması (1. test)	78
Şekil 4.20. Kullanıcı 1 alt sistemi – 1. eyleyici deplasmanı karşılaştırması (2. test)	78
Şekil 4.21. Kullanıcı 1 alt sistemi – 2. eyleyici deplasmanı karşılaştırması (1. test)	79
Şekil 4.22. Kullanıcı 1 alt sistemi – 2. eyleyici deplasmanı karşılaştırması (2. test)	79
Şekil 4.23. Kullanıcı 1 alt sistemi – 3. eyleyici deplasmanı karşılaştırması (1. test)	80
Şekil 4.24. Kullanıcı 1 alt sistemi – 3. eyleyici deplasmanı karşılaştırması (2. test)	80
Şekil 4.25. Kullanıcı 2 alt sistemi eyleyici deplasmanı karşılaştırması (1. test)	81
Şekil 4.26. Kullanıcı 2 alt sistemi eyleyici deplasmanı karşılaştırması (2. test)	81
Şekil 4.27. Kullanıcı 3 alt sistemi eyleyici deplasmanı karşılaştırması (1. test)	82
Şekil 4.28. Kullanıcı 3 alt sistemi eyleyici deplasmanı karşılaştırması (2. test)	82
Şekil 5.1. Yatay kuyruk eyleyicilerine etki eden kuvvet	86
Şekil 5.2. Flaperon eyleyicilerine etki eden kuvvet	86

Şekil	Sayfa
Şekil 5.3. İstikamet dümeni eyleyicisine etki eden kuvvet	87
Şekil 5.4. Basınç kompanzasyonlu pompa çıkış basıncı.....	87
Şekil 5.5. Basınç kompanzasyonlu pompa debisi	88
Şekil 5.6. Basınç kompanzasyonlu pompa güç tüketimi	89
Şekil 5.7. Yatay kuyruk deplasmanı.....	89
Şekil 5.8. Flaperon deplasmanı	90
Şekil 5.9. İstikamet dümeni deplasmanı.....	91
Şekil 5.10. %1 yük koşulunda yatay kuyruk eyleyici deplasmanı (5 Hz)	91
Şekil 5.11. %2 yük koşulunda yatay kuyruk eyleyici deplasmanı (5 Hz)	91
Şekil 5.12. %10 yük koşulunda yatay kuyruk eyleyici deplasmanı (2 Hz)	92
Şekil 5.13. Çift basınçlı pompa çıkış basıncı	92
Şekil 5.14. Çift basınçlı pompa debisi.....	93
Şekil 5.15. Çift basınçlı pompa güç tüketimi	93
Şekil 5.16. Yatay kuyruk deplasmanı.....	94
Şekil 5.17. Flaperon deplasmanı	94
Şekil 5.18. İstikamet dümeni deplasmanı.....	95
Şekil 5.19. %1 yük koşulunda yatay kuyruk eyleyici deplasmanı (5 Hz)	95
Şekil 5.20. %2 yük koşulunda yatay kuyruk eyleyici deplasmanı (5 Hz)	96
Şekil 5.21. %10 yük koşulunda yatay kuyruk eyleyici deplasmanı (2 Hz)	96
Şekil 5.22. 50 Nm limitli pompa çıkış basıncı	97
Şekil 5.23. 60 Nm limitli pompa çıkış basıncı	97
Şekil 5.24. 50 Nm limitli pompa debisi	98
Şekil 5.25. 60 Nm limitli pompa debisi	98
Şekil 5.26. 50 Nm limitli pompa güç tüketimi.....	99

Şekil	Sayfa
Şekil 5.27. 60 Nm limitli pompa güç tüketimi	99
Şekil 5.28. Yatay kuyruk eyleyici deplasmanı (50 Nm)	100
Şekil 5.29. Yatay kuyruk eyleyici deplasmanı (60 Nm)	100
Şekil 5.30. Flaperon eyleyici deplasmanı (50 Nm)	100
Şekil 5.31. Flaperon eyleyici deplasmanı (60 Nm)	101
Şekil 5.32. İstikamet dümeni eyleyici deplasmanı (50 Nm)	101
Şekil 5.33. İstikamet dümeni eyleyici deplasmanı (60 Nm)	101
Şekil 5.34. %1 yük koşulunda yatay kuyruk eyleyici deplasmanı (5 Hz)	102
Şekil 5.35. %2 yük koşulunda yatay kuyruk eyleyici deplasmanı (5 Hz)	102
Şekil 5.36. %10 yük koşulunda yatay kuyruk eyleyici deplasmanı (2 Hz)	103
Şekil 5.37. Akıllı pompa çıkış basıncı	104
Şekil 5.38. SAE AS19692B standardı tarafından belirlen kriterler	104
Şekil 5.39. Akıllı pompa debisi	105
Şekil 5.40. Akıllı pompa güç tüketimi	105
Şekil 5.41. Yatay kuyruk eyleyici deplasmanı	106
Şekil 5.42. Flaperon eyleyici deplasmanı	106
Şekil 5.43. İstikamet dümeni eyleyici deplasmanı	106
Şekil 5.44. %1 yük koşulunda yatay kuyruk eyleyici deplasmanı (5 Hz)	107
Şekil 5.45. %2 yük koşulunda yatay kuyruk eyleyici deplasmanı (5 Hz)	107
Şekil 5.46. %10 yük koşulunda yatay kuyruk eyleyici deplasmanı (2 Hz)	108
Şekil 5.47. Eyleyici deplasmanlarının karşılaştırılması (5 Hz, Akıllı pompa basıncı: 207 bar)	110
Şekil 5.48. Eyleyici deplasmanlarının karşılaştırılması (5 Hz, Akıllı pompa basıncı: 103,5 bar)	111
Şekil 5.49. Eyleyici deplasmanlarının karşılaştırılması (5 Hz, Akıllı pompa basıncı: 51,75 bar)	111

Şekil	Sayfa
Şekil 5.50. Eyleyici deplasmanlarının karşılaştırılması (5 Hz, Akıllı pompa basıncı: 25,875 bar)	112
Şekil 5.51. Eyleyici deplasmanlarının karşılaştırılması (0,5 Hz, Akıllı pompa basıncı: 103,5 bar)	112
Şekil 5.52. Eyleyici deplasmanlarının karşılaştırılması (0,25 Hz, Akıllı pompa basıncı: 207 bar)	113



SİMGELER VE KISALTMALAR

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

Simgeler	Açıklamalar
A	Piston alanı
A_b	Boyunduruk pistonu alanı
A_c	Kontrol pistonu alanı
A_d	Pompa çıkış basıncının etki ettiği alan
A_h	Boru kesit alanı
A_{kesit}	Kesit alanı
A_p	Piston alanı
A_s	Servo eyleyici piston yüzey alanı
A_v	Kompansatör valf makarası kesit alanı
A_1	Kompansatör basınç kontrol alanı
A_2	Kompansatör basınç kontrol alanı
b	Piston ile silindir bloğu arasındaki boşluğun yarısı
C_d	Boşaltma katsayısı
C_e	Piston hareketinden kaynaklanan tork
C_p	Asimetrik basınç profilinden kaynaklanan tork
d	Pompa pistonu çapı
D	Deplasman
d_h	Boru hidrolik çapı
d_{mil}	Eyleyici mil çapı
D_{min}	Yiv çapı
d_{piston}	Eyleyici pistonu çapı
E	Esneklik modülü
F	Kompansatör valf içerisindeki akışkan kuvveti
$F_{a,1}$	Kompansatör valf içerisindeki akışkan kuvveti
$F_{a,2}$	Kompansatör valf içerisindeki akışkan kuvveti
F_b	Boyunduruk pistonunun uyguladığı kuvvet
F_c	Kontrol pistonunun uyguladığı kuvvet

Simgeler**Açıklamalar**

F_s	Durma kuvveti
$F_{0,b}$	Boyunduruk yayının ön yüklemesi
$F_{0,k}$	Kompansatör yay ön yüklemesi
g	Yerçekimi ivmesi
k	Piston alanı katsayısı
k_b	Boyunduruk yay sabiti
k_s	Servo eyleyici yay sabiti
k_v	Kompansatör yay sabiti
L	Eğik plaka kontrol pistonlarının merkeze uzaklığı
L_b	Boru uzunluğu
L_c	Kontrol pistonunun eğik plaka merkezine uzaklığı
L_e	Eyleyici uzunluğu
M_b	Boyunduruk pistonunun eğik plakadaki momenti
M_c	Kontrol pistonunun eğik plaka üzerindeki momenti
M_e	Eğik plaka momenti
m_p	Piston kütlesi
M_s	Servo eyleyicinin eğik plaka üzerindeki momenti
n	Pompa pistonu sayısı
P_c	Kontrol basıncı
P_d	Pompa çıkış basıncı
P_e	Pompa emiş basıncı
$P_{kayıp}$	Basınç kaybı
P_n	Anlık piston iç basıncı
P_r	Rezervuar düşük basınç seviyesi
P_s	Servo eyleyici giriş basıncı
P_{sistem}	Sistem basıncı
Q	Debi
Q_b	Boru içerisindeki yağ debisi
Q_c	Kontrol debisi
r	Pistonların oluşturduğu çemberin yarıçapı
R	Rezervuar alan oranı
S	Güvenlik faktörü

Simgeler**Açıklamalar**

V	Vena contracta'daki hız
V_b	Boru içerisindeki yağ hızı
V_{sis}	Toplam sistem yağ hacmi
V_1	Rezervuar minimum hacmi
V_2	Dengelenmemiş eyleyici açılmasına ayrılan hacim
V_3	Isıl büzülme için ayrılan hacim
V_4	Kaçak tespit sistemi için ayrılan hacim
V_5	Akümülatörler için ayrılan hacim
V_6	Sistemi basınçlandırabilmek için gereken hacim
V_7	Toplam yağ hacminin %5'i
V_8	Dengelenmemiş eyleyici kapanmasına ayrılan hacim
V_9	Isıl genleşme için ayrılan hacim
V_{10}	Rezervuar ekstra hacmi
x_d	Dış kuvvetin neden olduğu yay sıkışması
x_s	Dengelenmemiş eyleyici stroku
x_v	Kompansatör yay sıkışması
$\dot{x}_{yüksüz}$	Yüksüz hız
z	Piston ile silindir bloğu temas uzunluğu
α	Eğik plaka açısı
α_t	Isıl genleşme katsayısı
β_e	Mil esneklik modülü
γ	Valf plakası geçiş açısı
δ_b	Boyunduruk yayının ön sıkışması
δ_v	Kompansatör yay ön sıkışması
δ_s	Servo eyleyici yay ön sıkışması
ε	Piston eksantrikliği
η_h	Pompa hacimsel verimi
θ	Piston açısal pozisyonu
θ_j	Jet açısı
λ	Sürtünme katsayısı
μ	Dinamik viskozite
ρ	Yağ özkütlesi

Simgeler**Açıklamalar**

$\hat{\sigma}$	Boyutsuz gerilme
σ_n	Çevresel gerilme
ϕ	Boru eğim açısı
ω	Pompa dönüş hızı

Kısaltmalar**Açıklamalar**

A/D	Analog / Dijital
ARP	Aerospace Recommended Practice
AS	Aerospace Standard
D/A	Dijital / Analog
LVDT	Linear Variable Differential Transformer
MIL	Military
PRF	Performance
SAE	Society of Automotive Engineers
UKB	Uçuş Kontrol Bilgisayarı

1. GİRİŞ

Akışkan gücü, mekanik araçlar ve elektrik güçle birlikte üç güç iletim yönteminden biridir [1]. Akışkan güç sistemleri, hidrolik ve pnömatik sistemleri kapsamaktadır. Hidrolik güç sistemleri, basınçlı sıvılar kullanılarak güç üretimi, kontrolü ve iletimi için kullanılmaktadır. Bu sistemler düşük güç kaybıyla yüksek kuvvet ve momentler uygulayabilmektedir [2].

Hidrolik güç sistemleri; iş makineleri, presler, takım tezgâhları gibi alanların yanı sıra havacılık sektöründe de yaygın olarak kullanılmaktadır. Helikopterler, sivil uçaklar ve muharip uçaklarda hidrolik güç sistemleri, hava araçlarının vazgeçilmez bir parçasıdır.

Tarihsel olarak bakıldığında, ilk uçaklarda uçuş kontrol yüzeylerinin hareketlendirilmesi tel, yay, itici çubuk gibi mekanik bağlantılar ile manuel olarak sağlanmaktaydı. Kontrol yüzeylerinin büyümesi ve uçak hızlarının yükselmesiyle artan yükler, yüzeyleri hareket ettirmek için gereken kuvvetlerde de artışa neden oldu. Bu artışların sonucunda mekanik kontrole dişli eklenerek pilotun uyguladığı kuvvet azaltıldı. Uçak hızları ses ötesine yaklaştığında ise mekanik sistemlerin ağırlığındaki artış ve pilotun uyguladığı yüksek kuvvetler, hidrolik güç sistemlerinin uçuş kontrolünde kullanımının önünü açtı. Bu doğrultuda hidrolik güç sistemlerinin kullanımıyla uçuş kontrol yüzeyi tepki süreleri kısalmış ve yüksek kuvvet değerlerine ulaşılmıştır [3-5].

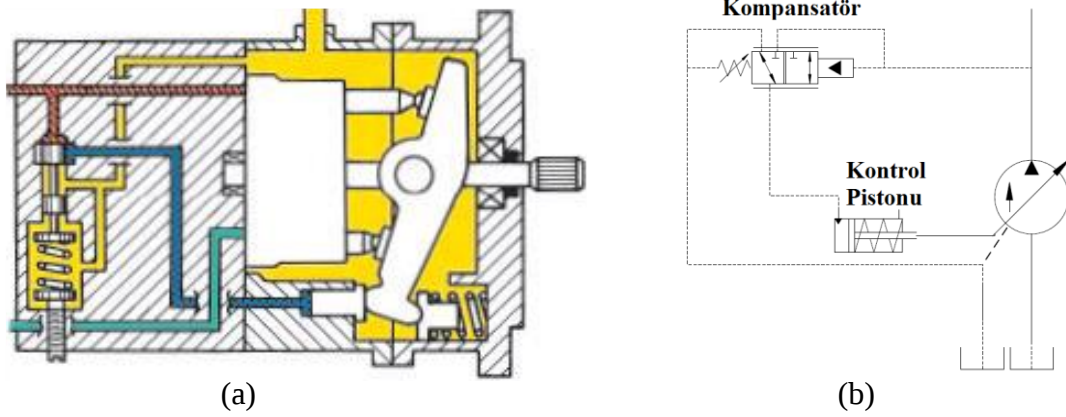
Günümüzde hidrolik güç sistemleri uçaklarda uçuş kontrol yüzeylerinin hareketlendirilmesi, iniş takımlarının açılması, kapakların (silah kapakları, iniş takımı kapakları, havada yakıt ikmal kapakları gibi) hareketlendirilmesi, teker freninin uygulanması gibi birçok amaçla kullanılmaktadır.

Hidrolik güç sistemlerinin ana bileşenlerini pompa, rezervuar, filtre, valf ve eyleyici oluşturmaktadır. Rezervuarlar hidrolik yağın depolanması ve pompaya yeterli basınçta hidrolik yağ sağlanması amacıyla kullanılmaktadır. Filtreler, hidrolik sıvı içerisindeki kirliliğin filtrelenmesi için uygulamasına göre basınç ve dönüş hatlarında bulunmaktadır. Valfler hidrolik sistemlerde akış yönünü değiştirmek, akışı kesmek, debiyi ayarlamak ve basıncı düşürmek gibi farklı amaçlarla kullanılmaktadır. Eyleyiciler ise hidrolik enerjiyi mekanik enerjiye dönüştürerek lineer veya dönel hareket sağlamaktadır.

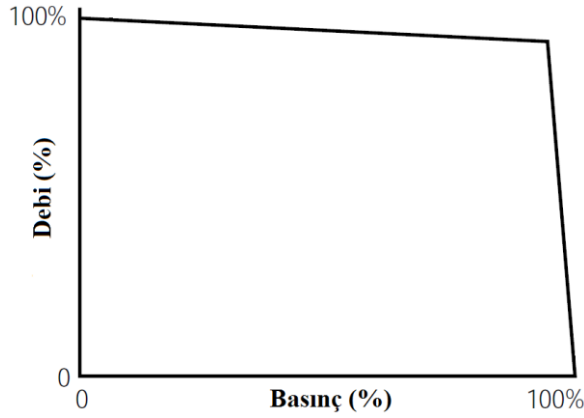
Pompa hidrolik güç sistemlerinde ana güç bileşenidir. Mekanik enerjiyi hidrolik enerjiye çeviren bir güç kaynağıdır. Yükün neden olduğu basıncı yenmek için yeterli güce sahip akış üretmektedir. Dişli pompa, kanatlı pompa, pistonlu pompa gibi farklı pompa tipleri bulunmaktadır.

Havacılık sektöründe ana hidrolik güç bileşeni olarak basınç kontrollü değişken deplasmanlı eksenel pistonlu pompa tipleri kullanılmaktadır. Değişken deplasmanlı pompa uygulaması, tipik olarak, pompa çıkışının pompa hızından başka yollarla kontrol edildiği çok kullanıcı sistemler tarafından karakterize edilen merkezi hidrolik güç sistemlerinde görülmektedir [6]. Bu pompa tiplerinde deplasman, üzerinde piston pabuçlarının hareket ettiği bir eğik plakanın açısal hareketiyle değiştirilmektedir. Eğik plakanın açısı sistem ihtiyacına göre değişmektedir. Pompanın tahrik milinin dönmesi, pistonların silindir bloğu delikleri içinde ileri geri hareket etmesine neden olmaktadır. Pistonların kaçacağı ise pompanın yağlanması ve soğumasını sağlamaktadır [7]. Basınç kontrolcülerini ise, belirlenen bir çıkış basıncını koruyarak debiyi kontrol etmek için değişken deplasmanlı pompalara takılan dinamik elemanlardır [8].

Basınç kompanzasyonlu pompa, uçak pompalarının değişken deplasman kontrolü için kullanılan ve pompanın maksimum akış kapasitesinden daha düşük olan tüm akışlarda pompa çıkışında neredeyse sabit bir basınç sağlayabilen bir pompa tipidir [6]. Uçak hidrolik güç sistemlerinde, uçak motoru tarafından sürülen pompalar arasında en yaygın kullanılan pistonlu pompa tipi basınç kompanzasyonlu pompadır [8]. Uçaklarda, uçak kontrolünü sağlamak amacıyla kontrol yüzeylerinin tepki sürelerinin çok kısa olmasından dolayı eyleyici girişlerinde sistem basıncının sürekli olarak bulunması önemlidir. Bu pompa tipi de eyleyici sistemlerinin kontrol valflerinin girişinde sistem basıncının sürekli olarak bulunmasını sağlamaktadır. Şekil 1.1’de basınç kompanzasyonlu pompanın iç yapısı ve hidrolik şeması gösterilmiştir. Şekil 1.2’de ise basınç – debi grafiği verilmiştir.



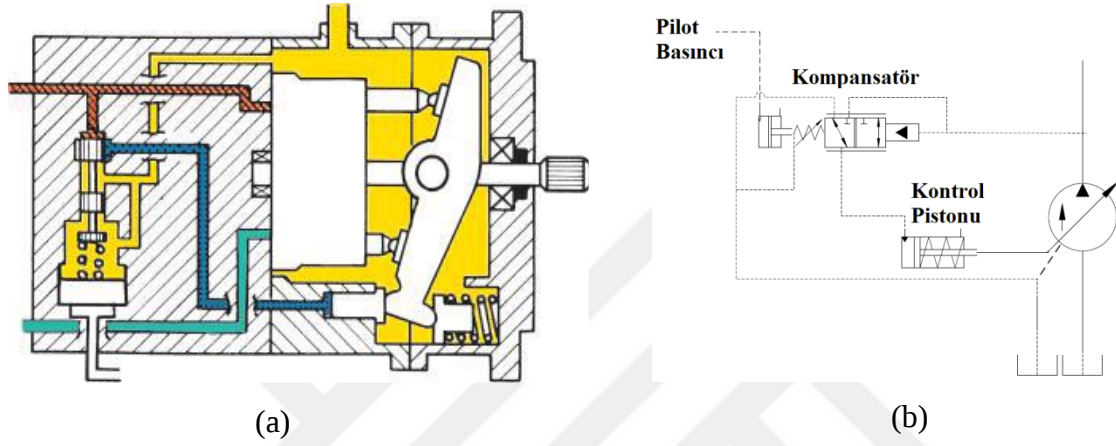
Şekil 1.1. (a) Basınç kompanzasyonlu pompa iç yapısı [9] ve (b) hidrolik şeması [8]



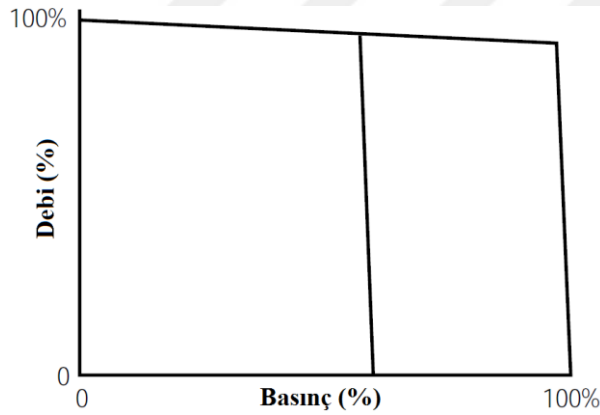
Şekil 1.2. Basınç kompanzasyonlu pompa basınç – debi grafiği [9]

Pompanın düşük debide çalıştığı bir koşulda sistem debi ihtiyacının anlık olarak artması, basıncın anlık olarak düşmesine ve valf makarasının hareket ederek kontrol pistonundaki yağın pompa içerisine tahliye edilmesine neden olmaktadır. Kontrol pistonundaki basıncın düşmesi, eğik plaka açısını boyunduruk yayındaki kuvvetten dolayı tasarım basıncına ulaşana kadar arttırmaktadır. Tasarım basıncına ulaşıldığında ise valf makarası merkez pozisyonuna gelmektedir. Pompanın maksimum debide çalıştığı bir koşulda ise, akışa karşı direnç arttıkça sistem basıncı yükselmekte ve basınç kompanseör valf yayının ayarına ulaşınca kadar akış maksimum kalmaktadır. Nominal basınç değerine ulaşılması kompanseör valf makarasının ortalanmasını sağlamaktadır. Direncin daha da artması, kompanseör valf makarasının hareket etmesine ve akışın kontrol pistonuna yönlendirilerek eğik plaka açısının düşmesine neden olmaktadır [9]. Pompa debisine ihtiyaç duyulmayan bir durumda eğik plaka yalnızca pompa sızıntı akışını sağlamak için yeterli deplasmanla mil ile dike yakın bir konuma gelmektedir [8].

Çift basınçlı pompa, aynı pompada iki ayrı kontrollü çıkış basınç ayarı sağlamaktadır. Uçaklarda yüksek basınç rejimine, yüksek manevra gerektiren uçuş evrelerinin dışında ihtiyaç duyulmayabilir. Bu pompa tipi, uçuş sırasında gerektiğinde yüksek basınçlı bir rejimde, yüksek manevra gerektirmeyen durumlarda ise düşük basınçlı bir rejimde çalışmaktadır [10]. Şekil 1.3'te çift basınçlı pompanın iç yapısı ve hidrolik şeması gösterilmiştir. Şekil 1.4'te ise basınç – debi grafiği verilmiştir.



Şekil 1.3. (a) Çift basınçlı pompa iç yapısı [9] ve (b) hidrolik şeması [8]

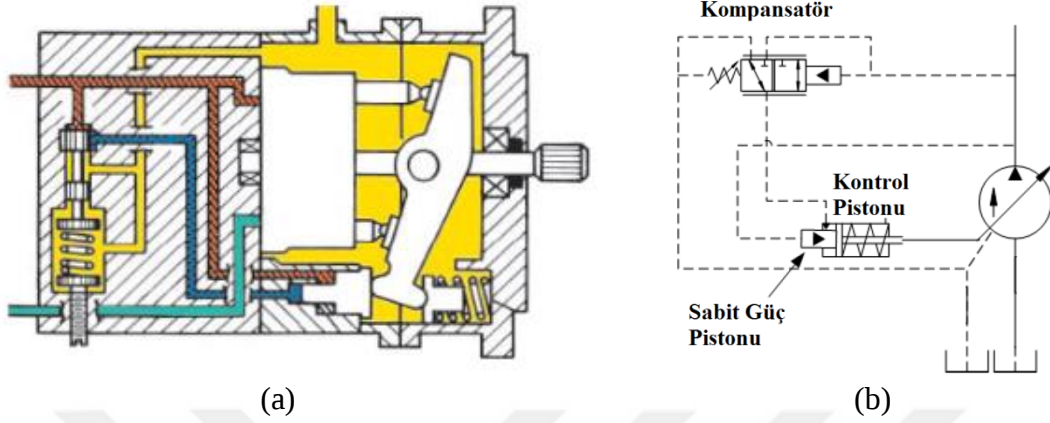


Şekil 1.4. Çift basınçlı pompa basınç – debi grafiği [9]

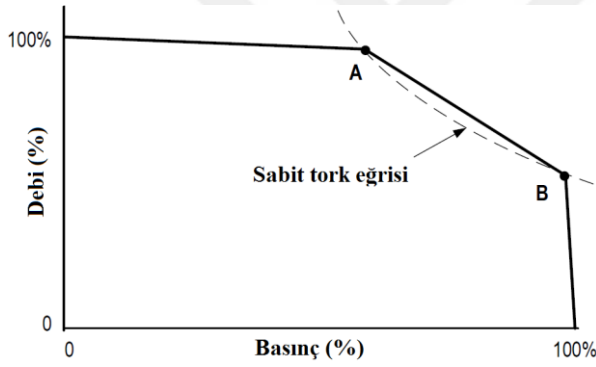
Şekil 1.3'te görülen kompansatör valf yayının önyüklemesi pompa çıkış basıncını ayarlamaktadır. Yüksek basınca ihtiyaç duyulduğunda, bu yay pilot basıncıyla sıkıştırılarak önyüklemeye artırılmaktadır. Bu sayede basınç seviyesi yükseltilmektedir.

Tork kontrollü pompa, maksimum güç tüketiminin belirli bir seviyede tutulması gereken uygulamalarda kullanılan bir pompa tipidir. Bu pompa tipi, motordan çekilen gücü önceden belirlenmiş bir değere sabitleyerek debiyi ve basıncı buna göre ayarlamaktadır.

Şekil 1.5'te tork kontrollü pompanın iç yapısı ve hidrolik şeması, Şekil 1.6'da ise basınç – debi grafiği gösterilmiştir.



Şekil 1.5. (a) Tork kontrollü pompa iç yapısı [9] ve (b) hidrolik şeması [8]

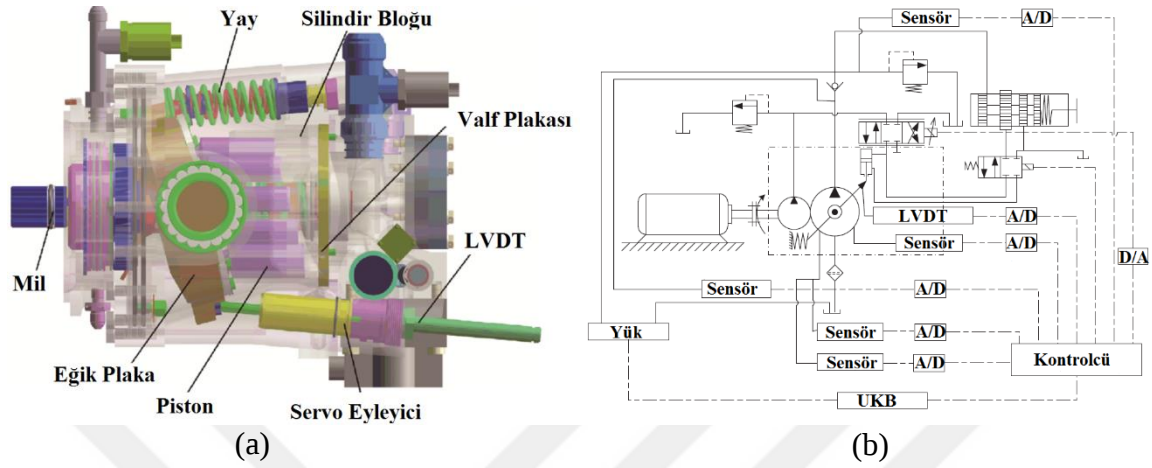


Şekil 1.6. Tork kontrollü pompa basınç – debi grafiği [8]

Bu pompa tipinde, diğer pompalardan farklı olarak kontrol pistonuna iki farklı basınç etki etmektedir. Pompa çıkış basıncının etki ettiği piston alanı ve boyunduruk yayı karakteristiği Şekil 1.6'da A ile gösterilen pompa debisinin düşmeye başladığı noktayı ve A – B eğrisinin eğimini belirlemektedir [8]. Bu noktalar pompa tasarımına göre farklılık göstermektedir.

Akıllı pompa, uçak hidrolik güç sisteminin gereksinimlerini karşılamak için akıllı bir kontrolcü sayesinde çıkışı kontrol edilebilen bir pompa sistemidir. Durum parametrelerine bağlı olarak kontrolcü, pompanın deplasmanını basınç sinyaline göre ayarlayıp yükte en uygun eşleşmeyi sağlamaktadır. Akıllı pompa sisteminde pompa eğik plakası doğrudan bir servo eyleyici ile kontrol edilmektedir. Bu eyleyicinin kontrolü yardımcı bir pompa ve kontrolcü ile sağlanmaktadır. Akıllı pompa sisteminin iç yapısı ve hidrolik şeması Şekil

1.7’de gösterilmiştir. Pompanın farklı çalışma modları bulunduğundan dolayı basınç – debi grafiği eklenmemiştir.



Şekil 1.7. (a) Akıllı pompa iç yapısı [11] ve (b) hidrolik şeması [10]

Akıllı pompa sisteminde, pompa çıkış geri besleme kontrolünü sağlamak amacıyla basınç, deplasman ve sıcaklık sensörleri bulunmaktadır [11]. Akıllı pompanın uçak uçuş profiline göre değişebilen dört farklı modu bulunmaktadır. Bunlar, sabit basınç modu, sabit debi modu, sabit güç modu ve yük algılama modu olarak sıralanabilir. Sabit basınç modunda basınç kompanzasyonlu pompa gibi çalışmaktadır. Tüm uçuş profili boyunca pompanın bu modda çalışması mümkündür. Sabit debi modu, uçağın sabit veya çok yüksek debiye ihtiyaç duyduğu durumlarda kullanılmaktadır. Bu modda, pompa debisi kapalı döngü geri beslemesi için algılanmakta ve debi kontrol sinyalini takip etmektedir. Kalkış veya iniş sırasında, iniş takımı, flap, hava freni kontrolü gibi sabit debi gerektiren anlarda kullanılabilmektedir [12]. Akıllı pompanın üçüncü modu güç limitleme amacıyla kullanılmaktadır. Uçuş profilinin yüksek manevra gerektiren evrelerinde, motor sınırlamalarının ötesine geçilmemesi için devreye girmektedir. Yük algılama modunda durum parametrelerine bağlı olarak kontrolcü pompa deplasmanını basınç sinyaline göre ayarlayıp dış yükle en uygun eşleşmeyi sağlamaktadır [11]. Bu modda çalışma prensibi yük duyarlı pompaya benzemekle birlikte yük algılama valfinin yerini sensörler almıştır [12].

Çalışmanın Motivasyonu ve Amacı

Muharip uçak hidrolik sistemlerindeki güç gereksinimleri, hidrolik güç kullanıcı sayısının artması ve daha yüksek kontrol yüzeyi hızlarına ihtiyaç duyulması gibi nedenlerden yıllar

içerisinde sürekli artış göstermektedir. Uçakların manevra kabiliyetlerindeki artış daha yüksek kontrol yüzeyi hızları gerektirip, hidrolik güç ihtiyacını ve dolayısıyla uçak motorlarından çekilen güç miktarını artırmaktadır [7]. Tasarım sürecinde hidrolik güç sistemi tarafından motordan çekilen güç tüketiminin belirli bir seviyede tutulması, uçak ağırlığının artmasının önüne geçilmesi açısından kritik bir öneme sahiptir ve bu nedenle verimli hidrolik güç sistemleri daha önemli bir hale gelmiştir.

Bu tezin amacı, muharip uçaklarda kullanılan basınç kontrollü değişken deplasmanlı eksenel pistonlu pompa tiplerinin modellenmesi, uçak hidrolik güç sistemi ile simülasyonu ve temsili bir uçuş profiline göre pompa güç tüketimlerinin incelenmesidir. Bu amaçla, muharip uçak standartlarına uygun bir hidrolik güç sistemi ve dört farklı pompa Simcenter Amesim programı ile detaylı bir şekilde modellenip, seçilen bir pompa tipi ile test verileri karşılaştırılarak sonuçlar detaylı bir şekilde sunulmuştur. Oluşturulan detaylı pompa modelleri ile farklı parametrelerin pompa karakteristiği üzerindeki etkilerini incelemek mümkündür.

Bu amaç doğrultusunda, çalışmanın içeriği şu şekilde oluşturulmuştur: İkinci kısımda literatürde yapılan basınç kontrollü değişken deplasmanlı pistonlu pompa tiplerinin modelleme ve simülasyon çalışmalarına ve ayrıca güç tüketimi inceleme çalışmalarına yer verilmiştir. Üçüncü kısımda hidrolik güç sistemi mimarisi tasarlanmış, ekipmanlar boyutlandırılmış ve Amesim modelleri oluşturulmuştur. Dördüncü kısımda test detayları verilmiş, basınç kompanzasyonlu pompa modelinin doğrulanması amacıyla test ve simülasyon sonuçları incelenerek karşılaştırılmıştır. Beşinci kısımda temsili bir uçuş profiline göre hidrolik pompaların simülasyonu yapılmış ve güç tüketimleri karşılaştırılmıştır. Altıncı kısım sonuç ve önerilere ayrılmıştır.



2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

Uçaklarda hidrolik güç sistemleri ilk olarak 1930'larda, iniş takımlarının katlanmasını sağlamak amacıyla kullanılmaya başlanmıştır. O tarihten beri hidrolik güç sistemlerinin uçaklardaki görevi ve güç tüketimi sürekli artmıştır [3]. Pistonlu pompaların uçaklarda kullanımını ise 2. Dünya Savaşı'nın ardından başlamıştır [6].

Kavanagh çalışmasında eksenel pistonlu bir pompanın matematiksel dinamik modelini oluşturmuştur. Model karmaşık, nonlinear ve geniş kapsamlı denklemlerden oluşmaktadır. Bazı nonlinear terimleri model doğruluğunu etkilemeyecek şekilde lineer yaklaşımlar kullanılarak sadeleştirmiştir. Modeli, bir basınç kontrol sinyaline tabi tutarak eğik plaka açışal deplasmanını Vickers PVB5 tipi pompa ile yapılan deneyle karşılaştırmıştır [13].

Zeiger ve Akers, eksenel pistonlu bir pompa eğik plakasına uygulanan torku kararlı durum koşullarında incelemişlerdir. Yazarların çalışmadaki amacı, tork denklemlerini lineer hareket denklemlerinin elde edilmesinde kullanmaktır. Çalışmanın sonunda elde ettikleri matematiksel modeli Sundstrand 22 serisi pompanın ortalama torkunu hesaplayarak doğrulamışlardır [14].

Manring, basınç ve deplasman kontrollü eksenel pistonlu pompaların tasarımı ve kapsamlı mekanik analizini içeren, modelleme çalışmaları için temel oluşturabilecek detaylı çalışmalar yapmıştır [15].

Kaliafetis ve Costopoulos basınç kontrollü eksenel pistonlu değişken deplasmanlı bir pompanın statik ve dinamik özelliklerini teorik ve deneysel olarak incelemişlerdir. Yaptıkları simülasyonunun sonucunda pompa dinamik davranışının deneysel verilerle örtüştüğünü görmüşlerdir [16].

Mandal ve diğerleri, eksenel pistonlu bir pompa için basınç kompensatörünü incelemişlerdir. İncelenen pompada kontrol ve boyunduruk pistonlarını hareketlendiren makaralı bir valf bulunmaktadır. Çalışmada pompa elemanlarını modellemiş, kompensatör valfindeki makara hareketlerini ve pompa pistonlarının eğik plaka ile birleşimini analiz etmişlerdir. Çalışmanın sonunda tasarımda kritik role sahip olan orifis bölgelerini belirlemişlerdir [17].

Manring ve Mehta bant genişliği frekansı üzerinde en büyük etkiye sahip olan tasarım parametrelerini elde etmek için basınç kontrollü eksenel pistonlu bir pompanın kapsamlı bir modelini oluşturmuşlardır. Çalışmanın sonunda, bant genişliği frekansı üzerindeki en büyük etkinin, pompa kontrol pistonunun süpürme hacminin azaltılması ve üç yollu kontrol valfinin akış kapasitesinin artırılmasıyla elde edilebileceği göstermişlerdir [18].

Park ve diğerleri, değişken deplasmanlı eksenel pistonlu pompanın mekanik tork limitleyici ile çalışmasını ele almışlardır. Çalışmanın amacı mekanik tipteki tork limitleyici regülatörün düzensiz performansını incelemektir. Mekanik regülatör sisteminin iç parçalarının dinamik davranışını gözlemlemek için Amesim programı ile simülasyon yapıp modellerini test ile doğrulamışlardır. Bileşenlerin dinamik analizi sonucu düzensiz pompa çıkış debisinin sebebinin regülatör denge pistonunun kesikli şekliyle kaynaklandığını ortaya çıkartıp, burada yuvarlatılmış bir geometrinin kullanılarak problemin çözülebileceğini Amesim programında yapılan simülasyon ile göstermişlerdir [19].

Du çalışmasında tork limitleyicili yük duyarlı bir pompanın güç tüketimine bağlı olarak basınç ve güç kontrolü modlarında çalışmasını incelemiştir. Çalışmada incelediği bir diğer konu ise iki kontrol modu arasında düzgün ve pürüzsüz bir geçişin sağlanmasıdır. Du, geliştirdiği bir algoritma sayesinde basınç kontrolü ve güç kontrol modları arasında iki yönlü sorunsuz geçiş elde etmiştir. Çalışmanın sonunda değişken deplasmanlı pompalar için hidromekanik tasarımı önemli ölçüde basitleştirmiş ve daha iyi performansa sahip düşük maliyetli bir pompa elde etmiştir. Teorik çalışmayı test ile doğrulamıştır [20].

Khalil ve diğerleri daha önceden modelledikleri elektrik kontrollü sabit güç ayarlı konik silindir bloklu eksenel pistonlu pompanın performansını farklı bir kontrol şemasıyla incelemeyi amaçlamışlardır. Mevcut pompada deplasmanı kontrol etmek için kullandıkları oransal valf pozisyonunu PID kontrolcü ile, diğer kontrol döngüsünde ise pompa çıkışında sabit güç sağlayabilmek için sistem basınç değişimine göre çıkış debisini PD kontrolcü ile kontrol etmektedirler. İlk çalışmalarında bulunan çift negatif geri beslemeli kontrol şemasını basitleştirmek için tek negatif geri besleme şemasını kullanmışlardır. Çalışmanın sonucunda tek negatif geri beslemeli kontrol kullanarak pompa üretim maliyetini düşürüp, PD kontrolcünün neden olduğu eğik plaka titreşiminin azaldığını görmüşlerdir. Simülasyon sonuçlarını test sonuçları ile doğrulayıp ilk çalışmalarıyla karşılaştırmışlardır [21].

Akıllı pompalar henüz uçak hidrolik güç sistemlerinde kullanılmasa da, kullanımına yönelik çalışmalar yürütülmektedir. Spencer, uçuş kontrol yüzey yüklerinin düşük olduğu düşük uçak hızı ve standart kontrol hareketleri sırasında, pompa çıkış basıncının düşürülerek hidrolik güç sistemi ısı kaybının ve güç tüketiminin düşürülebileceği fikrini öne sürmüştür [22]. Zhang ve Li, çıkış basıncını uçak aerodinamik yükleriyle eşleştirebilen hidrolik pompa tasarımı üzerine çalışmışlardır. Çalışmada PID, doğrusal kuadratik düzenleyici ve geri adımlamalı kayar kipli kontrol metotlarını, oransal elektrohidrolik teknolojiyle birleştirilmiş bir çift basınçlı pompa üzerinde denemişlerdir. Çalışmanın sonucunda, pompa çıkış basıncının giriş sinyalini düzgün bir şekilde izleyebildiğini, kontrol kuralının sistem kontrolü üzerinde önemli etkisi olduğunu ve akıllı pompanın basınç kontrol gereksinimlerini karşılayabildiğini göstermişlerdir [23]. Lu ve arkadaşları, uçak dış yükünün kompleks ve matematik modelinin nonlinear olmasından dolayı, akıllı pompanın dış yüke uyumluluğu için bulanık PID kontrol algoritmasını kullanmışlardır. Bulanık PID kontrol algoritmasının klasik PID kontrol algoritmasına kıyasla sistem yanıt hızının ve doğruluğunun artırılabilirliğini göstermişlerdir [24]. Huang ve Wang'ın çalışmasında tipik bir uçuş profiline göre akıllı pompa kontrol modları arası geçiş incelenmiştir. İncelenen modlar arasında sabit basınç modu, sabit debi modu, sabit güç modu ve yük algılama modu bulunmaktadır. Çalışmanın sonucunda modlar arası geçişte kabul edilebilir seviyede dalgalanma görürken ve optimizasyon çalışmalarıyla bu dalgalanmanın da azaltılabileceğini belirtmişlerdir [12].

Hupp ve Haning'in uçak hidrolik güç sistemlerinin enerji verimliliğini ele aldığı teorik ve deneysel çalışmasında incelediği konulardan biri hidrolik pompa basınç seviyesinin yakıt tüketimine etkisidir. İnceledikleri hidrolik güç sisteminin basıncı 8000 psi'dir. Çalışmanın ilk aşamasında pompayı çift çıkış basıncı uygulamasına uygun hale getirmiş ve 4000/8000 psi çıkış basıncı elde etmişlerdir. Tüm uçuş evrelerinin 4000 psi seviyesine uygun hale getirilmesi amacıyla eyleyici menteşe momentlerinin tasarım katsayısı 2 olarak almışlardır. Eyleyicilerin büyümesinden dolayı uçak yakıt tüketimi artmıştır, dolayısıyla enerji kazanımı elde edilememiştir. İkinci aşamada ise tam menteşe momenti kapasitesine ihtiyaç duyulmayan uçuş fazlarında 4000 psi, kalan fazlarda 8000 psi kullanımını denemiş ve bu yöntemle yakıt tüketiminde %4 kazanç sağlamışlardır [7].

Boeing F/A-18E/F Super Hornet, çift basınçlı pompa kullandığı bilinen tek muharip uçaktır. Kullanılan pompanın çıkış basıncı 3000/5000 psi'dir. Pompa çıkış basıncı uçuş

koşullarına göre Uçuş Kontrol Bilgisayarı tarafından kontrol edilmektedir [25]. Aerodinamik yüklerin yüksek olduğu yüksek hızlı uçuş sırasında pompa çıkış basıncı 5000 psi seviyesine yükseltilmektedir.

Binns ve diğerlerinin F-18 ve F-15 simülatör çalışması, bir 8000 psi basınç seviyeli hidrolik güç sisteminde 3000 psi'ın, tipik bir uçak görevinin %90'ı sırasında uçuş kontrol gereksinimlerini karşılamak için yeterli olduğunu göstermiştir. Yazarlar, düşük basınçta çalışmanın güvenilirlik ve sürdürülebilirlik açısından kayda değer fayda sağlayacağını öngörüldüğünü belirtmişlerdir [26].

Tovey çalışmasında pompa kontrol modlarını ayarlayan sistem bilgisayarları ile birlikte mikroişlemci kontrollü pompaları kullanan yeni enerji tasarrufu kontrol algoritmalarını iki ayrı Ironbird testiyle göstermiştir. Çalışmanın sonucunda uçak hidrolik pompasının farklı basınç seviyelerinde çalışmasının mümkün olduğu görülmüştür [27].

3. HİDROLİK GÜÇ SİSTEMİNİN TASARLANMASI VE MODELLENMESİ

Bu kısımda, muharip uçaklarda tipik olarak kullanılabilecek merkezi bir hidrolik güç sistemi, temsili bir tek motorlu uçak için tasarlanmıştır. İlk olarak sistem mimarisi oluşturulmuş, sonrasında ise sistem ekipmanları boyutlandırılmış ve modellenmiştir.

3.1. Hidrolik Güç Sistemi Mimarisi

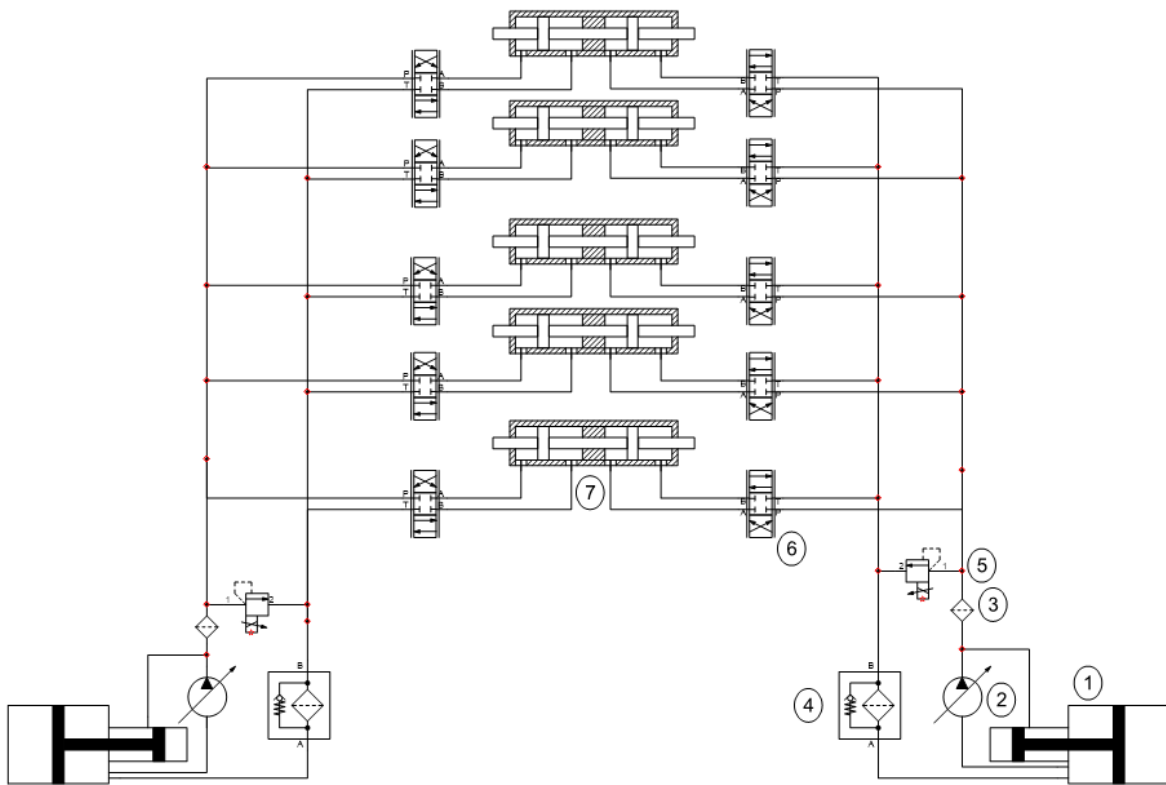
Hidrolik güç sistemi mimarisi oluşturulurken, başta SAE ve MIL olmak üzere ulusal veya uluslararası standartlar taranarak ihtiyaç duyulan sistem için uygulanabilir gereksinimler belirlenmektedir [28]. Bu çalışmada sistem gereksinimleri SAE AS 5440A standardı kullanılarak oluşturulmuştur. Bu standartta bulunan gereksinimler, askeri uçakların hidrolik güç sistemlerinin tasarımı ve uçağa yerleşimi için kullanılmaktadır. Hidrolik güç sistemi mimari tasarımı için belirlenen gereksinimler aşağıdaki gibidir:

- Hidrolik güç sistemleri, hava aracının emniyetli çalışması için kritik olan tüm sistemlere güç sağlamak amacıyla yeterli sayıda pompaya sahip olmalıdır.
- Her bir hidrolik güç sistemi, diğer sistemlerden ayrılmış olmalı ve sistemler arası yağ alışverişi olmamalıdır.
- Uçuş kontrol sistemi için hidrolik güç gerektiğinde, yalnızca uçuş kontrolünü sağlamak için tamamen ayrı, entegre bir hidrolik güç sistemi bulunmalıdır. Bu hidrolik güç sistemi, uçakta başka herhangi bir sistemi veya bileşeni beslemek için kullanılmamalıdır.
- Tek nokta arızası sebebiyle birden fazla hidrolik güç sistemi kaybedilmemeli ve bu arıza bir sistemden diğerine yağ geçişine neden olmamalıdır.
- Birincil uçuş kontrol sistemleri, güç kaynağı olarak uçak motoru tahrikli pompalara sahip olmalıdır.
- Hidrolik güç sisteminde bulunan filtreler, sistem içerisindeki tüm yağı filtrelemelidir.
- Sistem basınç hattına baypassız filtre takılmalı ve sistemin herhangi bir ana ekipmanına veya bileşenine girmeden önce uçak pompasından gelen tüm hidrolik yağ filtrelenecek şekilde yerleştirilmelidir.
- Sistem dönüş hattına baypas tip filtre takılmalıdır. Dönüş hattına giren tüm hidrolik yağ, dönüş hattından pompaya ve rezervuara girmeden önce filtre üzerinden sirküle edilmelidir.
- Basınç emniyet valfleri, normal basınç düzenleme cihazı arızalanırsa, bir hat bloke olursa veya eyleyici ünitelerinde aşırı yük kuvvetleri oluşursa sistemde patlamayı veya diğer hasarları önlemek için güvenlik cihazları olarak kullanılmalıdır. Emniyet valfleri, basınç düzenleme cihazları olarak değil emniyet cihazları olarak kullanılmalıdır. Basınç emniyet valfleri, aşırı basıncı basınç hattından dönüş hattına

tahliye etmelidir.

- Hidrolik rezervuar, sistemin normal çalışması sırasında hidrolik yağın atmosferden tamamen ayrılacağı şekilde tasarlanmalıdır. [29]

Tanımlanan gereksinimlere göre hidrolik güç sistemi mimarisi oluşturulmuştur. Bir uçak hidrolik güç sisteminde en yüksek güç tüketimi uçuş kontrol eyleyicileri tarafından gerçekleştirildiği için, temsili uçakta hidrolik güç sistemi yalnızca uçuş kontrol yüzeylerini beslemektedir. Bağımsız devrelerden oluşan iki hidrolik güç sistemi kullanılmıştır. Mimari, Şekil 3.1’de gösterilmiştir.



Şekil 3.1. Hidrolik güç sistemi mimarisi

İncelenen hidrolik güç sisteminin elemanları; “bootstrap” tipi rezervuar, hidrolik pompa, filtre, basınç emniyet valfi, eyleyici sistemleri ve borulama olarak sıralandırılabilir. Bu çalışmada incelenmediği için sistem mimarisinde akümülatör, sensör, boşaltma valfi, bakım bağlantı noktaları gibi elemanlar gösterilmemiştir.

Rezervuar, Şekil 3.1’de 1 ile gösterilmiştir. “Bootstrap” tipi rezervuar, hem askeri hem sivil modern uçaklarda yaygın bir şekilde kullanılan bir rezervuar tipidir ve genel mobil

hidrolik rezervuar uygulamalardan büyük ölçüde farklıdır [30]. Rezervuarın özelliği, sistem basıncını kullanarak kendi kendini basınçlandırmasıdır. Bu sayede içerisinde bulunan pistonların alan oranını kullanarak pompa girişine yeterli miktarda basınç iletebilmektedir. Pistonlu ve kendini basınçlandıran yapısı sayesinde uçağın yaptığı manevralar sırasında pompa girişindeki basıncı sabit tutabilmektedir. Boyutu kara araçları veya endüstride kullanılan diğer hidrolik güç sistemi rezervuarlarına göre küçüktür [31].

Hidrolik güç sistemi mimarisinde 2 numara ile gösterilen ekipman, değişken deplasmanlı hidrolik pompadır. Sistemde güç tüketimlerinin karşılaştırılması için dört farklı değişken deplasmanlı pompa tipi kullanılacaktır. Bunlar; basınç kompanzasyonlu pompa, çift basınçlı pompa, tork kontrollü pompa ve akıllı pompadır.

Basınç ve dönüş hatlarında, hidrolik yağın temiz kalması ve kontaminasyonun önlenmesi için birer filtre bulunmaktadır. Bu filtreler mimaride 3 ve 4 numaralarla gösterilmiştir. Filtrenin tıkanması durumunda eyleyicilerin kilitlenmemesi için dönüş hattı filtresi, gereksinimlerde de belirtildiği gibi baypas tip filtredir.

Basınç emniyet valfi 5 numara ile gösterilmiştir. Bu ekipman, gereksinimlerde de belirtildiği gibi hatlarda veya ekipmanlarda oluşabilecek hasarların önüne geçilmesi için, basıncın belirli bir seviyeyi geçtiği durumda, basınç hattından dönüş hattına tahliye yapması amacıyla kullanılmaktadır.

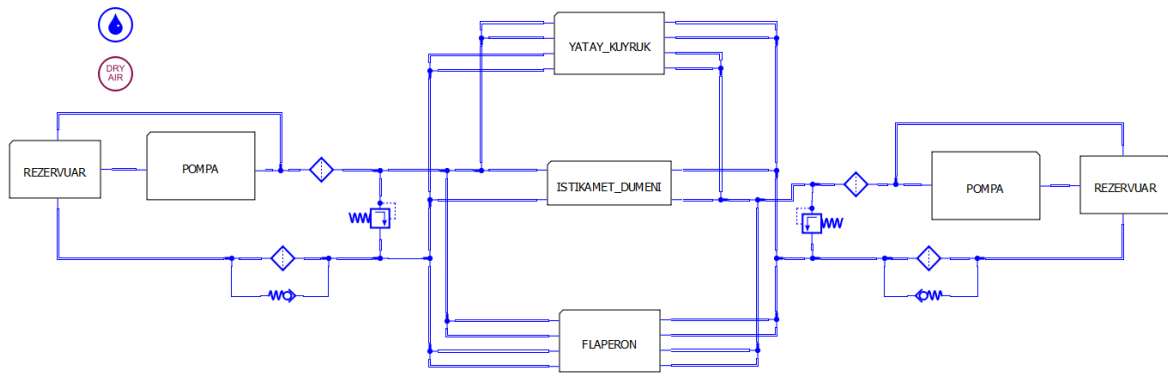
Elektro hidrolik servo valf Şekil 3.1’de 6 numara ile gösterilmiştir. Bu valfler, eyleyicilere entegre halde çalışmaktadır ve yağ akışını düzenlemek ve eyleyicilere yönlendirmek amacıyla kullanılmaktadır. Gösterim kolaylığı açısından normalde bir eyleyici için tek gövdede bulunan servo valfler ayrı olarak gösterilmiştir.

Eyleyici, mimaride 7 numara ile gösterilmiştir. Eyleyici, akışkan gücünü mekanik güce dönüştürmeye yarayan, kontrol yüzeylerine kuvvet ve hareket sağlamaktan sorumlu bir ekipmandır. Uygulamada lineer ve dönel olarak iki tip eyleyici vardır. Bu çalışmada kullanılan eyleyici tipi lineer tandem eyleyicidir. Modern muharip uçakların uçuş kontrol yüzeylerinin hareketlendirilmesi için kullanılan bir eyleyici tipidir. Tandem eyleyici, bağımsız basınç kaynaklarından beslendiğinde yedeklik sağlamak için iki piston ve iki silindir bölmesine sahip doğrusal bir sıvı eyleyicisi olarak tanımlanabilir [32]. Eyleyici

debisinin açılma ve kapanma pozisyonlarında eşit olması bakımından dengeli tip kullanılmıştır.

3.1.1. Sistem modeli

Sistem Amesim modeli, Şekil 3.1’de gösterilen sistem mimarisine göre oluşturulmuştur. Model, Şekil 3.2’de gösterilmiştir.



Şekil 3.2. Hidrolik güç sistemi modeli

Şekilde görülen alt modeller, çalışmanın ilgili kısımlarında anlatılacaktır.

3.2. Sistem Ekipmanlarının Boyutlandırılması

Bu kısımda hidrolik güç sistemi ekipmanlarının boyutlandırılması için kullanılan matematiksel formüller ve ekipman modelleri gösterilmiştir. Hidrolik güç sisteminin tasarımındaki en önemli ölçüt, hidrolik eyleyicilere karşı yük olarak gelen aerodinamik kuvvetlerin büyüklüğüdür. Sistem elemanlarının boyutlandırılması bu kuvvetlerin büyüklüğüyle doğrudan ilgilidir.

3.2.1. Sistem basıncı

Hidrolik güç sistemi tasarımı için önemli parametrelerden biri sistem basıncıdır. 2. dünya savaşından kısa bir süre sonra, uçaklar daha gelişmiş ve güç destekli hale geldikçe uçuş kontrol fonksiyonları bir gereklilik haline gelmiştir. Hidrolik güç sistemleri basıncı 69 bar (1000 psi) seviyelerinden 207 bar (3000 psi) seviyelerine yükselmiş, ilerleyen yıllarda ise 276 bar (4000 psi) ve 345 bar (5000 psi) sistem basınçları kullanılmaya başlanmıştır.

Deneyisel olarak 552 bar (8000 psi) hidrolik güç sistemleri de çalışılmaya başlanmıştır [33]. SAE AS 5440A standardı, sistem basınç seviyelerini Sınıf 1500, Sınıf 3000, Sınıf 4000, Sınıf 5000 ve Sınıf 8000 olarak tanımlamıştır [29]. Buradaki sayı değerleri, sistem basınç seviyesinin psi cinsinden gösterimidir. Sistem basıncı seçilirken, aşağıdaki etmenler göz önüne alınmalıdır:

- Uçağa etki eden dış kuvvetlerin büyüklüğü
- Hidrolik güç sistemi ve kullanıcı sistemlerin ağırlığı
- Hidrolik güç sistemi ve kullanıcı sistemlerin hacmi
- Ekipmanların ulaşılabilir olması

Bu çalışmada, pompa tiplerinin güç tüketimine etkisi aynı koşullarda inceleneceğinden dolayı herhangi bir sistem basıncını seçmek mümkündür; ancak test sonuçları 207 bar seviyesinde olduğu için sistem basıncı bu seviyede seçilmiştir.

3.2.2. Eyleyici boyutlandırma

Bir hidrolik eyleyicinin tasarımında, hidrolik güç sistemi basıncı ve durma kuvveti temel parametrelerdir. Durma kuvveti, silindir üzerine uygulanıp hidrolik sistem basıncıyla desteklenebilen maksimum yüküdür. Bu yük, eyleyicinin açılması ya da kapanması sırasında uygulanmış olabilir [10]. Tasarım durma kuvvetinin büyüklüğü, uçuş zarfının herhangi bir noktasında tahmin edilen maksimum aerodinamik menteşe momentine bağlı olarak belirlenmektedir.

Bu çalışmada, hidrolik güç sistemi çalışma basıncı 207 bar [34] olan bir muharip uçak olduğundan dolayı F-16 eyleyicilerinin özellikleri kullanılmıştır. Bu çalışma, gerekli performans verileri bilindiğinde başka uçaklar için de uyarlanabilir.

Sistem modelinin, uçuş sırasında kullanılan birincil uçuş kontrol yüzeylerinin ana bileşenlerini temsil etmesi amaçlanmıştır. Bu nedenle güç tüketimine fazla etki etmeyen diğer hidrolik güç tüketicileri dâhil edilmemiştir. Sistemde iki yatay kuyruk, iki flaperon ve bir istikamet dümeni eyleyicisi bulunmaktadır. Eyleyiciler, iki sistem arasında debi farkı oluşmaması için dengeli tip lineer tandem eyleyici olarak seçilmiştir. Normal şartlarda ölçülerek ya da ekipman spesifikasyonları incelenerek elde edilmesi gereken eyleyici ölçüleri, elde veri bulunmadığından dolayı Çizelge 3.1’de bulunan F-16 eyleyici özellikleri

kullanılarak hesaplanmıştır.

Çizelge 3.1. F-16 eyleyici özellikleri [34]

	Yatay Kuyruk	Flaperon	İstikamet Dümeni
Durma kuvveti (kN)	155,2	155,2	96,5
Strok (mm)	108	108	67,3
Yüksüz Hız (mm/s)	129,5	129,5	134,6

Eyleyici pistonunun kesit alanı, sistem basıncı ve durma kuvvetine bağlı olarak Eş. 3.1’de gösterildiği şekilde belirlenmektedir.

$$A = \frac{k * F_s}{P_{sistem}} \quad (3.1)$$

Burada A piston alanını, F_s durma kuvvetini, P_{sistem} ise sistem basıncını sembolize etmektedir. Sistemdeki basınç kayıpları göz önüne alındığında, yüklerin karşılanabilmesi için durma kuvvetinin belirli bir katsayıyla çarpılması gerekmektedir. Bu katsayı Eş. 3.1’de k ile gösterilmiştir. Tandem eyleyicinin yapısı gereği iki hidrolik güç sistemi, eyleyici üzerine gelen kuvveti paylaşmaktadır. Bundan dolayı, lineer tandem eyleyicide bir pistonun alanı Eş. 3.2 ile elde edilmektedir.

$$2A = \frac{F_s}{P_{sistem} - P_{kayıp}} \quad (3.2)$$

Sistem tasarımının ilk noktası eyleyici alanının hesabı olduğu için basınç kaybının ne seviyede olduğu bilinmemektedir. SAE ARP 994 standardında, sistemde basınç kaybının, sistem basıncının 1/3’ü olacak şekilde alınması tavsiye edilmiştir [35]. Buna göre,

$$2A = \frac{F_s}{P_{sistem} - \frac{1}{3} P_{sistem}} \quad (3.3)$$

Bu bilgiler ışığında, k değerinin 1,5 olduğu görülmektedir. Uçuş kontrol yüzeyi eyleyici

piston alanları Eş. 3.4'e göre hesaplanabilir.

$$A = \frac{0,75 * F_s}{P_{sistem}} \quad (3.4)$$

Eyleyici mil çapı, Euler burkulma formülüne göre aşağıdaki gibi hesaplanmaktadır.

$$d_{mil} = \sqrt[4]{\frac{64 * S * F_s * L_e^2}{\pi^3 \beta_e}} \quad (3.5)$$

Burada S güvenlik faktörü, L_e eyleyici uzunluğu ve β_e esneklik modülüdür. Eyleyici uzunluğu, strok değeri kullanılarak varsayım ile elde edilmiştir. Mil çapının belirlenmesinin ardından piston çapı aşağıdaki gibi elde edilmektedir.

$$d_{piston} = \sqrt{d_{mil}^2 + \frac{4A}{\pi}} \quad (3.6)$$

Eyleyiciler için gereken maksimum debi, eyleyicinin yüksüz durumdaki hızı ve piston kesit alanının çarpımıyla elde edilmektedir.

$$Q = \dot{x}_{yüksüz} A_{kesit} \quad (3.7)$$

Buna göre, eyleyici değerleri Çizelge 3.2'deki gibi elde edilmiştir.

Çizelge 3.2. Eyleyici değerleri

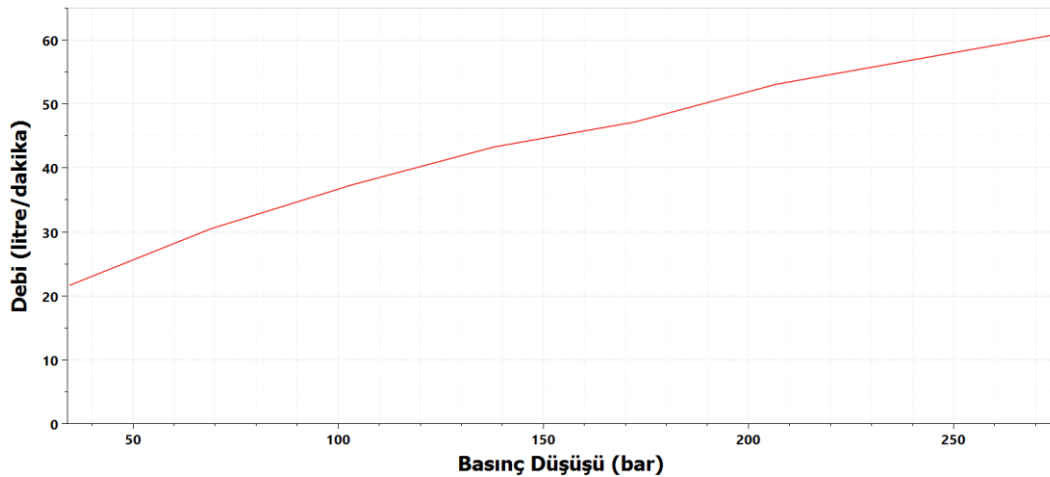
	Yatay Kuyruk	Flaperon	İstikamet Dümeni
d_{piston} (mm)	85	85	68
d_{mil} (mm)	19	19	14
$Q_{maksimum}$ (l/dak)	44	44	28

Kontrol valfi seçimi

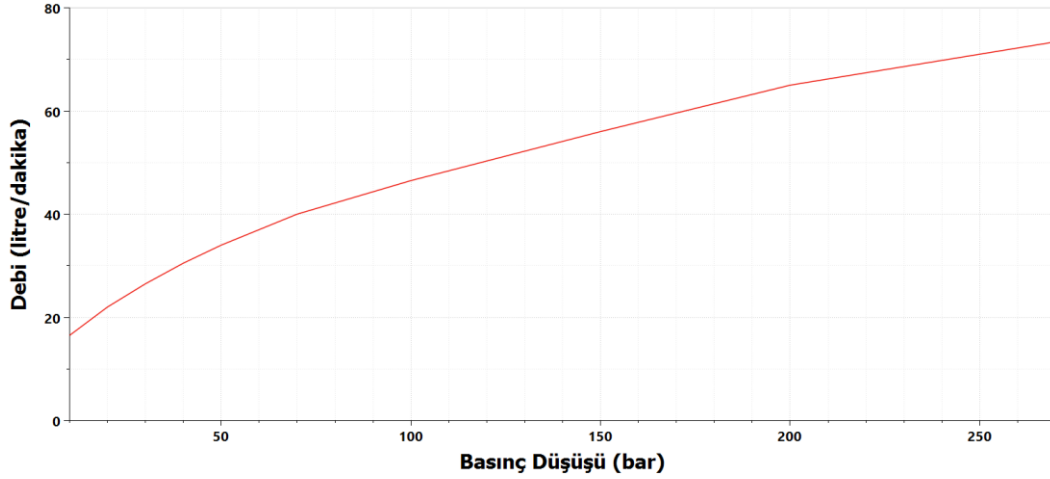
Uçak hidrolik güç sistemlerinde kontrol valfi seçimi, çok sayıda parametrenin incelenmesini gerektiren karmaşık bir konudur. Eyleyici sisteminin özelliklerinin belirlenmesindeki en önemli konu uçak gereksinimlerinin tanımlanmasıdır. Valf seçimi uçuş kontrol performans parametrelerini belirleyen gereksinimler doğrultusunda yapılmaktadır. Bu parametreler her uçağın gereksinim setinde ihtiyaca göre farklılık göstermektedirler.

Uçak stabilitesinin sağlanması ve manevra kabiliyeti için uçuş kontrol yüzeylerine eyleyici sistemleri tarafından yeterli miktarda güç sağlanması gerekmektedir. Uçuş kontrol performansının sağlanabilmesi için, yükün yönü fark etmeksizin eyleyici sisteminin maksimum yük koşulunda yüzeyi pozisyonda tutabilmesi, daha düşük yüklerde ise kontrol yüzeyini gereken hızlarda hareket ettirebilmesi gerekmektedir [36]. Önceki kısımda anlatılan durma kuvveti ve yüksüz durumdaki hızın yanı sıra, frekans tepkisi, dinamik direngenlik ve kararlılık sınırı gibi önemli performans gereksinimleri de bulunmaktadır. Bu çalışmada belirlenmiş bir uçuş kontrol gereksinim seti bulunmadığı için valf seçimi bir değişken değildir. Sistem modellerinde, seçilecek tek tip valf kullanılacaktır.

Sistem basıncı ve Çizelge 3.2’de bulunan maksimum debiler göz önüne alındığında, yatay kuyruk ve flaperon eyleyicileri için Moog 32 serisi servo valfin, istikamet dümeni eyleyicisi için ise Moog D636 tipi doğrudan tahrikli valfin kullanımına karar verilmiştir. Katalogdan alınan basınç düşüşü – debi grafikleri, Şekil 3.3 ve Şekil 3.4’te verilmiştir.



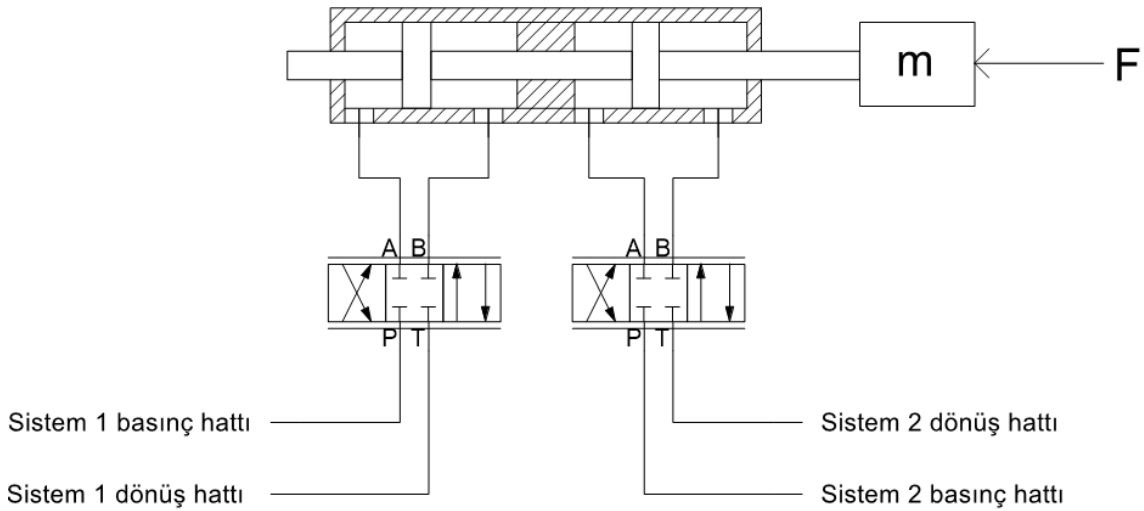
Şekil 3.3. Moog 32 serisi valf karakteristiği [37]



Şekil 3.4. Moog D636 serisi valf karakteristiği [38]

Eyleyici modeli

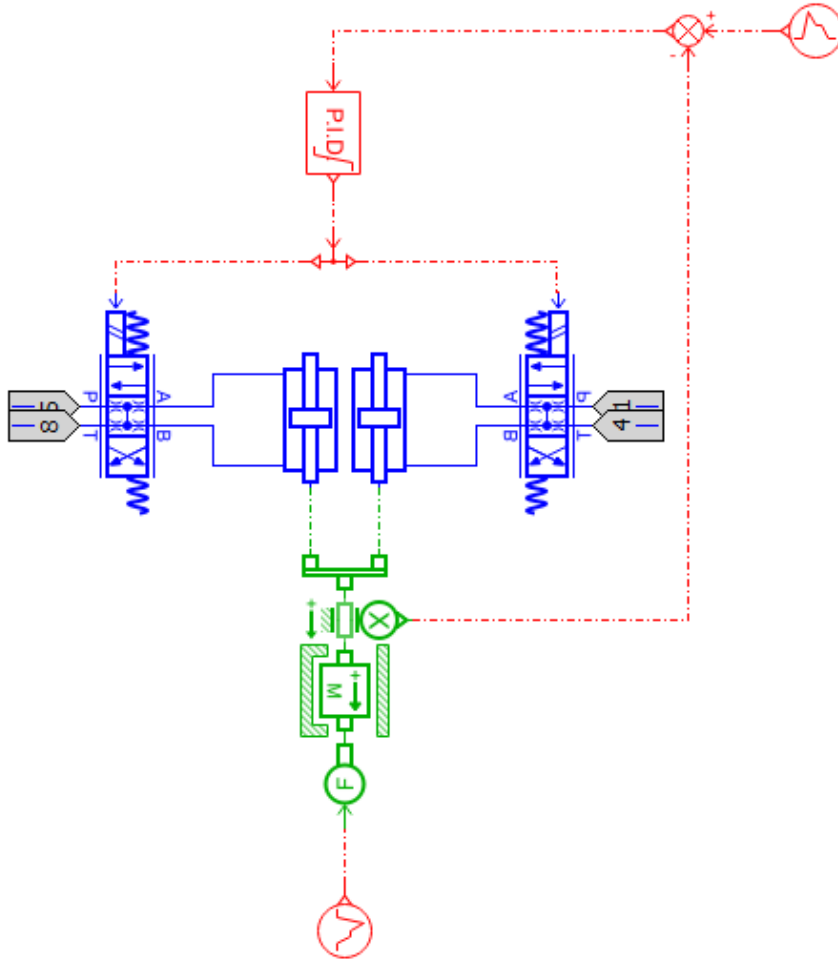
Lineer tandem eyleyici; kontrol valfi, kontrol yüzeyi kütlesi ve aerodinamik kuvvetler ile birlikte Şekil 3.5'teki gibi gösterilebilir.



Şekil 3.5. Tandem eyleyici

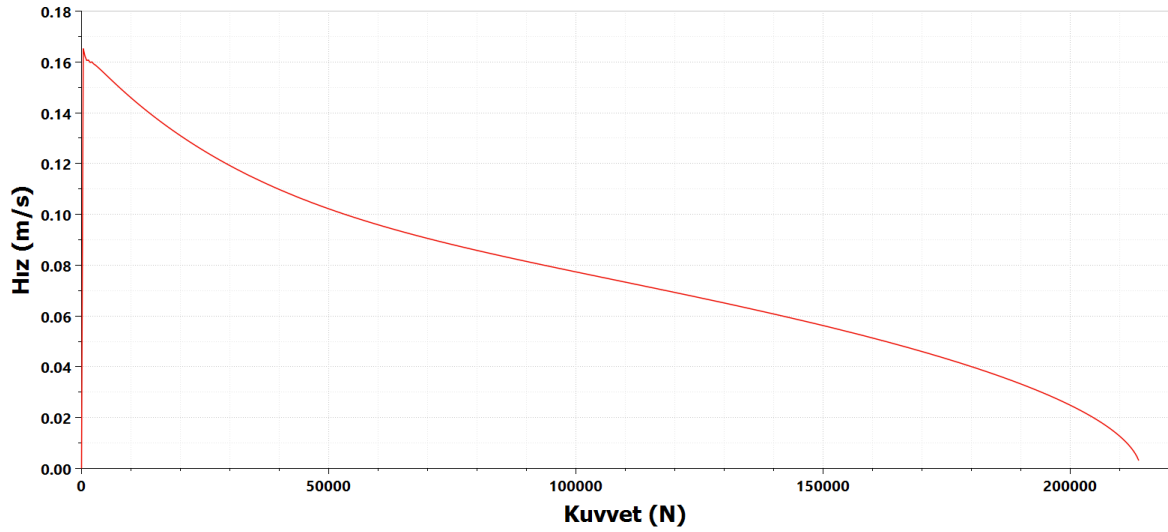
Buna göre, oluşturulan tandem eyleyici modeli Şekil 3.6'da gösterilmiştir. Modelde iki adet çift etkili eyleyici kullanılarak tandem eyleyici modeli oluşturulmuştur. İki eyleyici de Şekil 3.5'te görüldüğü gibi farklı sistemlerden beslenmektedir. Pozisyon girdisi, eyleyici pozisyonundan geri besleme almakta ve PID kontrolcü çıktısı kontrol valflerine

ileilmektedir. Karşı yük olarak kontrol yüzeyi kütlesi ve aerodinamik kuvvetler bulunmaktadır.

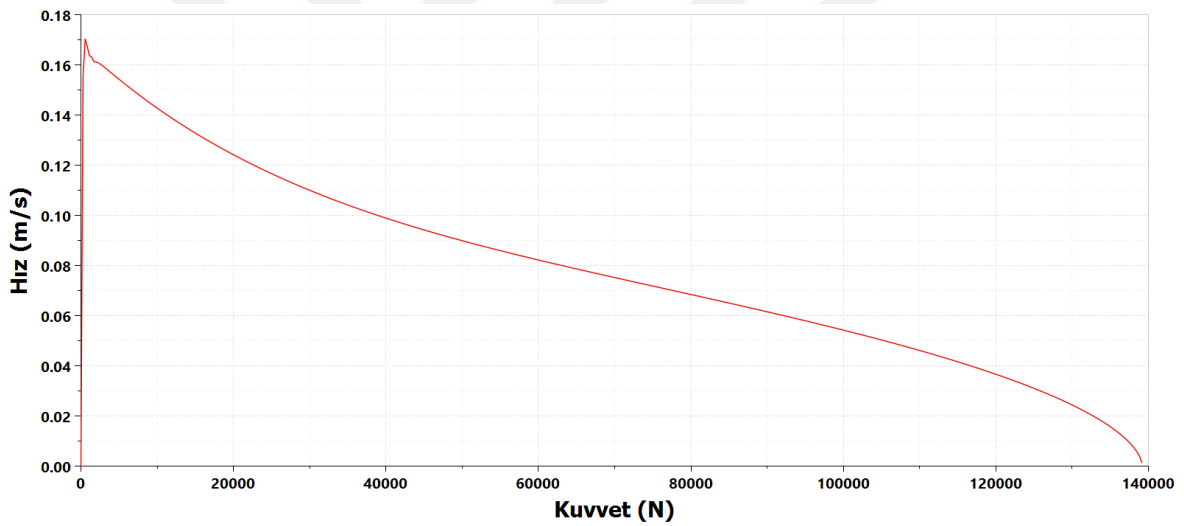


Şekil 3.6. Tandem eyleyici modeli

Uçuş kontrol eyleyicilerinin hız – kuvvet grafiklerinin elde edilmesi için, önceki kısımda seçilen valfin girişine basınç kaynağı ve tank eklenmiştir. Eyleyiciye uygulanan karşı yük sıfırdan maksimuma değiştirilerek ölçülen hızın kuvvete göre değişimi ile eyleyicilerin karakteristiği elde edilmiştir. Grafikler Şekil 3.7 ve Şekil 3.8’de gösterilmiştir.



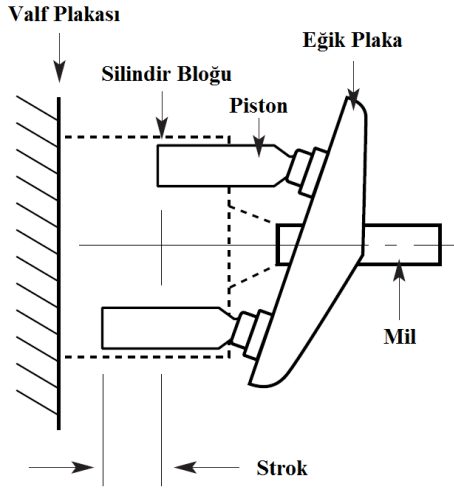
Şekil 3.7. Yatay kuyruk ve flaperon eyleyici sistemlerinin hız – kuvvet grafiği



Şekil 3.8. İstikamet dümeni eyleyici sisteminin hız – kuvvet grafiği

3.2.3. Pompa parametrelerinin belirlenmesi

Bu kısımda incelenecek pompa tipleri, basınç kompanzasyonlu pompa, çift basınçlı pompa, tork kontrollü pompa ve akıllı pompa olarak sıralandırılabilir. İlk olarak incelenecek pompaların ortak parametreleri belirlenip, ardından pompa tiplerine göre özelleşen parametreler belirlenecektir. İncelenen tüm pompalar, eğik plakalı değişken deplasmanlı eksenel pistonlu pompalardır. Bu pompalar için genel gösterim Şekil 3.9’da verilmiştir.



Şekil 3.9. Eğik plakalı değişken deplasmanlı eksenel pistonlu pompa [9]

Pompa ortak parametrelerinin belirlenmesi

Pompa deplasmanı

Hidrolik güç sistemi kullanıcılarının toplam debi ihtiyacı Eş 3.8’de gösterilmiştir.

$$Q_{toplam} = 2xQ_{yatay\ kuyruk} + 2xQ_{flaperon} + Q_{istikamet\ dümeni} \quad (3.8)$$

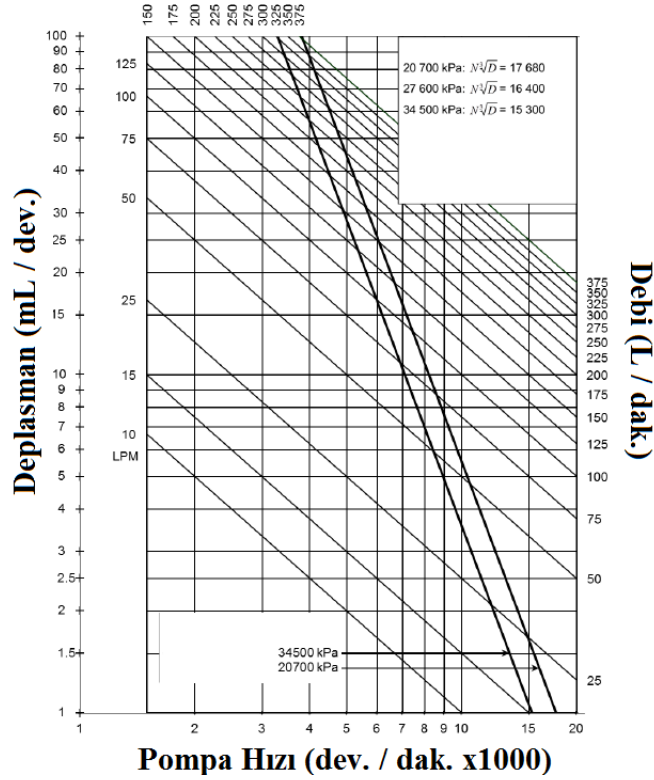
Uçuş sırasında tüm kontrol yüzeyleri aynı anda maksimum debide çalışamayacağı için, uçak hidrolik güç sistemi tasarımı sırasında pompalar ilk aşamada maksimum debinin bir yüzdesi alınarak boyutlanmaktadır. Tasarım sürecinde uçuş profili ve manevralar tanımlandıktan sonra maksimum debi elde edilmektedir. Ayrıca uçak simülatöründe de pompa maksimum debisini test etmek mümkündür. Tasarım varsayımı olarak ilk aşamada genellikle maksimum debinin 2/3’ü alınarak pompa debisi hesaplanmaktadır [39]. Bu çalışmada kullanılan temsili uçuş profilinin nasıl bir debi ihtiyacı doğuracağı bilinmediğinden, güvenli tarafta kalabilmek adına eyleyicilerin maksimum debi ihtiyacı pompa debisi olarak alınmıştır. Buna göre pompa maksimum debisi aşağıdaki gibi ifade edilmektedir.

$$Q_{pompa} = Q_{toplam} \quad (3.9)$$

Pompa maksimum debisi hesaplandıktan sonra, pompa deplasmanı Eş. 3.10’daki gibi elde edilmektedir.

$$D = \frac{Q_{pompa}}{\eta_h \omega} \quad (3.10)$$

Burada η_h pompa hacimsel verimi, ω ise motor dönüş hızıdır. Pompanın ideal dönüş hızı, SAE AS 19692B'den alınan Şekil 3.10'daki grafikten elde edilmektedir.



Şekil 3.10. Pompa tavsiye edilen dönüş hızı [40]

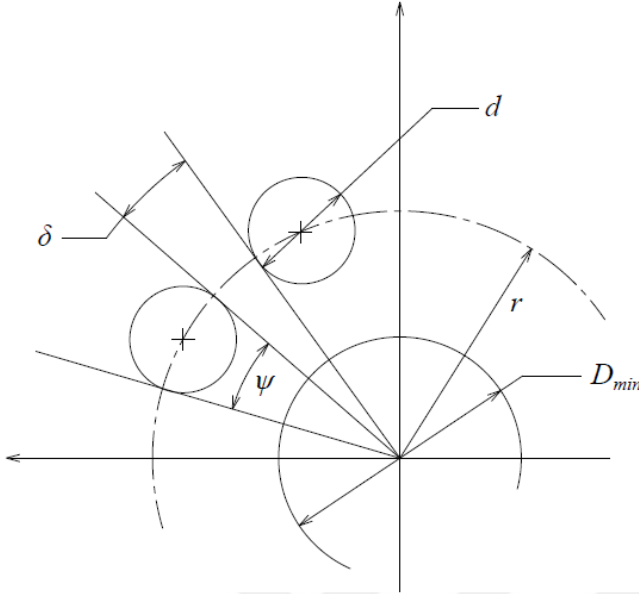
Pompa piston çapı

Pompa piston çapı, Eş. 3.11 ile elde edilmektedir.

$$d = \sqrt{\frac{2Q_{pompa}}{\pi n r \omega \eta_v \tan(\alpha)}} \quad (3.11)$$

Burada n piston sayısı, r bir piston ile eğik plakanın merkezi arasındaki mesafe, α ise eğik plaka açısıdır. Uçak pompalarında kullanılan piston sayısı genellikle dokuz olduğu için, pompa piston sayısı dokuz olarak belirlenmiştir. Buradaki bir diğer varsayım ise maksimum eğik plaka açısıdır. İncelenen pompalarda bu değerin 16° ile 20° arasında olduğu görülmüştür. Bu çalışmada maksimum eğik plaka açısı 16° olarak belirlenmiştir.

r değerinin bulunabilmesi için pompa silindir bloğu geometrisinin incelenmesi gerekmektedir. Şekil 3.11’de silindir bloğu görülmektedir.



Şekil 3.11. Silindir bloğu geometrisi [15]

Burada d piston çapı, D_{min} yiv çapı, δ ve ψ ise şekil üzerinde görülen geometrik ölçülerdir. Şekil 3.11’e göre, n sayıda piston için,

$$\delta = \frac{2\pi}{n} - \psi \quad (3.12)$$

Yaklaşık olarak $\psi = d/r$ olduğu düşünülürse,

$$\delta = \frac{2\pi}{n} - \frac{d}{r} \quad (3.13)$$

Bir pistonun ince cidarlı basınçlı tüp olduğu varsayılırsa, pistondaki çevresel gerilme aşağıdaki gibi hesaplanabilir.

$$\sigma_n = \frac{P_n d}{2r\delta} \quad (3.14)$$

Burada P_n , n’inci pistonun anlık iç basıncını göstermektedir. Bu denklemden de boyutsuz gerilme değeri aşağıdaki gibi elde edilmektedir.

$$\hat{\sigma} = \frac{\sigma_n}{P_n} = \frac{d}{2r\delta} \quad (3.15)$$

Eş. 3.11, Eş. 3.13 ve Eş. 3.15'in birlikte çözülmesi durumunda, r değeri Eş. 3.16 ile ifade edilebilir.

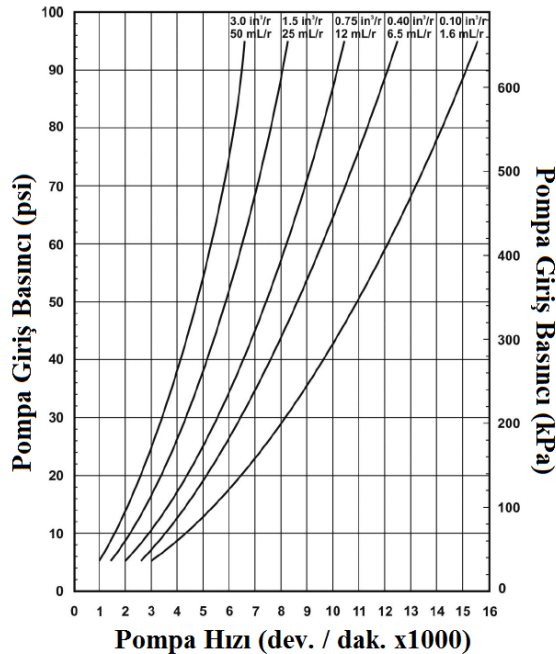
$$r = \frac{1}{2n\pi} \left(\frac{n^2(1 + 2\hat{\sigma})}{\hat{\sigma}} \right)^{\frac{2}{3}} \left(\frac{D}{\tan(\alpha)} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (3.16)$$

Uygulamada $\hat{\sigma}$ değerinin genellikle 1,3 civarında olduğu görülmektedir [15]. Buna göre,

$$r = 0,314 \left(\frac{nD}{\tan(\alpha)} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (3.17)$$

Pompa giriş basıncı

Pistonlu pompaların verimli bir şekilde çalışabilmesi için pompa giriş basıncının belirli bir değerin üzerinde olması gerekmektedir. Bu basıncın büyüklüğü pompa tasarımına, mil hızına, görev döngüsüne ve hidrolik yağ viskozitesine bağlıdır [41]. Şekil 3.12'de MIL-PRF-83282 ve MIL-PRF-87257 yağları için tavsiye edilen pompa giriş basınçları verilmiştir.

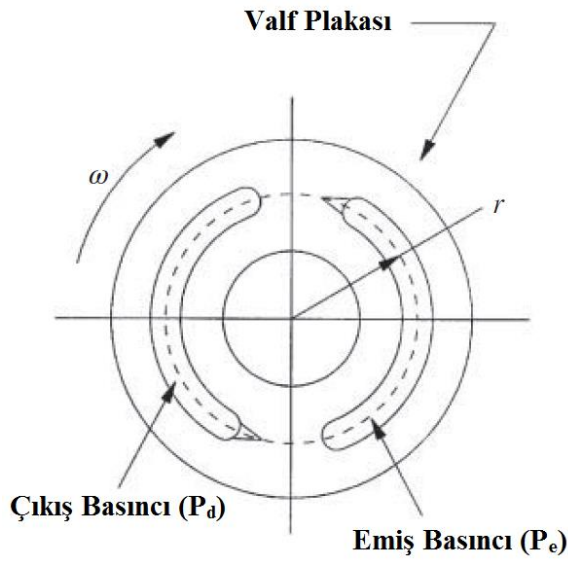


Şekil 3.12. Tavsiye edilen pompa giriş basıncı [41]

Pompa giriş basıncının minimum basınç altına düşmesi durumunda basınç dalgalanmasında artış, kavitasyon ve çıkış debisinde düşüş gibi durumlar görülebilmektedir.

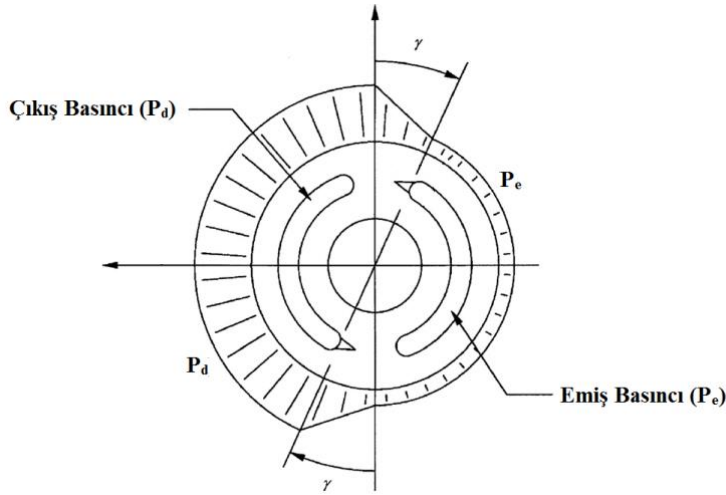
Valf plakası geçiş açısı

Şekil 3.13'te valf plakası üzerinde pompanın basınç ve emiş bölgeleri gösterilmiştir.



Şekil 3.13. Valf plakası [42]

Şekil incelendiğinde, basınç ve emiş bölgeleri arasında valf plakası geçiş bölgesi görülmektedir. Geçiş bölgesi dışında valf plakasında sabit basınç görülmektedir; ancak geçiş bölgesinde asimetrik basınç profili oluşmaktadır. Bu asimetri ve valf plakası geçiş açısı, Şekil 3.14'te gösterilmiştir.



Şekil 3.14. Valf plakası asimetrik basınç profili ve geçiş açısı [18]

Valf plakası geçiş açısı eğik plaka denge denkleminde kullanılan bir değerdir ve pompa tasarımına göre farklılık göstermektedir. Genellikle 10^0 ile 24^0 arasında olduğu görülmektedir [42]. Buna göre geçiş bölgesinde basınç değişiminin lineer olduğu varsayılırsa piston basıncı aşağıdaki şekilde ifade edilebilir.

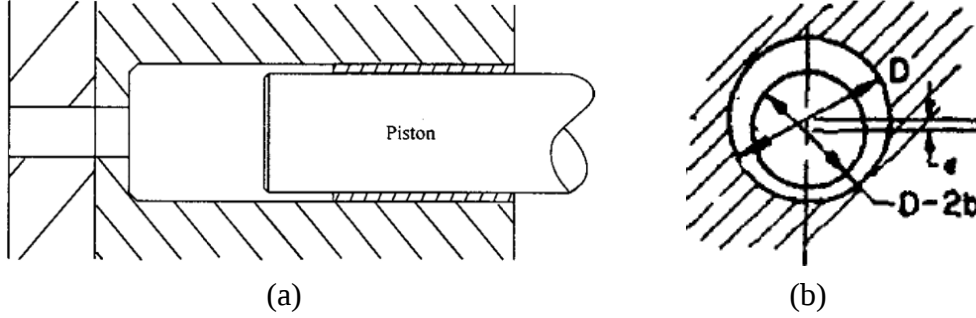
$$\begin{aligned}
 &-\frac{\pi}{2} + \gamma < \theta < \frac{\pi}{2} & P_d \\
 &\frac{\pi}{2} < \theta < \frac{\pi}{2} + \gamma & P_d - \frac{(P_d - P_e)(\theta - \frac{\pi}{2})}{\gamma} \\
 &\frac{\pi}{2} + \gamma < \theta < \frac{3\pi}{2} & P_e \\
 &\frac{3\pi}{2} < \theta < \frac{3\pi}{2} + \gamma & P_e + \frac{(P_d - P_e)(\theta - \frac{3\pi}{2})}{\gamma}
 \end{aligned} \tag{3.18}$$

Burada γ valf plakası geçiş açısını, P_d pompa çıkış basıncını, P_e pompa emiş basıncını, θ ise pistonun açısal pozisyonunu göstermektedir. Bu çalışmada valf plakası geçiş açısı 10^0 olarak varsayılmıştır.

Piston kaçağı

Silindir bloğu ile piston arasındaki kaçak, pompa hacimsel verimine etki eden önemli faktörlerden biridir. Bu çalışmada pompa içerisindeki kaçak kaynaklarından piston kaçağı

modele dâhil edilmiştir. Kaçak, eksantrik pistonlar için dairesel mil ve silindir arası bölgedeki durgun akış formülü ile ifade edilmektedir. Ayrıca piston ile silindir bloğu arasındaki hız farkından kaynaklanan Couette etkisi kaçak hesabında dikkate alınmıştır.



Şekil 3.15. (a) Piston ile silindir bloğu arasındaki kaçak bölgesi [43] ve (b) piston – silindir bloğu kesit alanı [44]

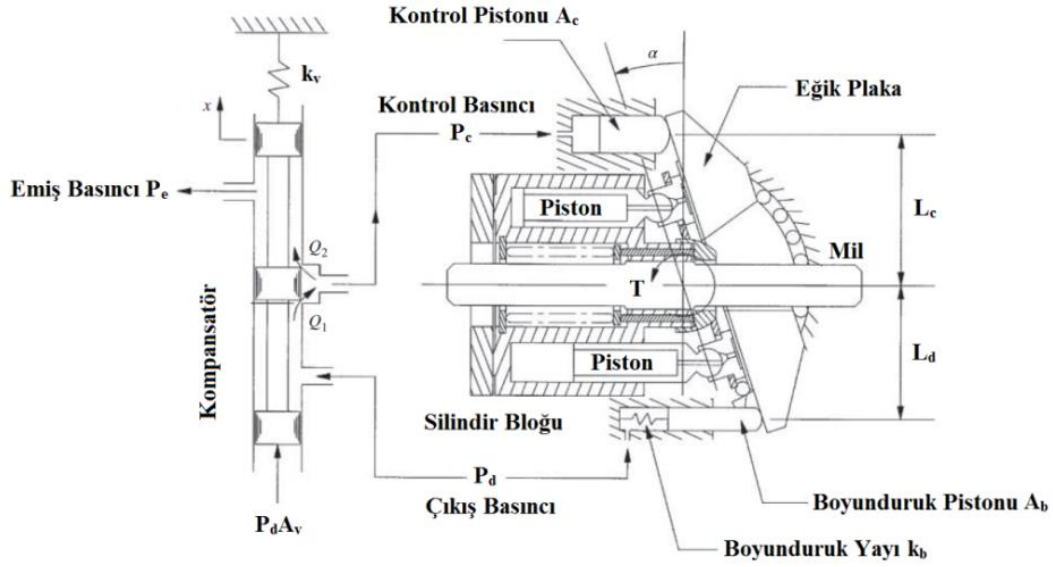
Buna göre piston kaçağı, Eş. 3.19 ile ifade edilmektedir.

$$Q_k = \frac{\pi db^3 \left[1 + 1,5 \left(\frac{\varepsilon}{b} \right)^3 \right] (P_d - P_e)}{12\mu z} + \frac{V\pi db}{2} \quad (3.19)$$

Burada d piston çapını, b piston dış çapı ile silindir bloğu arasındaki boşluğun yarısını, ε piston eksantrikliğini, Δp , piston çıkış basıncı ile pompa iç basıncı arasındaki basınç farkını, μ dinamik viskoziteyi, z piston ile silindir bloğu temas uzunluğunu, V ise piston ile silindir bloğu arasındaki hız farkını göstermektedir.

Basınç kompanzasyonlu pompa parametrelerinin belirlenmesi

Basınç kompanzasyonlu pompa ve hesaplamalarda kullanılan bazı parametreler, Şekil 3.16'da gösterilmiştir.

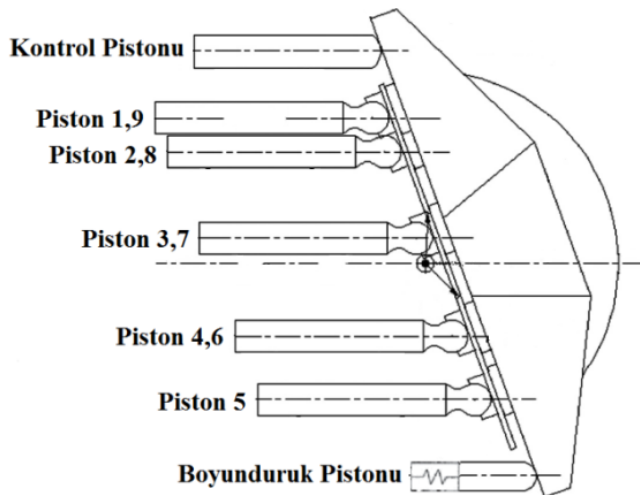


Şekil 3.16. Basınç kompanzasyonlu pompa ve parametreler [42]

Pompa parametrelerinin belirlenebilmesi için eğik plaka denge denkleminde ve kompanseman valf denklemlerine ihtiyaç duyulmaktadır.

Eğik plaka denge denkleminde

Eğik plaka üzerine etki eden kuvvetleri oluşturan pistonlar Şekil 3.17’de gösterilmiştir.



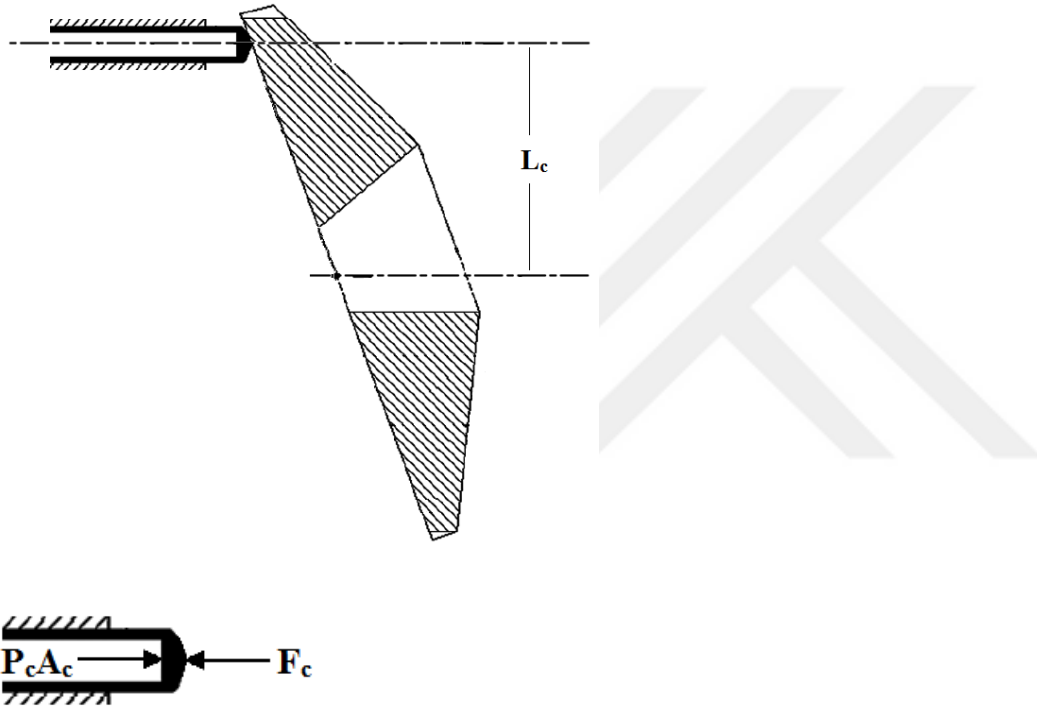
Şekil 3.17. Eğik plakaya kuvvet uygulayan pistonlar [17]

Eğik plakanın ataleti, üzerine etki eden kuvvetlerin ve momentlerin büyüklüğüne kıyasla dinamik olarak küçüktür. Bu durum göz önüne alındığında, eğik plaka denge denkleminde

kontrol pistonu kuvveti, boyunduruk pistonu kuvveti ve pistonların oluşturduğu torktan meydana gelmektedir [15]. Eğik plaka üzerindeki momentler ve torklar aşağıdaki gibidir.

- Kontrol pistonunun oluşturduğu moment
- Boyunduruk pistonunun oluşturduğu moment
- Valf plakası asimetrik basınç profilinin oluşturduğu tork
- Pompa pistonu ataletinden oluşan tork

Kontrol pistonunun serbest cisim diyagramı Şekil 3.18’de gösterilmiştir.



Şekil 3.18. Kontrol pistonu serbest cisim diyagramı [17]

Kontrol pistonunun uyguladığı kuvvet aşağıdaki denklemde ifade edilmiştir.

$$F_c = P_c A_c \quad (3.20)$$

Burada F_c kontrol pistonunun eğik plakaya uyguladığı kuvvet, P_c kontrol basıncı, A_c ise kontrol pistonunun alanıdır. Eğik plaka üzerine uyguladığı kuvvet her zaman dik açıda olacağından, oluşan moment aşağıdaki gibi ifade edilebilir.

$$M_c = P_c A_c L_c \quad (3.21)$$

$$F_{0,b} = k_b \delta_b \quad (3.24)$$

Burada δ_b boyunduruk yayının maksimum eğik plaka açısındaki sıkışmasıdır. Tüm kuvvetler dikkate alındığında boyunduruk pistonunun eğik plaka üzerinde oluşturduğu moment Eş 3.25'teki gibidir.

$$M_b = P_d A_b L + k_b \delta_b L + k_b L^2 \tan \alpha \quad (3.25)$$

Eğik plaka üzerine, kontrol ve boyunduruk pistonlarının haricinde iki farklı tork etmektedir. Bunların ilki, pompa pistonlarının ataletinden kaynaklanan ve eğik plakayı açma yönünde etkileyen tork, ikincisi ise valf plakası üzerindeki asimetrik basınç profilinin oluşturduğu torktur. Bu iki etmenden kaynaklanan tork, Eş. 3.26'da gösterilmiştir.

$$T_e = C_e \alpha - C_p (P_d - P_e)$$

$$C_e = \frac{nm_p r^2 \omega^2}{2} \quad (3.26)$$

$$C_p = \frac{nA_p r \gamma}{2\pi}$$

Burada C_e piston hareketinden kaynaklanan tork, C_p asimetrik basınç profilinden oluşan tork, A_p piston alanı, m_p ise piston kütlesidir [42]. Yüksek çalışma basınçlarında ikinci terim, ilk terimden çok daha yüksek olacağı için piston ataletinden kaynaklanan tork ihmal edilmiştir [42]. Buna göre eğik plaka denge denklemi aşağıdaki gibi ifade edilebilir.

$$P_d A_b L + k_b \delta_b L + k_b L^2 \tan \alpha - C_p (P_d - P_e) - P_c A_c L = 0 \quad (3.27)$$

$L=3r$ eşitliği, pompa tasarımında sıklıkla karşılaşılan bir durumdur [15]. Bu varsayımın kullanıldığı durumda eğik plaka denge denklemi aşağıdaki hali almaktadır.

$$3P_d A_b r + 3k_b \delta_b r + 9k_b r^2 \tan \alpha - C_p (P_d - P_e) - 3P_c A_c r = 0 \quad (3.28)$$

Boyunduruk piston alanının belirlenmesi için gereken ölçüt, Eş. 3.29'da gösterilmiştir

$$A_b > \frac{A_p n \gamma}{6\pi} \quad (3.29)$$

Genellikle tasarımlarda boyunduruk piston alanı, pompa piston alanına eşit alınmaktadır

[15]. Kontrol pistonunun alanı aşağıdaki eşitlikle ifade edilmektedir,

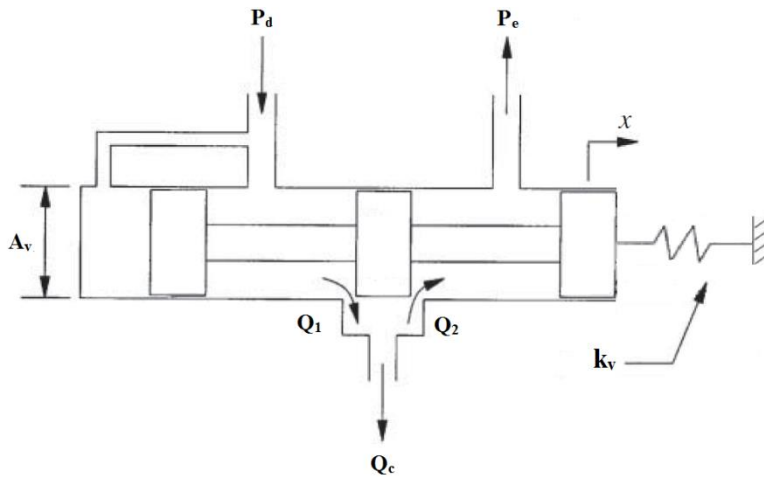
$$A_c = 2 \left(A_b - \frac{5nA_p\gamma}{24\pi} \right) \quad (3.30)$$

$A_b=A_p$ alınır, kontrol piston alanı aşağıdaki gibi elde edilmektedir.

$$A_c = A_p \left(2 - \frac{5n\gamma}{12\pi} \right) \quad (3.31)$$

Kompansatör valf

Basınç kompanzasyonlu pompada kompansatör valf olarak üç yollu valf kullanılmıştır. Valf içerisinde bulunan yayın önyüklemesi, istenen sistem basıncı seviyesine göre ayarlanmaktadır. Pompa çıkış basıncı, Şekil 3.20’de gösterildiği gibi valf makara yüzey alanı A_v üzerine etki etmektedir. Sistem basıncının makara üzerinde oluşturduğu kuvvetin değişmesi durumunda makara hareket ederek kontrol basıncı P_c ’yi ve kontrol pistonunun eğik plakaya uyguladığı kuvveti değiştirerek eğik plaka açısını, dolayısıyla çıkış debisini değiştirecektir. Bu sayede pompa çıkış basıncı belirli bir aralık içerisinde sabit tutulmaktadır.



Şekil 3.20. Kompansatör valf [42]

Süreklilik denklemine göre kontrol debisi denklemdeki gibi ifade edilebilir.

$$Q_c = Q_1 - Q_2 \quad (3.32)$$

Orifis denklemi valf giriş ve çıkışındaki debiler için kullanıldığında, Q_1 ve Q_2 aşağıdaki eşitlikler ile elde edilir.

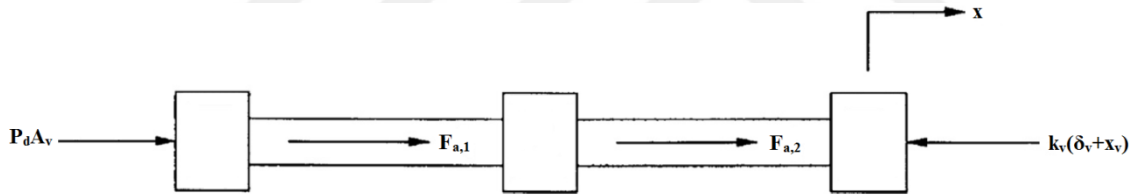
$$Q_1 = A_1 C_d \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_d - P_c)} \quad (3.33)$$

$$Q_2 = A_2 C_d \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_c - P_e)} \quad (3.34)$$

Eş. 3.33 ve Eş. 3.34 eşitliklerinde bulunan A_1 ve A_2 alanları, basınç ayarının yapıldığı bölgedeki yüksek basınç ve düşük basınç alanlarını ifade etmektedir.

Makara Üzerindeki Kuvvet Dengesi

Makara hareketi sırasında, makara üzerindeki kuvvetler Şekil 3.21’de gösterilmiştir.



Şekil 3.21. Makara üzerindeki kuvvetler [18]

Şekle göre makara kuvvet dengesi aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$P_d A_v + F_{a,1} + F_{a,2} = k_v (\delta_v + x_v) \quad (3.35)$$

Burada A_v makara kesit alanını, $F_{a,1}$ ve $F_{a,2}$ akışkan momentumundan kaynaklanan kuvvetleri, k_v kompensatör yay sabitini, δ_v yay ön sıkışması, x_v ise yay sıkışmasını göstermektedir. Piston yüzeyleri üzerindeki basınç dağılımları incelenerek akışın oluşturduğu kuvvetleri bulmak mümkündür. Piston yüzeyleri arasındaki hacme momentum denklemi uygulanırsa;

$$F = \rho Q V \cos \theta_j \quad (3.36)$$

Burada ρ yağ özkütlesi, V vena contracta’daki hız, θ_j ise jet açısıdır. Vena contracta’daki

hız aşağıdaki gibi ifade edilebilir.

$$V = \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}} \quad (3.37)$$

Boşaltma katsayısının, orifis alanının vena contracta alanına oranı olduğu düşünüldüğünde,

$$Q = C_d AV \quad (3.38)$$

Bu durumda akışın oluşturduğu kuvvetler aşağıdaki eşitliklerle ifade edilebilir.

$$F_{a,1} = 2A_1 C_d (P_d - P_c) \cos \theta \quad (3.39)$$

$$F_{a,2} = 2A_2 C_d (P_c - P_e) \cos \theta \quad (3.40)$$

Eş. 3.39 ve Eş. 3.40, Eş. 3.35'te yerine yazılırsa, Makara kuvvet dengesi aşağıdaki gibi ifade edilebilir.

$$P_d A_v + 2A_1 C_d (P_d - P_c) \cos \theta + 2A_2 C_d (P_c - P_e) \cos \theta = k_v (\delta_v + x_v) \quad (3.41)$$

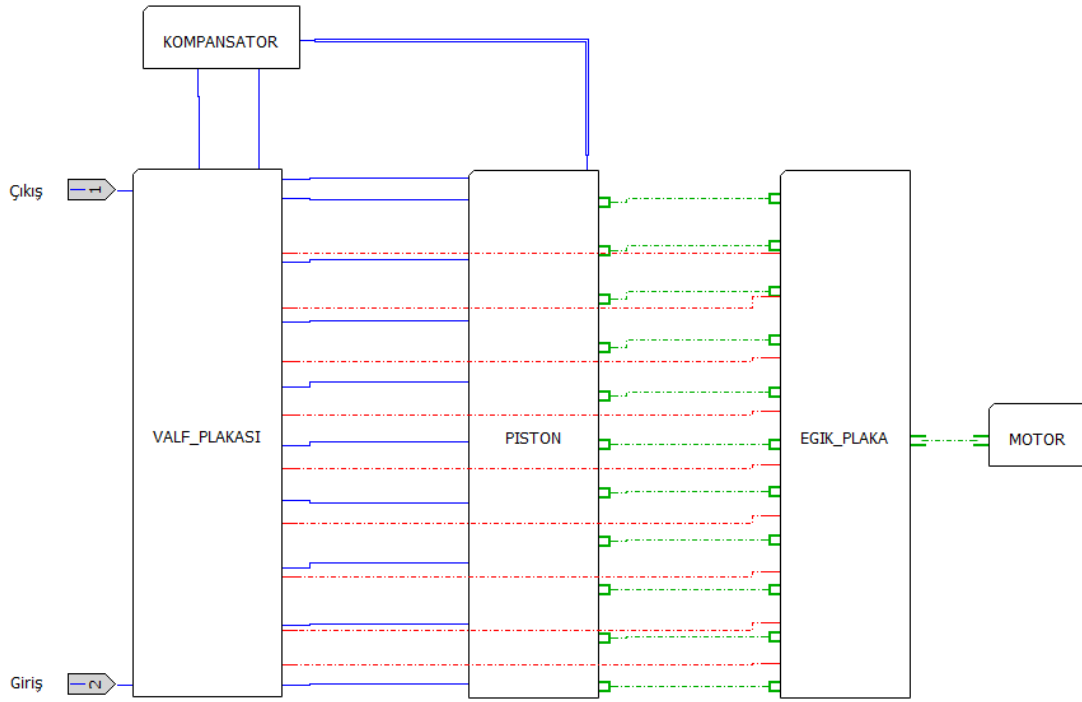
Pompa çıkış basıncının değişmediği denge durumu göz önüne alındığında, akışkan hareketinden kaynaklanan kuvvetler makaraya etki etmeyecektir. Ayrıca, makara yayı üzerinde ayrı bir sıkışma meydana gelmeyecektir. Pompa tasarım basıncını sağlamak için gereken koşul Eş. 3.42'de verilmiştir.

$$P_d A_v = F_{0,k} \quad (3.42)$$

Bu eşitlikte $F_{0,k}$ kompensatör yayının ön yüklemesini göstermektedir.

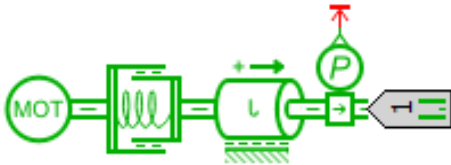
Basınç kompanzasyonlu pompa modeli

Basınç kompanzasyonlu pompa modeli Şekil 3.22'de gösterilmiştir. Modelde motor, eğik plaka, piston, valf plakası ve kompensatör için ayrı alt modeller bulunmaktadır.



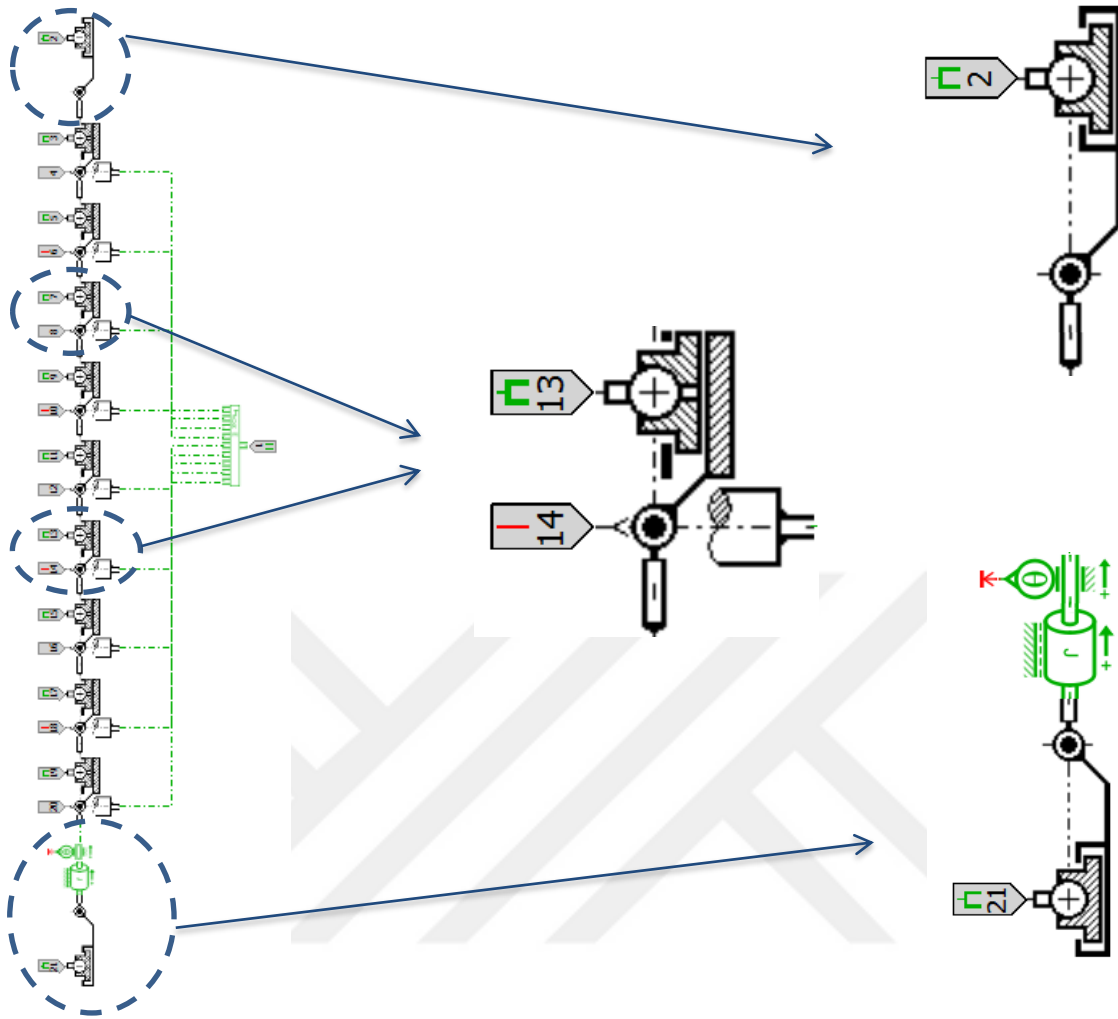
Şekil 3.22. Basınç kompanzasyonlu pompa modeli

Motor alt modeli Şekil 3.23'te gösterilmiştir.



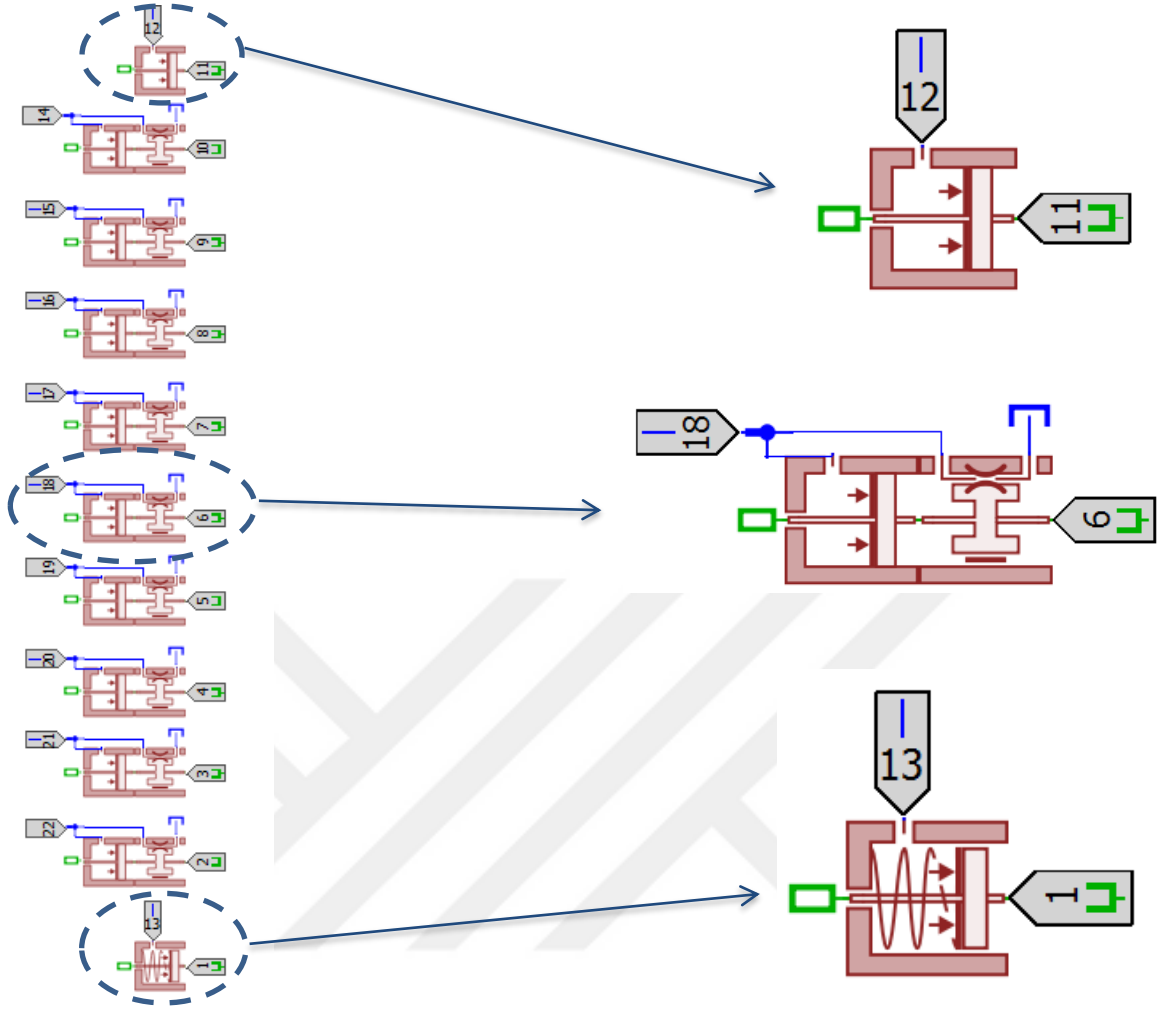
Şekil 3.23. Basınç kompanzasyonlu pompa motor alt modeli

Motor modelinde dönel sabit hız kaynağı, yay, damper ve motor ataleti bulunmaktadır. Ayrıca, pompa gücünün ölçülebilmesi için güç sensörü eklenmiştir. Motor alt modelinin mekanik bağlantı ile bağlı olduğu eğik plaka alt modeli Şekil 3.24'te gösterilmiştir.



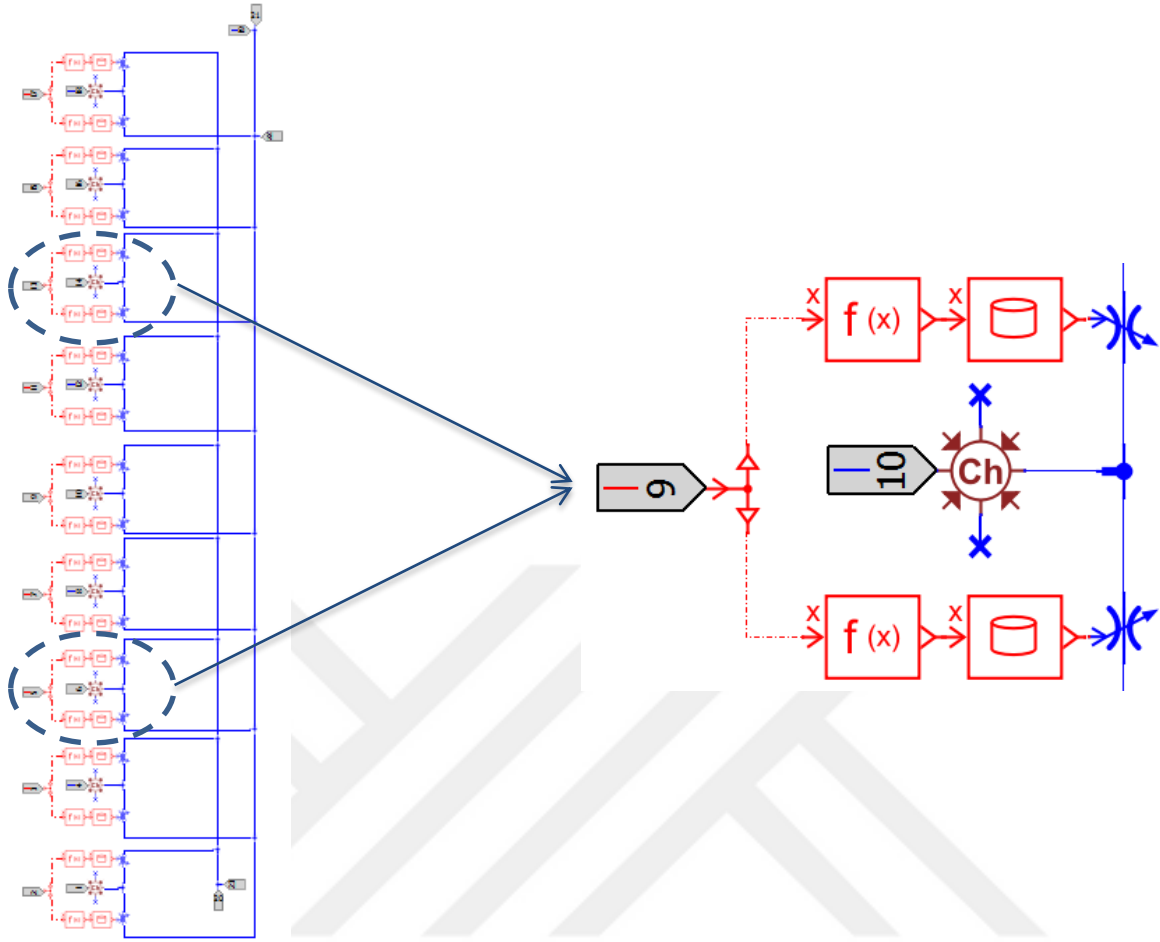
Şekil 3.24. Basınç kompanzasyonlu pompa eğik plaka alt modeli

Eğik plaka alt modelinde pompa pistonlarının, kontrol pistonunun ve boyunduruk pistonunun bağlanabileceği bloklar ve eğik plaka ataleti bulunmaktadır. Ayrıca eğik plaka açısının ölçülebilmesi için açısal deplasman sensörü bulunmaktadır. Eğik plaka, piston alt modeline mekanik bağlantı ile, valf plakası alt modeline ise sinyal bağlantısı ile bağlanmıştır. Sinyal bağlantısının amacı piston açısal pozisyonunun valf plakasına iletilmesidir. Piston alt modeli Şekil 3.25'te gösterilmiştir.



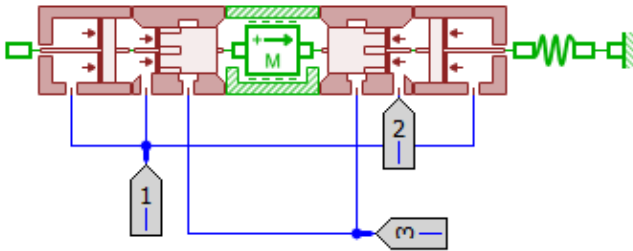
Şekil 3.25. Basınç kompanzasyonlu pompa piston alt modeli

Bu alt model, pompa pistonları, piston kaçakları, boyunduruk pistonu ve kontrol pistonundan oluşmaktadır. Valf plakasına ve kompensatöre hidrolik bağlantı ile bağlıdır. Valf plakası alt modeli Şekil 3.26’da gösterilmiştir.



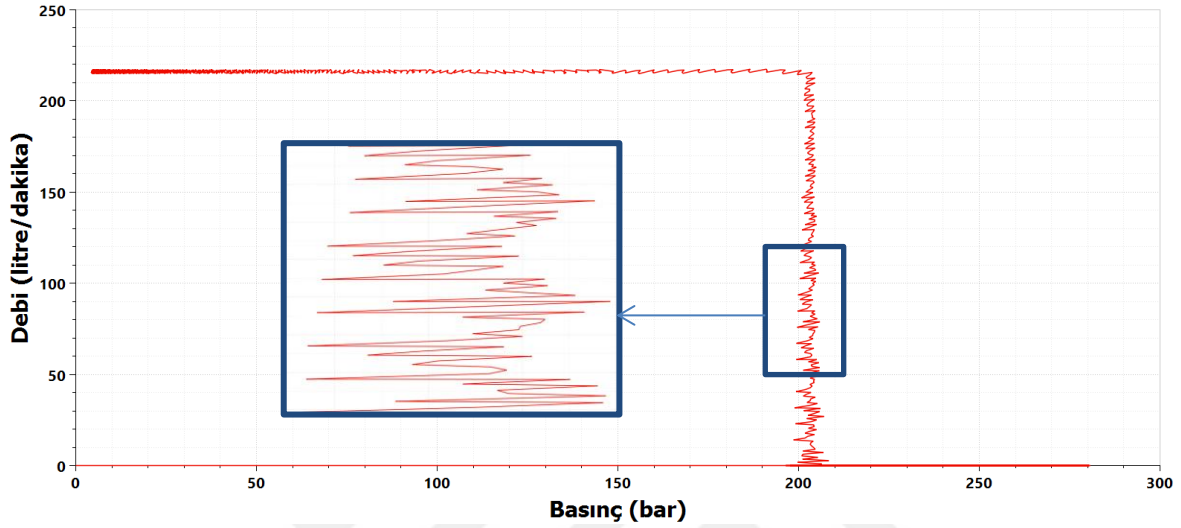
Şekil 3.26. Basınç kompanzasyonlu pompa valf plakası alt modeli

Valf plakası alt modeli, piston açısız pozisyonunu eğik plaka aracılığıyla okuyarak pistonun anlık olarak emiş veya tahliye yapmasına karar veren bir fonksiyona sahiptir. Kompansatöre, pompa emiş ve tahliye hatlarına hidrolik bağlantı ile bağlıdır. Kompansatör alt modeli Şekil 3.27’de gösterilmiştir.



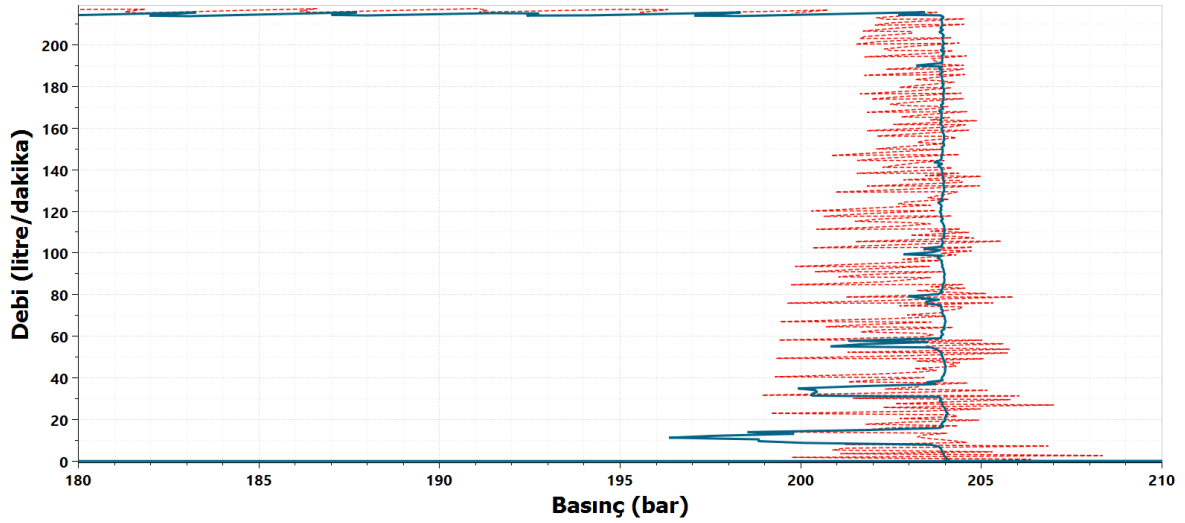
Şekil 3.27. Basınç kompanzasyonlu pompa kompansatör alt modeli

Kompansatör alt modelinde üç yollu valf ve kompansatör yayı modellenmiştir. Pompa performansının incelenmesi amacıyla, pompa çıkışına değişken alanlı orifis bağlanmış ve orifis kısılarak karşı yük oluşturulmuştur. Pompanın basınç – debi grafiği Şekil 3.28’de verilmiştir.



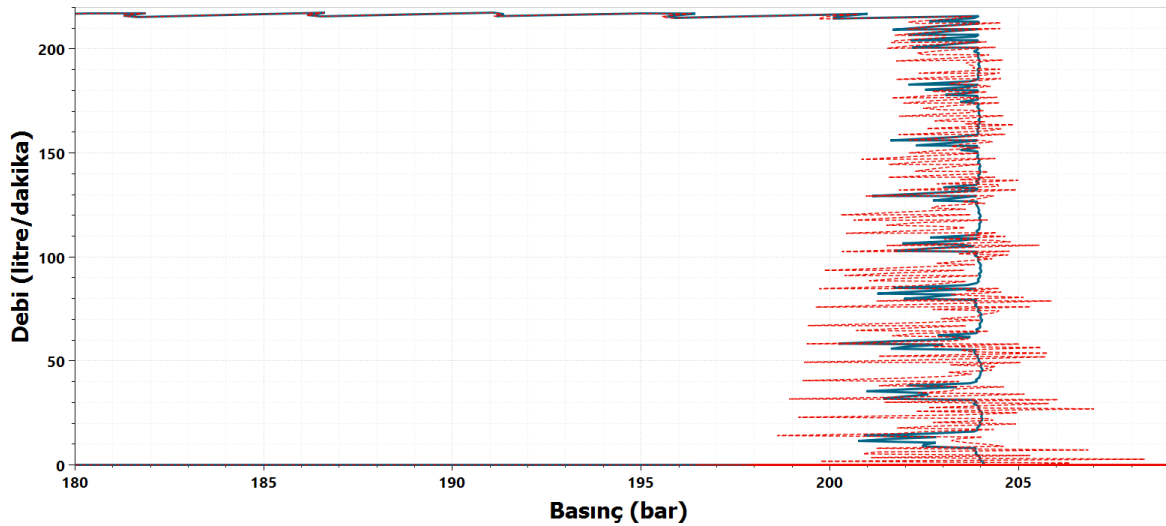
Şekil 3.28. Basınç kompanzasyonlu pompa basınç – debi grafiği

Şekil 3.28’deki grafikte bir miktar salınım bulunduğu görülmektedir. Şekil üzerinde daha belirgin görülebilmesi için grafiğin bir kısmı yakınlaştırılmıştır. Salınım ile ilgili yapılan incelemede salınım kaynağının anlaşılabilmesi için öncelikle orifis yerine eyleyici, kütle ve karşı yük eklenmiş; ancak titreşimde belirgin bir değişiklik gözlemlenmemiştir. İkinci olarak yağ sıkıştırılabilirliği incelenmiş, esneklik modülü değiştirilerek simülasyon tekrarlanmıştır. Yağın diğer özellikleri sabit tutularak esneklik modülü artırıldığında grafiğin maksimum basınç bölgesindeki salınımların ciddi oranda azaldığı gözlenmiş, maksimum debi bölgesinde ise ciddi bir değişiklik elde edilmemiştir.



Şekil 3.29. Yağ esneklik modülü değişiminin salınım etkisi

Şekil 3.29'da mavi ile verilen değerler yağın esneklik modülü artırıldığında elde edilen basınç – debi grafiğini, kırmızı ile verilen değerler ise Şekil 3.28'de bulunan pompa karakteristiğini göstermektedir. Yapılan bir diğer incelemede ise denge denklemindeki parametreler ve yağ esneklik modülü sabit tutularak kompensatör kütlesi ile eğik plaka ataleti sıfıra yaklaştırılmıştır. Bu durumda, maksimum basınç bölgesindeki salınımın azaldığı, maksimum debi bölgesindeki salınımın ise neredeyse aynı kaldığı görülmüştür.



Şekil 3.30. Kompensatör kütlesi ve eğik plaka ataleti değişiminin salınım etkisi

Şekil 3.30’da mavi ile verilen değerler, kompensatör kütlesi ve eğik plaka ataletinin azaltıldığı koşulu, kırmızı ile verilen değerler ise pompa karakteristiğinden alınan değerleri göstermektedir.

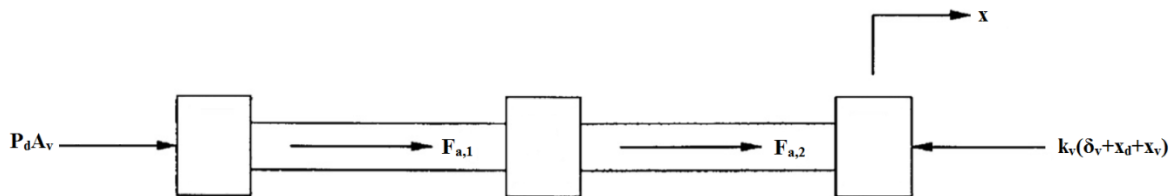
Bu incelemede görüldüğü gibi, pompa basınç – debi grafiğinde oluşan salınımın nedeni nümerik bir çözümden değil, sistem dinamiğinden kaynaklanmaktadır. İncelenen parametreler haricinde salınıma etki eden başka parametreler de bulunmakla birlikte, pompanın davranışını gözlemleyebilmek için parametrelerin gerçeğe yakın değerlerinin kullanılması gerekmektedir. Bu inceleme, çalışmada modellenen diğer pompalar için de geçerlidir.

Çift basınçlı pompa parametrelerinin belirlenmesi

Çift basınçlı pompa, sistem basıncının değişimini kompensatör valf yayının dış bir kuvvetle sıkıştırılması ile sağlamaktadır. Basınç kompanzasyonlu pompa için geçerli olan eşitlikler çift basınçlı pompa için de geçerli olup, kompensatör valf parametrelerinin yeniden belirlenmesi ile çift basınçlı pompa denklemleri tamamlanmış olacaktır. Pompanın düşük basınç seviyesinde çalıştığı varsayılırsa, kompensatör yayının dış kuvvetle sıkıştırılması Eş. 3.43 ile gösterilebilir.

$$P_d A_v + 2A_1 C_d (P_d - P_c) \cos \theta + 2A_2 C_d (P_c - P_e) \cos \theta = k_v (\delta_v + x_d + x_v) \quad (3.43)$$

Burada x_d , dış kuvvetin neden olduğu kompensatör yay sıkışmasını göstermektedir. Makara üzerindeki kuvvetler, Şekil 3.31’de gösterilmiştir.



Şekil 3.31. Makara üzerindeki kuvvetler [18]

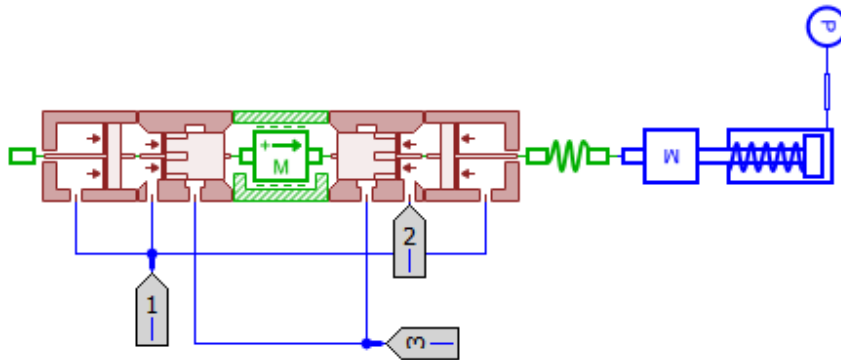
Denge durumu düşünüldüğünde, kompensatör kuvvet denklemleri aşağıdaki gibi olacaktır.

$$P_d A_v = k_v \delta_v \quad (3.44)$$

$$P_d A_v = k_v (\delta_v + x_d) \quad (3.45)$$

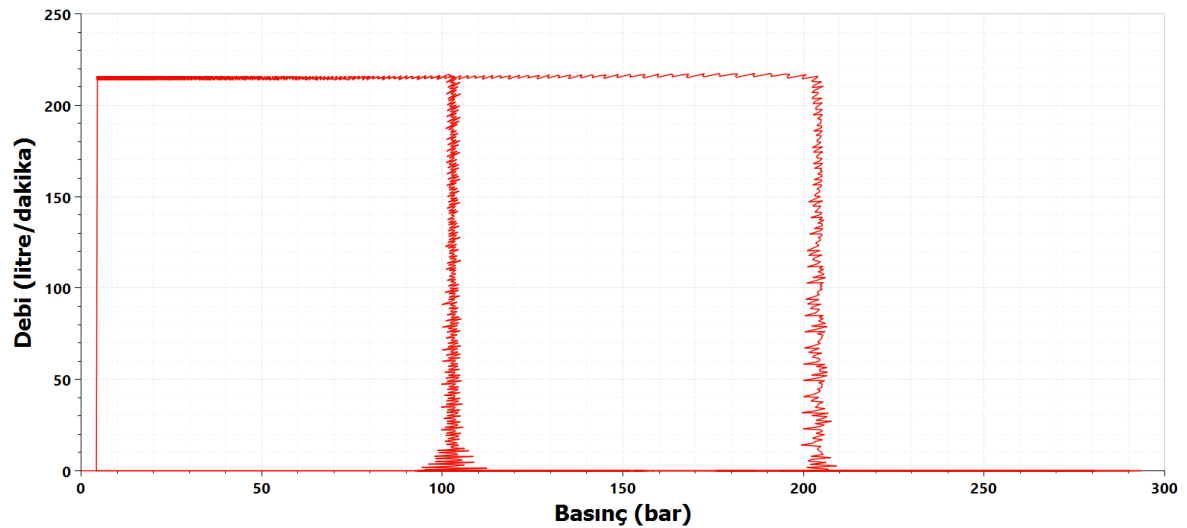
Çift basınçlı pompa modeli

Çift basınçlı pompa modelinin basınç kompanzasyonlu pompa modelinden tek farkı kompensatör yayının dış bir kuvvetle sıkıştırılmasıdır. Çift basınçlı pompa kompensatör modeli Şekil 3.32’de gösterilmiştir.



Şekil 3.32. Çift basınçlı pompa kompensatör modeli

Burada dış kuvveti temsil etmesi amacıyla bir basınç kaynağı ve hidrolik eyleyici kullanılmıştır. Çift basınçlı pompa basınç – debi grafiği şekilde gösterilmiştir.



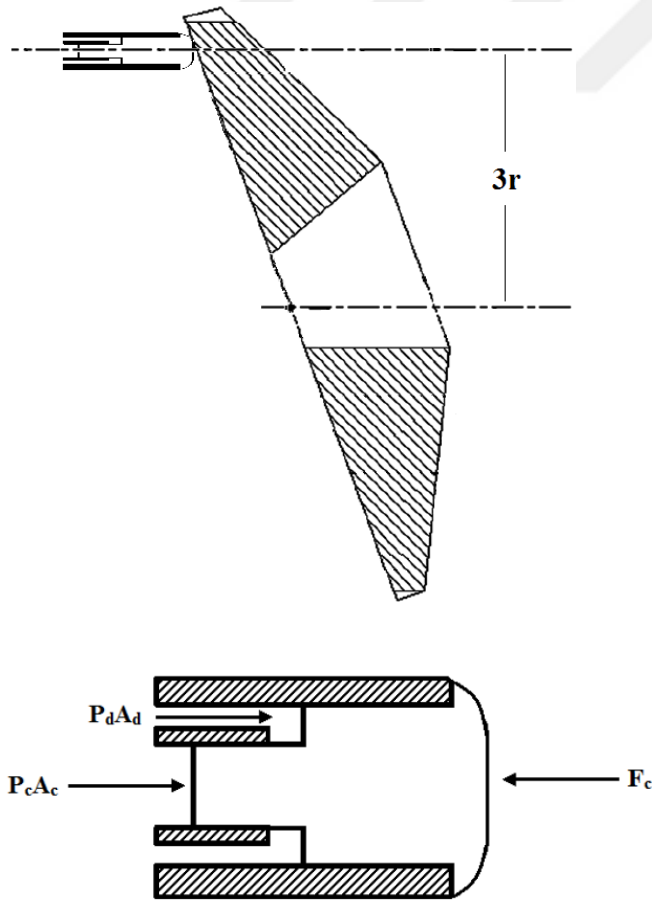
Şekil 3.33. Çift basınçlı pompa basınç – debi grafiği

Tork kontrollü pompa parametrelerinin belirlenmesi

Tork kontrollü pompa ve basınç kompanzasyonlu pompa, kontrol pistonu tasarımı açısından farklılık göstermektedir. Ayrıca, pompa eğik plakasını doğal konumunda tutma işlemini gerçekleştiren boyunduruk pistonu yerine, tasarım kolaylığı açısından yalnızca yay kullanılmıştır. Bunun dışındaki pompa elemanları için basınç kompanzasyonlu pompa eşitlikleri kullanılmaktadır.

Eğik plaka denge denklemi

Tork kontrollü pompa eğik plakası üzerine etki eden kuvvetler, kontrol pistonunun uyguladığı kuvvet, pompa çıkış basıncının dairesel alan üzerine uyguladığı kuvvet ve boyunduruk yayının uyguladığı kuvvetten oluşmaktadır. Ayrıca, eğik plaka üzerinde asimetrik basınç profilinden kaynaklanan tork da bulunmaktadır. Kontrol pistonunun serbest cisim diyagramı Şekil 3.34’te gösterilmiştir.



Şekil 3.34. Tork kontrollü pompa kontrol pistonu serbest cisim diyagramı

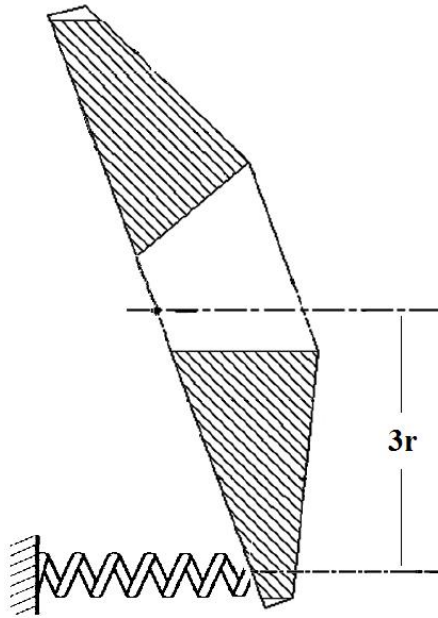
Kontrol pistonunun eğik plaka üzerine uyguladığı kuvvet aşağıdaki denklemle ifade edilmiştir.

$$F_c = P_c A_c + P_d A_d \quad (3.46)$$

Burada A_d çıkış basıncının etki ettiği alanı sembolize etmektedir. Buna bağlı olarak kontrol pistonunun eğik plaka üzerinde oluşturduğu moment aşağıdaki gibi gösterilmiştir.

$$M_c = 3(P_c A_c + P_d A_d)r \quad (3.47)$$

Boyunduruk yayının serbest cisim diyagramı şekildeki gibidir.



$$F_{0,b} + 3k_b r \tan \alpha \longrightarrow \text{Spring} \longleftarrow F_b$$

Şekil 3.35. Tork kontrollü pompa boyunduruk yayı serbest cisim diyagramı

Yayın uyguladığı kuvvet ve eğik plaka üzerinde oluşturduğu moment, Eş. 3.48 ve Eş. 3.49'da gösterilmiştir.

$$F_b = F_{0,b} + 3k_b r \tan \alpha \quad (3.48)$$

$$M_b = 3F_{0,b}r + 9k_b r^2 \tan \alpha \quad (3.49)$$

Buna göre eğik plaka denge denklemi aşağıdaki gibi oluşmuştur.

$$3F_{0,b}r + 9k_b r^2 \tan \alpha - C_p(P_d - P_e) - 3P_c A_c r - 3P_d A_d r = 0 \quad (3.50)$$

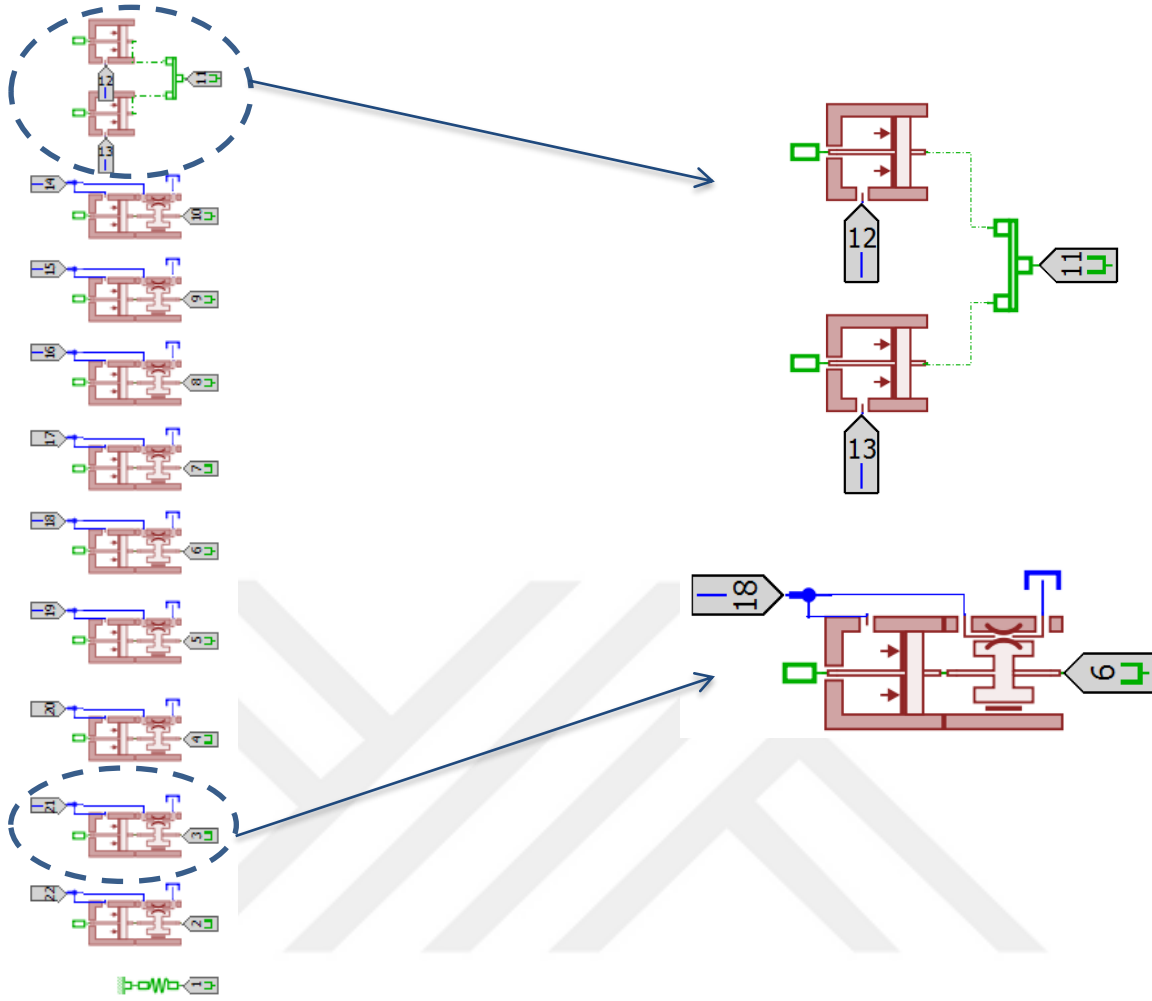
Pompa tork kontrolünün sağlanabilmesi için, boyunduruk yayının önyüklemesinin, kontrol pistonundaki dairesel alanın oluşturduğu kuvvete eşit olması gerekmektedir. Bir diğer deyişle, pompa basınç – debi grafiğinde tork kontrolünün başladığı noktadaki basınç değerine göre boyunduruk yayının ön yüklemesi ayarlanmalıdır. Buna göre,

$$F_{0,b} = P_A A_d \quad (3.51)$$

Sistem basıncı bu değere ulaştığında, boyunduruk yayı önyüklemesi aşılmaktadır ve daha fazla basınç artışı, akışta orantılı bir düşüşe neden olacaktır. Şekil 1.6’da görülen B noktası ise boyunduruk yay sabiti ve sistem basıncının uygulandığı dairesel alanın bir fonksiyonudur [9]. Boyunduruk yayı önyüklemesi ve yay sabitinin belirlenmesiyle tork kontrolü uygulanacak basınç ve debi değerleri belirlenmiş olmaktadır. Pompa, maksimum debide belirli bir basınca kadar, maksimum basınçta ise belirli bir debiye kadar çalışabilmektedir. Tork kontrolünün uygulanmadığı bölgede pompa, basınç kompanzasyonlu pompa gibi çalışmaktadır.

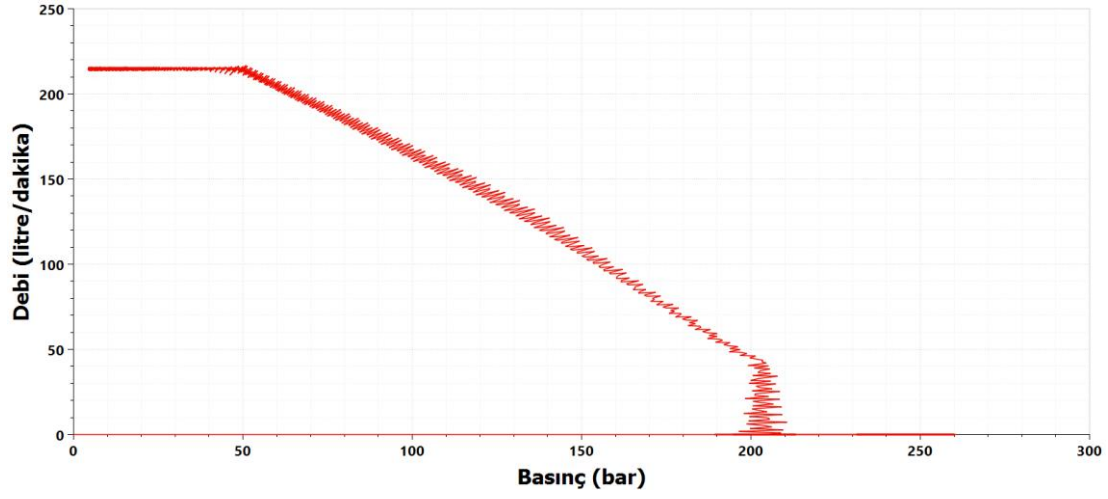
Tork kontrollü pompa modeli

Tork kontrollü pompa modeli ile basınç kompanzasyonlu pompa modeli, yalnızca piston alt modelinde farklılık göstermektedir. Tork kontrollü pompa piston alt modeli Şekil 3.36’da gösterilmiştir.

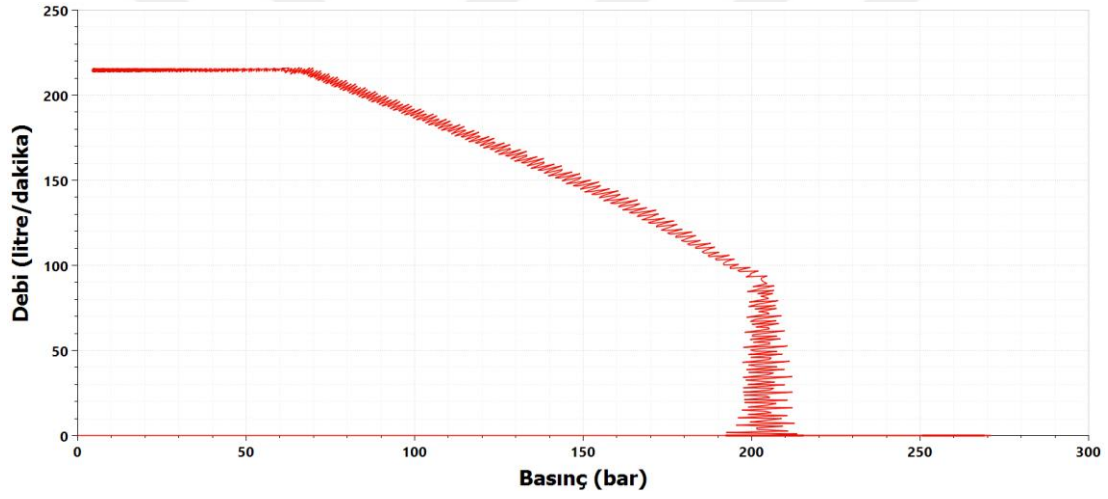


Şekil 3.36. Tork kontrollü pompa piston alt modeli

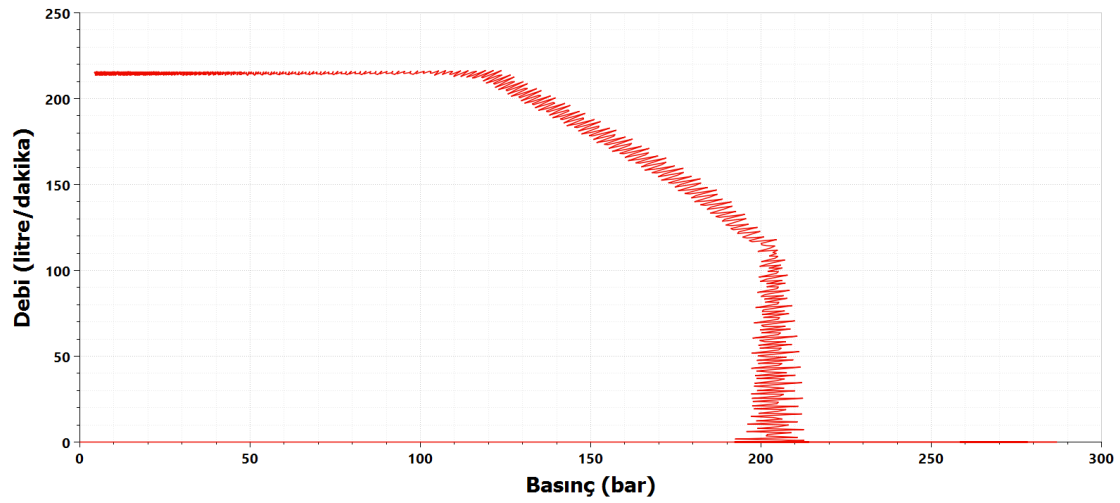
Burada kontrol pistonu iki farklı piston alanı ile modellenmiştir. Bir alana pompa çıkış basıncı etki ederken, diğer alana kontrol basıncı etki etmektedir. Bir diğer farklılık ise boyunduruk pistonu yerine yay kullanılmıştır. Tork kontrollü pompa, farklı tork değerlerine göre çalıştırılmış, bu değerlere göre oluşturulan basınç – debi grafikleri aşağıdaki şekillerde gösterilmiştir.



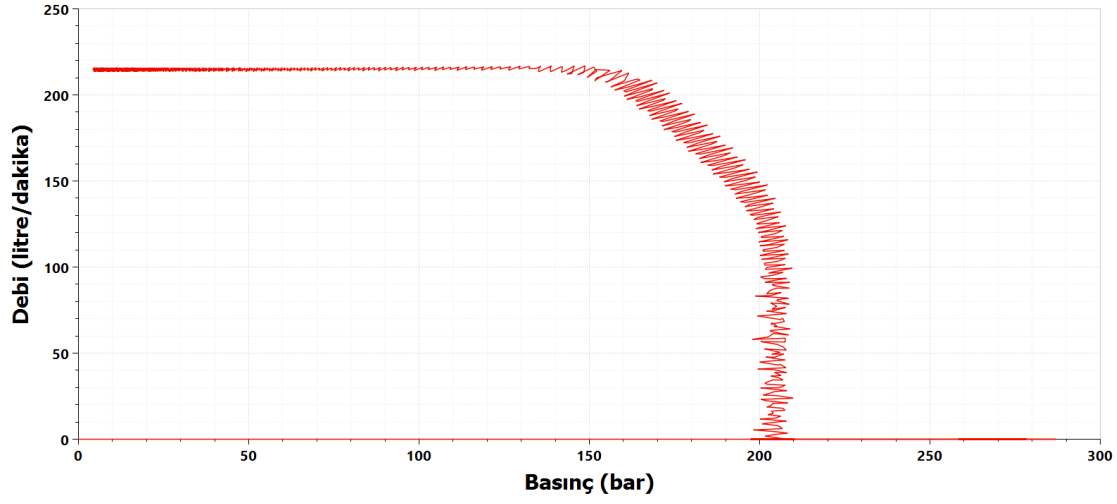
Şekil 3.37. 50 Nm limitli pompa basınç – debi grafiği



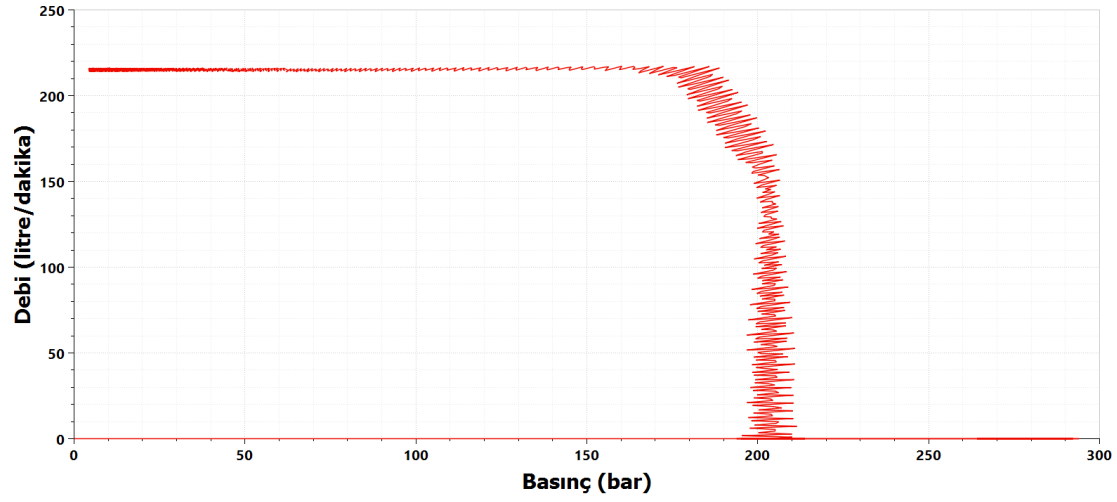
Şekil 3.38. 60 Nm limitli pompa basınç – debi grafiği



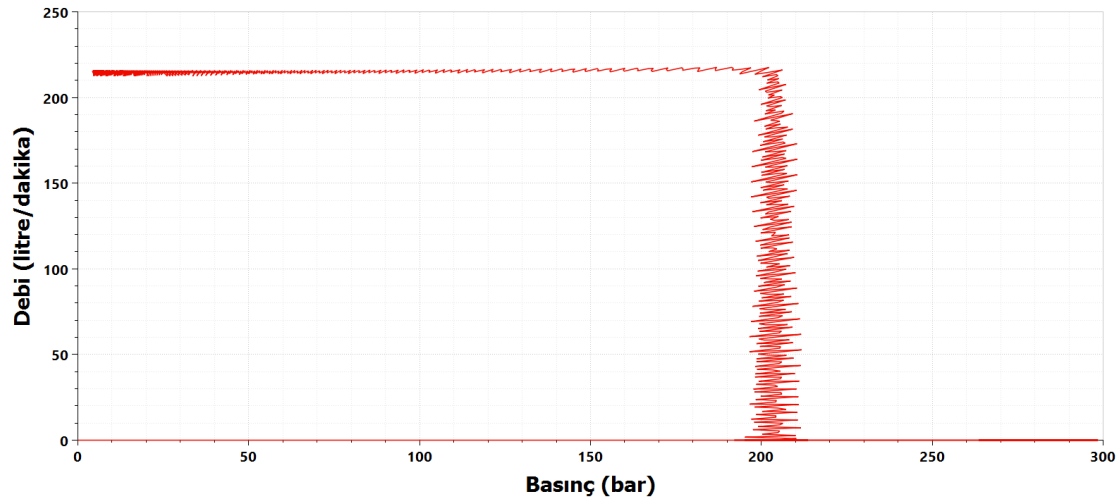
Şekil 3.39. 80 Nm limitli pompa basınç – debi grafiği



Şekil 3.40. 100 Nm limitli pompa basınç – debi grafiği



Şekil 3.41. 120 Nm limitli pompa basınç – debi grafiği

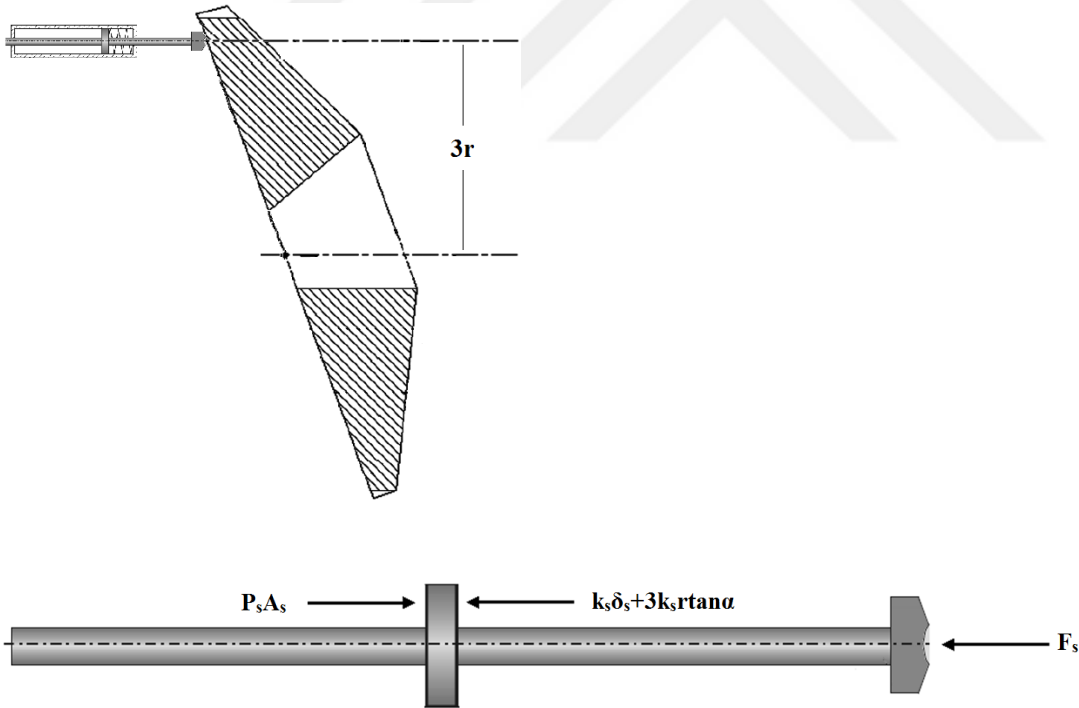


Şekil 3.42. 140 Nm limitli pompa basınç – debi grafiği

Akıllı pompa parametrelerinin belirlenmesi

Akıllı pompada, eğik plaka açısının ayarlanabilmesi için kullanılan kontrol pistonunun yerini servo eyleyici almıştır. Servo eyleyici, boyunduruk yayına karşı kuvvet oluşturarak eğik plakayı hareketlendirmektedir. Bu çalışmada, akıllı pompanın giriş kısmında anlatılan dört kontrol modundan yük algılama modu ve sabit güç modu incelenmiştir. Bunun sebebi, basınç kompanzasyonlu pompanın güç tüketiminin ayrı bir pompayla incelenmesi ve sabit debi modu için uygun bir hidrolik kullanıcı bulunmamasıdır. Akıllı pompa sisteminde, Şekil 1.7’de görüldüğü gibi servo eyleyiciyi sürmek için elektrik motoru tarafından sürülen ayrı bir pompa bulunmaktadır ve pompa çıkış basıncı emniyet valfi ile ayarlanmaktadır. Eğik plakayı doğal konumuna getirmek için ise boyunduruk yayı kullanılmaktadır. Akıllı pompa parametrelerinin belirlenmesi için eğik plaka denge denklemi incelenmiştir.

Eğik plaka denge denklemi



Şekil 3.43. Akıllı pompa servo eyleyici kuvveti [45]

Şekil 3.43’te eğik plaka üzerine etki eden servo eyleyici kuvveti gösterilmiştir. Servo eyleyicinin eğik plaka üzerinde oluşturduğu moment aşağıdaki denklemle ifade edilmektedir.

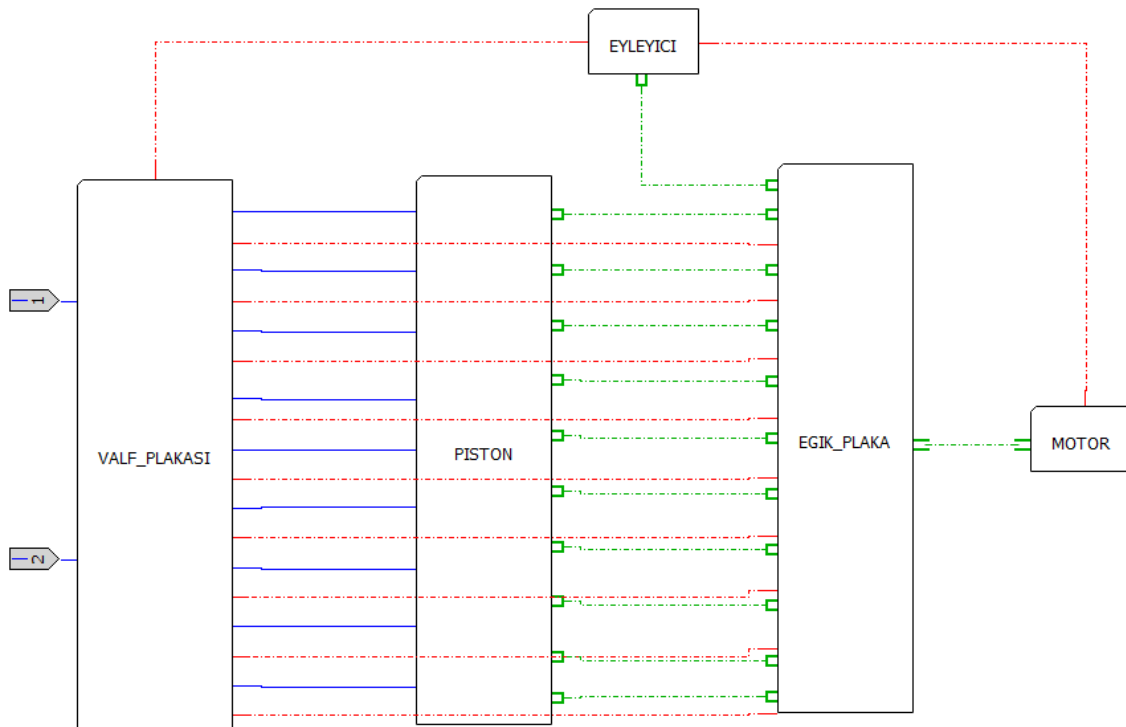
$$M_s = 3P_s A_s r - 3k_s \delta_s r - 9k_s r^2 \tan \alpha \quad (3.52)$$

Denklemden P_s servo eyleyici giriş basıncı, A_s servo eyleyici piston yüzey alanı, k_s servo eyleyici yay sabiti ve δ_s de maksimum eğik plaka açısındaki servo eyleyici yay sıkışmasıdır. Boyunduruk yayının momenti ve asimetrik basınç profilinin oluşturduğu tork önceki kısımlarda anlatılmıştı. Buna göre, akıllı pompa eğik plaka denge denklemi, aşağıdaki eşitlikte ifade edilmiştir.

$$3(k_b \delta_b + k_s \delta_s)r + 9(k_b + k_s)r^2 \tan \alpha - C_p(P_d - P_e) - 3P_s A_s r = 0 \quad (3.53)$$

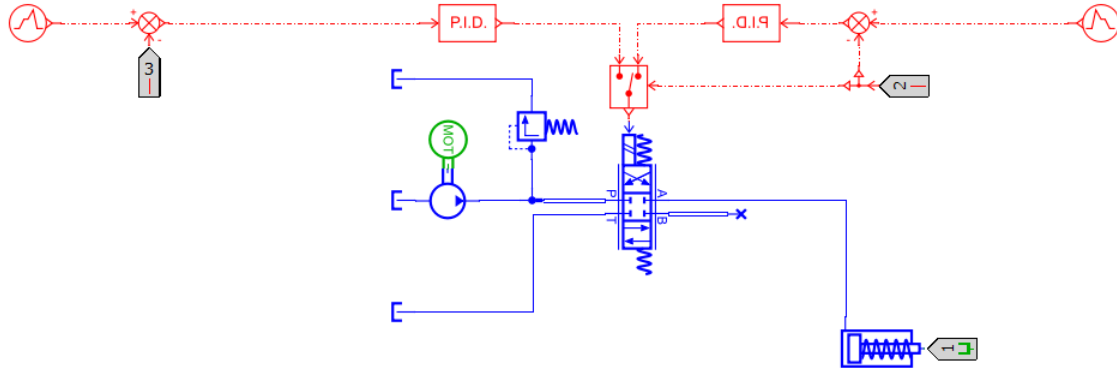
Akıllı pompa modeli

Akıllı pompa modeli, Şekil 3.44'te gösterilmiştir.



Şekil 3.44. Akıllı pompa modeli

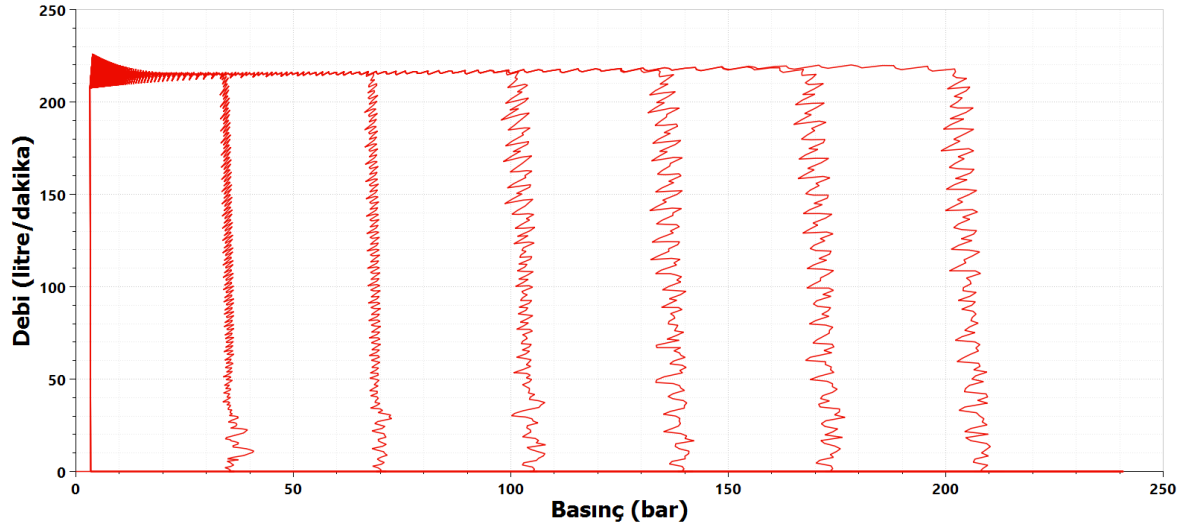
Akıllı pompa modelinde bulunan alt modeller, servo eyleyici modeli dışında basınç kompanzasyonlu pompa alt modellerine benzerlik göstermektedir. Valf plakası alt modeline bir adet basınç sensörü, motor alt modeline ise bir adet tork sensörü eklenmiştir ve bu alt modeller tekrar gösterilmeyecektir. Servo eyleyici modeli ise Şekil 3.45'te gösterilmiştir.



Şekil 3.45. Akıllı pompa servo eyleyici modeli

Akıllı pompanın iç yapısını gösteren Şekil 1.7’de görüldüğü gibi, servo eyleyicinin basıncı ek bir pompayla ayarlanmaktadır. Modelde bu amaçla bir motor tarafından sürülen sabit debili pompa kullanılmıştır. Basınç emniyet valfi sayesinde servo valf giriş basıncı ayarlanmaktadır. Servo eyleyici, mekanik olarak eğik plaka alt modeline bağlıdır. Servo valf sinyali ise bir anahtar ve iki farklı sinyalden meydana gelmektedir. İlk sinyal, pompanın çalışması istenen basınç seviyesi ile pompa çıkış basıncını karşılaştıran ve PID kontrolcü kullanarak pompa basınç kontrolünü sağlayan bir sinyaldir. Pompa çıkışında basınç okuyabilmek için basınç sensörü kullanılmıştır. İkinci sinyal ise, pompa torku belirli bir seviyenin üzerine çıktığında devreye giren, istenen tork seviyesi ile pompa torkunu karşılaştıran ve PID kontrolcü sayesinde tork kontrolü sağlayan bir sinyaldir. Bu amaçla motor alt modeline tork sensörü eklenmiştir.

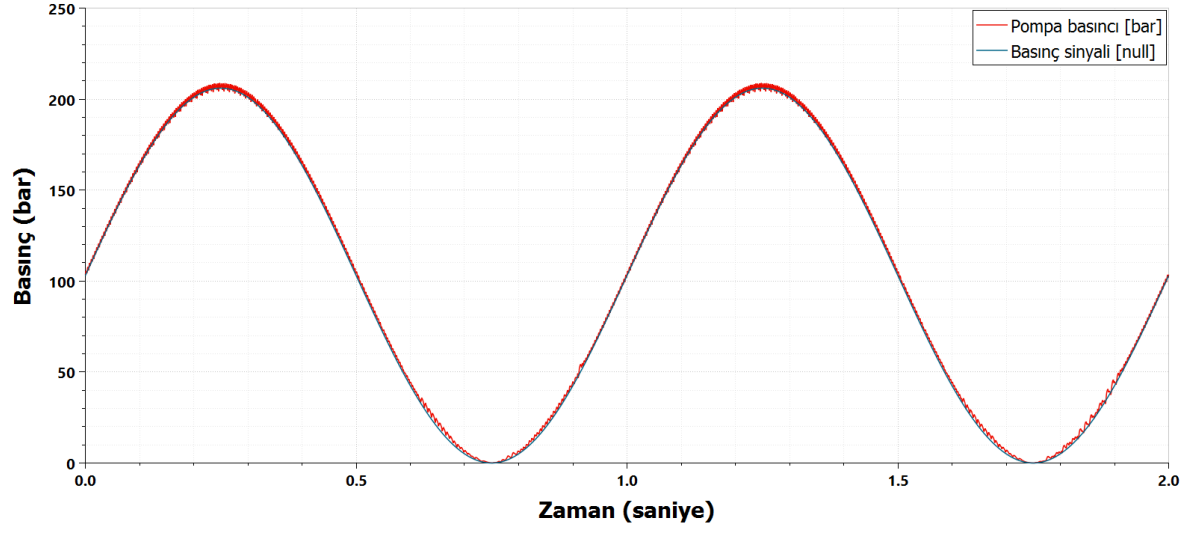
Akıllı pompanın farklı basınç seviyelerinde çalıştırılmasıyla elde edilen basınç – debi grafiği Şekil 3.46’da verilmiştir. İstenilen basınç seviyesinde çalışabilen akıllı pompanın basınç – debi grafiğini oluşturabilmek için basınç değerleri gelişigüzel seçilmiştir. Ayrıca bu grafik, yalnızca yük algılama modu için geçerlidir.



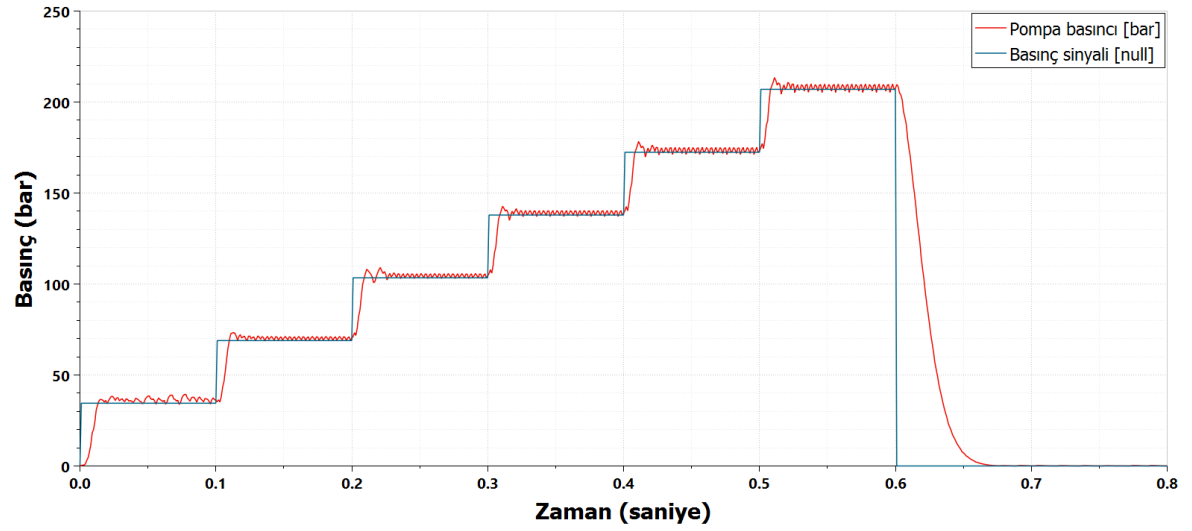
Şekil 3.46. Akıllı pompa basınç – debi grafiği

Şekil 3.46’da görülen salınımlar, kontrolcü parametrelerinin optimum olmamasından ve basınç kompanzasyonlu pompada da tartışıldığı gibi sistem dinamiğinden kaynaklanmaktadır. Maksimum debi minimum basınç koşullarında görülen yüksek salınım, çalışmada incelenecek güç tüketimi karşılaştırmasını etkilemeyecektir çünkü normal çalışma koşullarında pompa çıkış basıncının bu seviyelere düşmesi beklenmemektedir. Seçilen PID kontrolcü parametrelerinin değişmesiyle birlikte pompanın basıncı takibi değişmektedir. Bu çalışma bir kontrol çalışması olmadığı için kontrolcü kazanç optimizasyonu incelenmemiştir. Bu tip bir incelemenin yapılmak istendiği koşulda Ziegler – Nichols, Cohen – Coon veya Yuwana – Seborg gibi yöntemler kullanılarak PID parametrelerinin elde edilmesi mümkündür.

Pompanın yük algılama modunda sinüs dalga sinyalini ve step sinyalini takibi Şekil 3.47 ve Şekil 3.48’de gösterilmiştir.

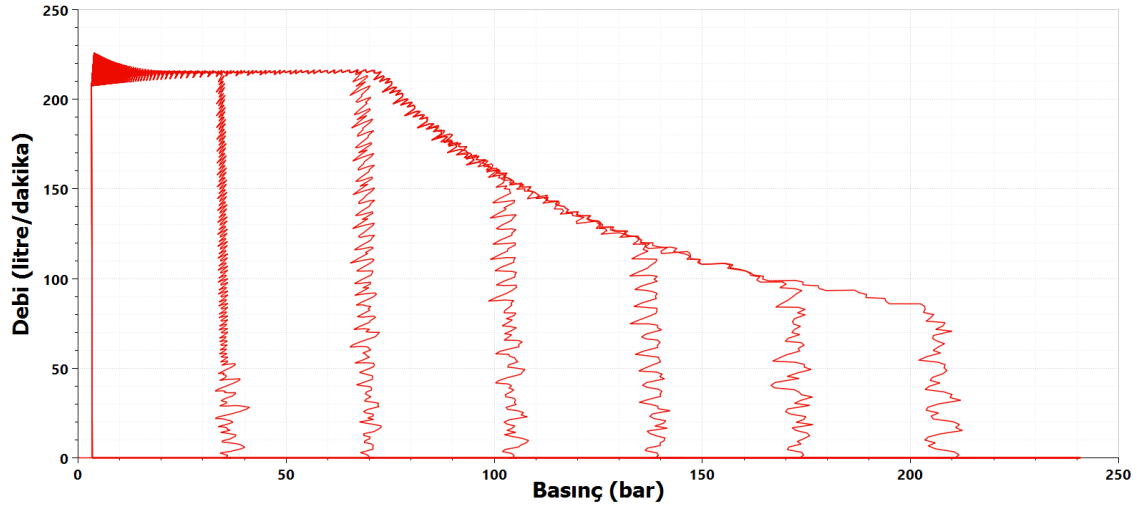


Şekil 3.47. Akıllı pompa çıkış basıncının sinüs sinyalini takibi

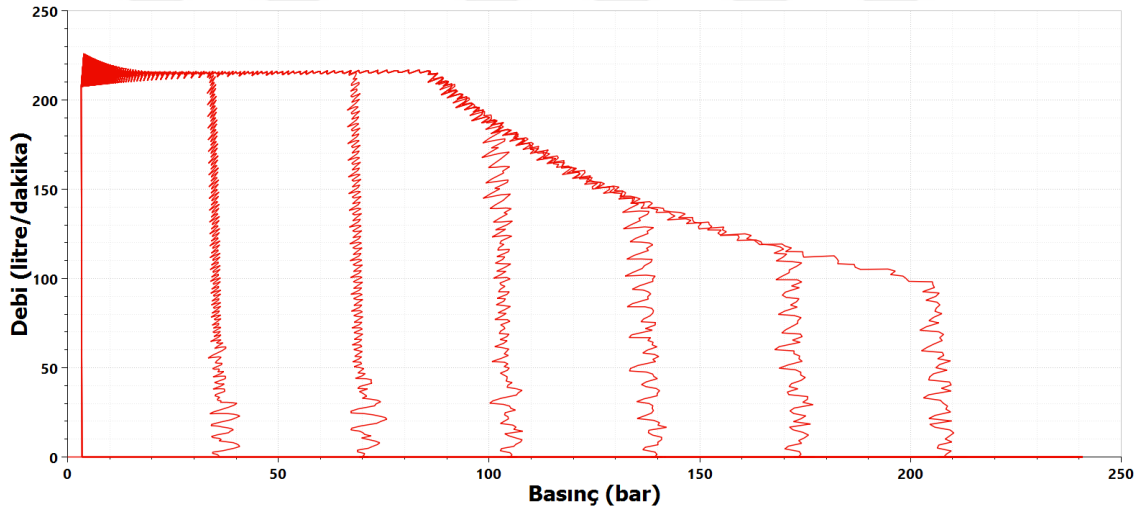


Şekil 3.48. Akıllı pompa çıkış basıncının step sinyalini takibi

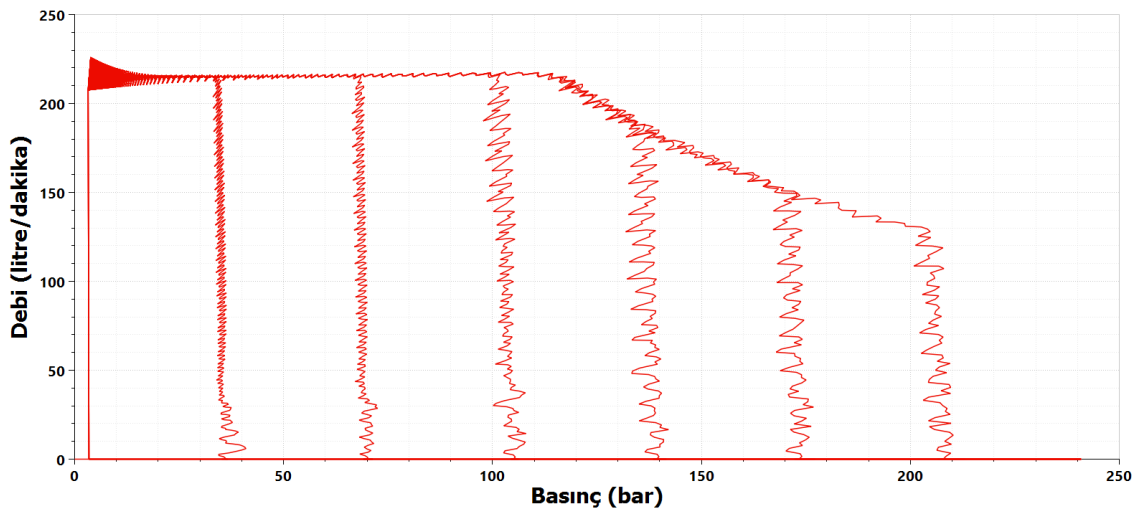
Akıllı pompanın güç limitleme modunda çalışması, aşağıdaki şekillerde incelenmiştir. Burada pompa, tork limitine ulaşana kadar yük algılama modunda, limite ulaştığında ise sabit güç modunda çalışmaktadır.



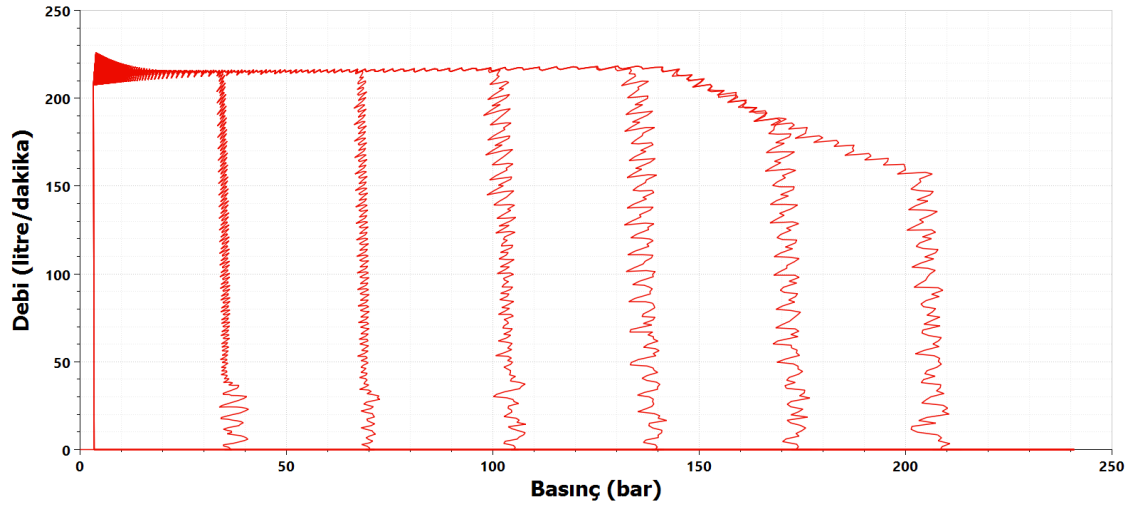
Şekil 3.49. Akıllı pompa basınç – debi grafiği (50 Nm tork limitli)



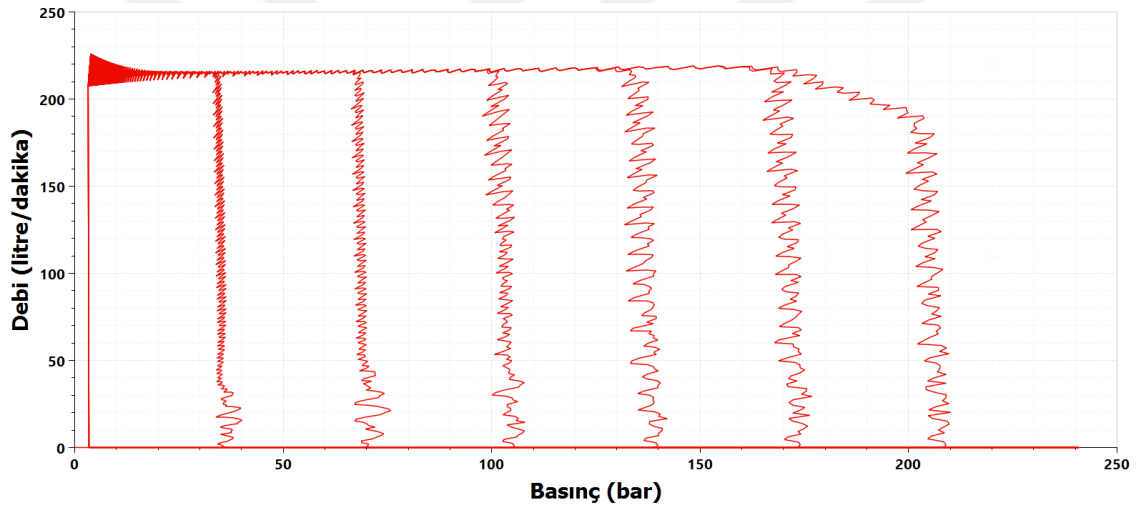
Şekil 3.50. Akıllı pompa basınç – debi grafiği (60 Nm tork limitli)



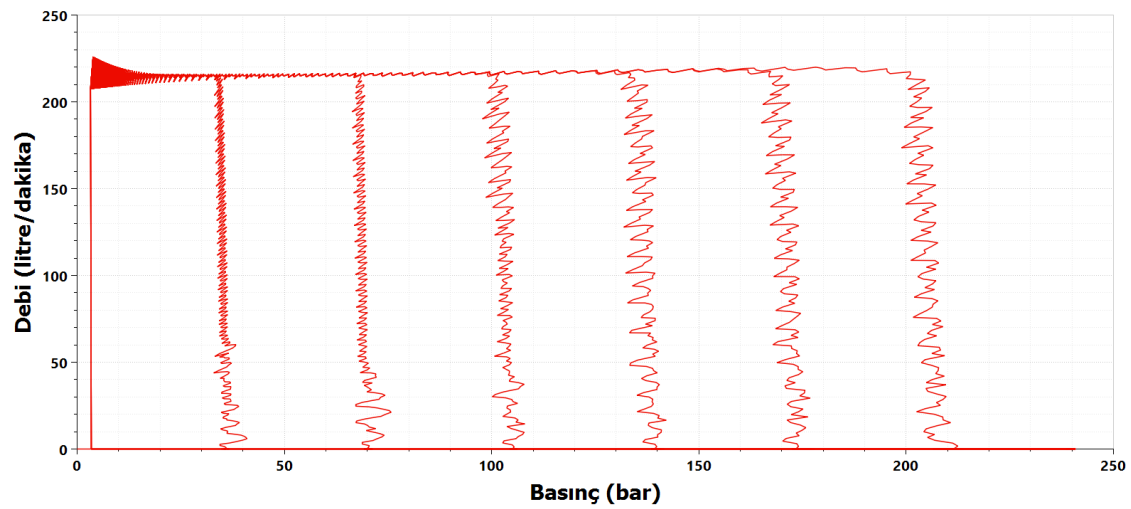
Şekil 3.51. Akıllı pompa basınç – debi grafiği (80 Nm tork limitli)



Şekil 3.52. Akıllı pompa basınç – debi grafiği (100 Nm tork limitli)



Şekil 3.53. Akıllı pompa basınç – debi grafiği (120 Nm tork limitli)



Şekil 3.54. Akıllı pompa basınç – debi grafiği (140 Nm tork limitli)

3.2.4. Borulama

Uçak hidrolik güç sistemlerinde, hidrolik kullanıcı sistemlerine yağın iletilmesi borulama ile sağlanmaktadır. Hidrolik boruda iletilen debi Eş. 3.54 ile ifade edilmektedir.

$$Q_b = V_b A_h \quad (3.54)$$

Burada V_b boru içerisindeki hidrolik yağ hızı, A_h ise borunun kesit alanını göstermektedir. Havacılık Hidrolik Sistemleri için Boru Yerleşimlerinin Tasarımı (SAE ARP 994B) standardı, uçaklarda hidrolik yağı iletmek için kullanılan boru, hortum ve bağlantı sistemlerinin tasarımı ve seçimi için tavsiye edilen uygulamaları içermektedir. ARP 994B'ye göre, "Boyutlandırma için genellikle 4,6 m/s hedef yağ hızı kullanılır, ancak bu değer değişkenlik gösterebilmektedir. Gereksiz ağırlık artışının önüne geçebilmek için 7,6 ila 9,1 m/s ve hatta daha yüksek yağ hızları görülebilecek hatlara sahip sistemler tasarlanmıştır" [35]. Ticari Nakliye Uçağı Hidrolik Sistemlerinin Tasarımı ve Yerleşimi (SAE ARP 4752B) standardı ise, boru boyutlandırması için basınç hatlarında 9,1 m/s, dönüş hatlarında 4,6 m/s, emiş hatlarında ise 1,5 m/s yağ hızlarının kullanılabileceğini belirtmektedir [46]. Bu değerler göz önüne alınarak hidrolik güç sistemi borulama boyutları belirlenmiş ve Ek-3'te verilmiştir. Seçilen boru çapı kısmında, hesaplanan boru çaplarına et kalınlıkları eklenmiş ve 1/16 inç cinsinden standart boru çapı seçilmiştir; çünkü boru seçilirken standart değerler dış çapa göre belirlenmektedir.

Uçak ekipman yerleşimi bilinmediğinden, boru hattı uzunlukları için benzer uçaklar göz önüne alınarak varsayım yapılmıştır. Uçak boru yerleşimi bilinmediği durumda başlangıç varsayımı olarak toplam boru uzunluğunun, uçak uzunluğunun üç katı olacağı şekilde hesaplama yapılabilmektedir.

Boru kayıpları

Düz borulardaki basınç kayıplarının hesaplanması için Darcy - Weisbach eşitliği kullanılmaktadır.

$$\Delta P = \frac{\lambda V_b^2 L_b \rho}{2d_b} + \rho L_b g \sin \phi \quad (3.55)$$

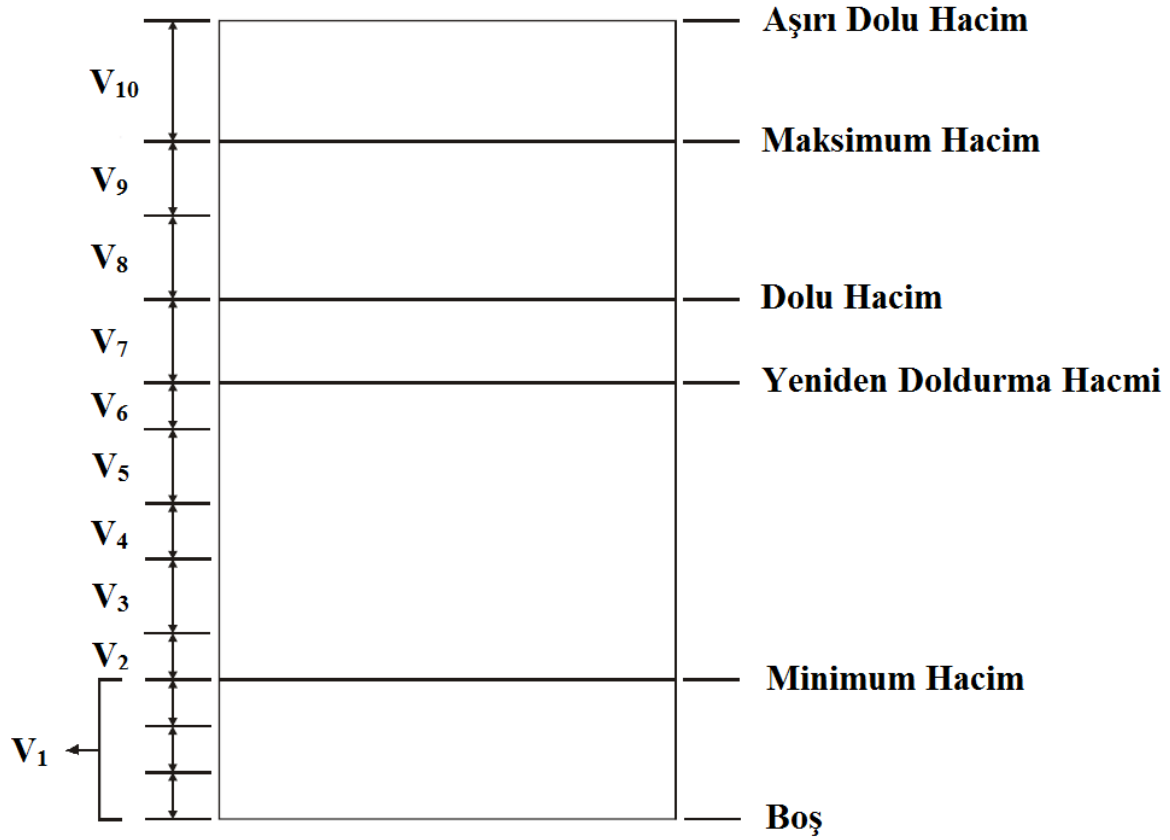
Burada λ sürtünme katsayısı, L_b boru uzunluğu, d_h boru hidrolik çapı, g yerçekimi ivmesi ve ϕ ise borunun eğim açısıdır.

3.2.5. Rezervuar boyutlandırma

Uçak hidrolik güç sistemi rezervuarının boyutlandırılması amacıyla kullanılan Hidrolik Sistem Rezervuarları İçin Genel Gereksinimler (SAE AS 5586A) standardına göre rezervuar boyutunun hesaplanabilmesi için aşağıda maddeler halinde verilen hacimlerin dâhil edilmesi gerekmektedir.

- Sistem nominal yağ sıcaklığından, yağın çalışabileceği minimum sıcaklığa düşülmesi durumunda meydana gelen ısıl büzölmeye eşdeğer bir yağ hacmi.
- Sistem nominal yağ sıcaklığından, yağın çalışabileceği maksimum sıcaklığa çıkılması durumunda meydana gelen ısıl genleşmeye eşdeğer bir yağ hacmi.
- Tüm akümülatörlerin boş konumdan sistem basıncına yükseltilmesi için gereken yağ hacmi.
- Dengelenmemiş tip eyleyicilerin açılması ile kapanması arasındaki yağ hacmi farkı.
- Sızıntı tespit sisteminin izin verdiği yağ kaçağı hacmi.
- Sistemin basınçlanması sırasında aşağıdaki etkilerden kaynaklanan yağ hacmi değişikliği:
 - yağ sıkışması
 - hat genleşmesi
 - eyleyici genleşmesi [47]

Rezervuar toplam hacmi hesaplanırken dikkate alınması gereken hacimler Şekil 3.55'te gösterilmiştir. Şekil üzerinde gösterilen büyüklüklerin karşılıkları Çizelge 3.3'te verilmiştir, ayrıca ilgili hacimlerin hesabı sırasında açıklamaları yapılmıştır.



Şekil 3.55. Rezervuar boyutlandırılırken dikkate alınması gereken hacimler [47]

Rezervuar hacmi, Şekil 3.55'te bulunan hacimlerin tamamı toplanarak elde edilmektedir.

$$V_{rez} = V_1 + V_2 + V_3 + V_4 + V_5 + V_6 + V_7 + V_8 + V_9 + V_{10} \quad (3.56)$$

Çizelge 3.3. Rezervuar hacim hesabına dahil olan hacimler

V ₁	V ₂	V ₃	V ₄	V ₅
Kullanılamayan hacim Pompa debisi için gereken hacim Yağ sirkülasyonu için gereken hacim	Dengelenmemiş eyleyicilerin açılması	Isıl büzülme	Kaçak tespit sistemi	Akümülatör için gereken hacim
V ₆	V ₇	V ₈	V ₉	V ₁₀
Sistemi basınçlandırmak için gereken hacim	Sistem hacminin %5'i	Dengelenmemiş eyleyicilerin kapanması	Isıl genleşme	Ekstra hacim

V_1 hacmi, Şekil 3.55'te de görüldüğü gibi kullanılmayan yağ hacmini, pompa basınç ve debi gereksinimlerini karşılayabilecek yağ hacmini ve yağın sistem içerisinde düzgün bir şekilde sirkülasyonunu sağlayabileceği yağ hacmini içermektedir. Yağ miktarının daha da azalması durumunda rezervuarın artık fonksiyonel gereksinimlerini karşılamadığı hacim olarak tanımlanmaktadır [47]. V_1 'in hesaplanması için kesin bir kural bulunmamaktadır ve bu değer analiz sonucu elde edilmektedir. Genellikle V_1 için düşük bir hacim tahsis edilmektedir.

Sistemde bulunan dengelenmemiş eyleyicilerin açılma ve kapanmasından kaynaklanan hacimler V_2 ve V_8 ile gösterilmiştir. Bunlar için aşağıdaki eşitlik kullanılabilir.

$$V_2 = V_8 = \frac{\pi x_s d_r^2}{4} \quad (3.57)$$

Burada x_s , dengelenmemiş eyleyici strokunu göstermektedir. Sistemde dengelenmemiş eyleyici kullanılmadığı için V_2 ve V_8 değerleri hesaplamalara dâhil edilmemiştir. V_3 hacminin bulunabilmesi için gereken ısı büzülme, Eş. 3.58 ile elde edilmektedir.

$$V_3 = \alpha_t * (T_{nominal} - T_{min}) * V_{sis} \quad (3.58)$$

Burada α_t ısı genleşme katsayısını, $T_{nominal}$ sistemin tasarım sıcaklığını, T_{min} en düşük yağ sıcaklığını, V_{sis} ise toplam sistem yağ hacmini sembolize etmektedir. T_{min} değeri hidrolik yağ özelliklerinden elde edilmektedir. Toplam sistem yağ hacmi; rezervuar hacmi, diğer komponentlerin içerisinde bulunan yağ hacmi ve boru hacminden oluşmaktadır. Sistemdeki diğer elemanların içerisinde bulunan yağ hacimleri, göreceli olarak düşük olduğu için hesaplama katılmamıştır. Bu çalışmadaki sistem için rezervuar, eyleyici ve boru yağ hacimleri dikkate alınacaktır. Buna göre, toplam sistem hacmi aşağıdaki denklemlerle elde edilmektedir.

$$V_{sis} = V_{rez} + V_{eyleyici} + V_{boru} \quad (3.59)$$

Rezervuar hacmi, hesaplamaların sonunda elde edilecektir. Bundan dolayı rezervuar hacim hesabı için tüm hacimler elde edildikten sonra Eş. 3.56'nın çözülmesi gerekmektedir. Eyleyici hacimleri, aşağıdaki eşitlikle hesaplanmaktadır.

$$V_{eyleyici} = x_s A_{kesit} \quad (3.60)$$

Sistem hacim hesabı için son olarak boru içlerindeki yağ miktarının hesaplanması gerekmektedir.

$$V_{boru} = A_h L_b \quad (3.61)$$

Hidrolik güç sisteminde kaçak tespit sistemi ve akümülatör kullanılmadığı için, toplam rezervuar hacmi hesabına V_4 ve V_5 değerleri dâhil edilmemiştir. Sistemin basınçlanmasıyla oluşan hacim farkı aşağıdaki şekilde ifade edilmiştir.

$$V_6 = \frac{0.4 * P_d * V_{sis}}{\beta_e} \quad (3.62)$$

Rezervuarın doldurulabilmesi için gereken hacim V_7 ile ifade edilmiştir.

$$V_7 = 0.05 * V_{sis} \quad (3.63)$$

Isıl genleşmenin elde edilebilmesi için Eş. 3.64 kullanılmıştır.

$$V_9 = \alpha_t * (T_{max} - T_{nominal}) * V_{sis} \quad (3.64)$$

Burada T_{max} sistemin çalışabileceği en yüksek yağ sıcaklığını göstermektedir. T_{max} değeri, hidrolik yağ özelliklerinden elde edilmektedir.

Bazı koşullarda rezervuarlara, uçakta bulunan diğer rezervuarlarla ortaklık sağlanabilmesi için bir hacim eklenebilir; ancak normal şartlarda rezervuar hacmi mümkün olduğu kadar düşük tutulmalıdır. Hidrolik güç sisteminde iki rezervuar için de hacim farkı yaratacak bir sebep bulunmadığından, V_{10} hacim hesabına dâhil edilmemiştir.

Alan oranı

Rezervuar alan oranının hesaplanması için pompa emiş hattı basıncı kullanılmaktadır. Hidrolik güç sistemi mimarisinde, pompa emiş hattı ile rezervuar arasında emiş borusu haricinde basınç kaybı bulunmamaktadır. Buna göre, rezervuar düşük basınç seviyesi, aşağıdaki gibi elde edilebilir.

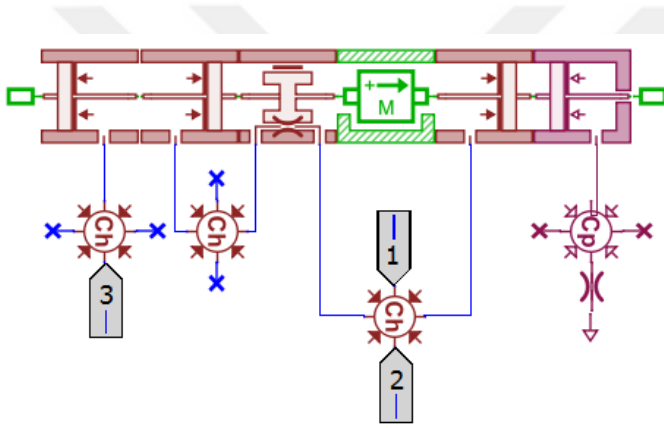
$$P_r = P_e - \Delta P_e \quad (3.65)$$

Burada ΔP_e emiş hattındaki basınç kaybını göstermektedir. Rezervuar alan oranı, sistem basıncı ile rezervuar basıncı arasındaki orandır. Rezervuar yüksek basınç ve düşük basınç pistonlarının alanı, pompa emiş gereksinimine göre belirlenmektedir.

$$R = \frac{P}{P_r} \quad (3.66)$$

Rezervuar modeli

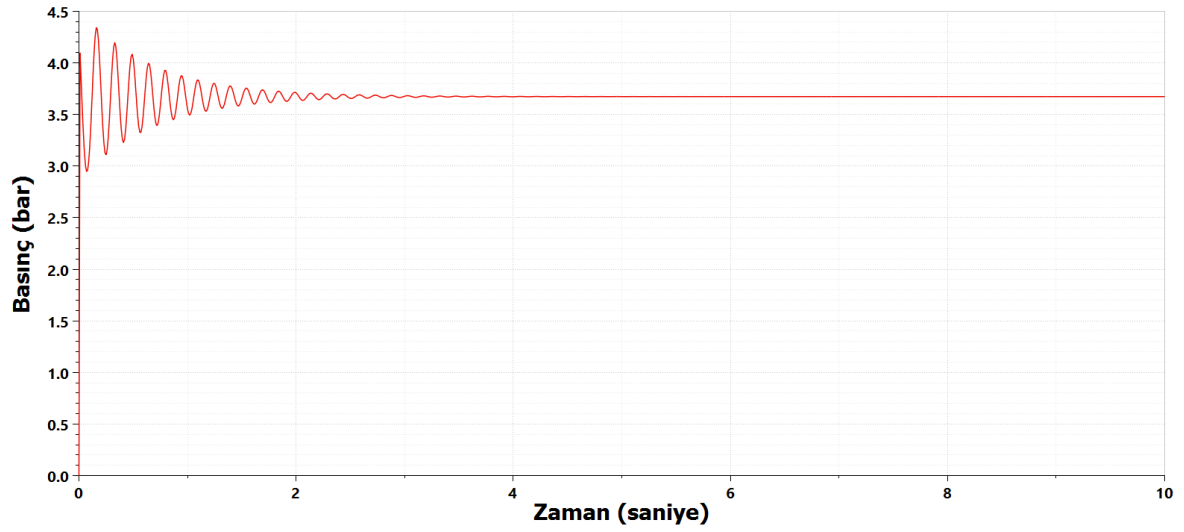
Rezervuar modeli; yüksek ve alçak basınç pistonları, pistonlar arası kaçak, rezervuar kütlesi, pnömatik piston ve rezervuar yağ hacminden meydana gelmektedir.



Şekil 3.56. Rezervuar modeli

Şekil 3.56'da görülen 1 ve 2 numaralı bağlantı, sırasıyla hidrolik güç sistemi ana dönüş hattı ve pompa emiş hatlarını göstermektedir. Buradaki hacim, düşük basınçlı piston ve pistonlar arası kaçağa bağlıdır. 3 numaralı bağlantı ise pompa çıkışı ile rezervuar bağlantısıdır ve rezervuarı basınçlandırmaktadır. Pnömatik piston, hidrolik pistonların hareketi sırasında vakum oluşmaması için rezervuarın atmosfere açılmasını sağlamaktadır.

Rezervuar yüksek basınç pistonuna sistem basıncı uygulandığında, düşük basınç pistonundan okunan basınç değeri Şekil 3.57'de gösterilmiştir.



Şekil 3.57. Rezervuar düşük basınç değeri

3.2.6. Hidrolik Yağ Özellikleri

SAE AS 5440A standardına göre, askeri uçak hidrolik güç sistemlerinde yalnızca MIL-PRF-83282 ve MIL-PRF-87257 standartlarına uygun hidrolik yağ kullanılabilir. [29]. Bu çalışmada MIL-PRF-83282 tipi askeri uçak sentetik hidrolik yağı kullanılmıştır. Yağ parametreleri Ek 4'te verilmiştir.

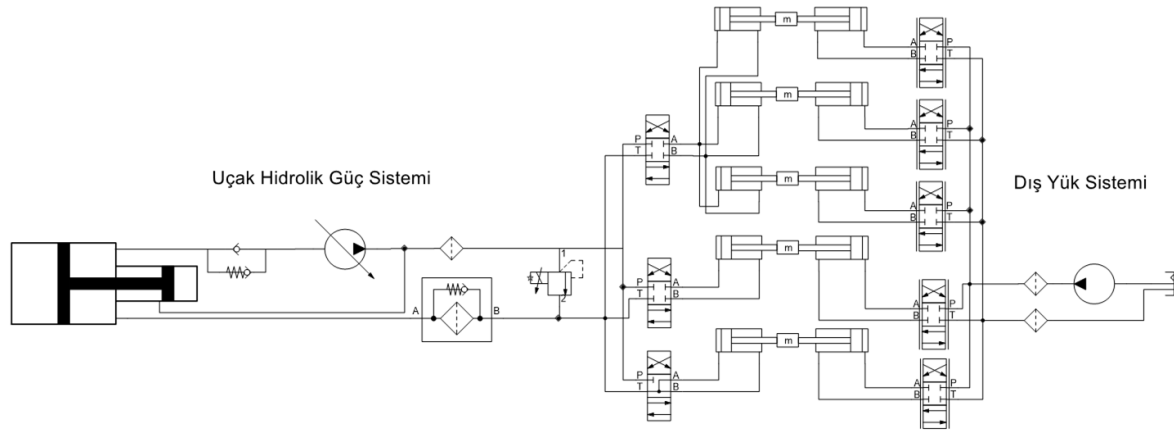


4. BASINÇ KOMPANZASYONLU POMPA MODELİNİN DENEYSEL OLARAK DOĞRULANMASI

Basınç kompanzasyonlu hidrolik pompa davranışının ve yük koşullarında eyleyici hareketlerinin gözlemlenmesi amacıyla gerçekleştirilen iki ayrı testin verileri bu çalışmada kullanılmıştır.

4.1. Test Düzenegi

Hidrolik güç sistemi test düzenegi iki bölümden meydana gelmektedir. Test düzeneginin bir bölümü uçak hidrolik güç sistemi ekipmanlarından oluşurken diğer bir bölümü ise dış yük sisteminden oluşmaktadır. Test düzeneginin hidrolik şeması Şekil 4.1’de gösterilmiştir.



Şekil 4.1. Test düzenegi hidrolik şeması

Dış yük sistemi, elektrik motoru ile sürülen hidrolik pompa, rezervuar, filtre, oransal valf ve pistonlardan meydana gelmektedir. Dış yük sisteminin pistonları, uçuş koşullarını simüle etmek amacıyla her eyleyici için oluşturulan strok – yük çizelgesine göre kontrol edilmektedir. Lineer potansiyometreden okunan voltaj değeri kullanılarak konum belirlenmekte ve bu değere göre ihtiyaç duyulan kuvvet hesaplanıp yük hücresinden okunan kuvvet değeri ile karşılaştırılarak oransal valf ayarlanmaktadır.

Uçak hidrolik güç sistemi ekipmanlarının oluşturduğu test sistemi ise hidrolik pompa, “bootstrap” tipi rezervuar, filtre bloğu, hidrolik eyleyiciler, borulama ve ölçüm cihazlarından meydana gelmektedir. Yön kontrol valfi olarak solenoid valf

kullanılmaktadır. Güç kaynağı olarak elektrik motoru bulunmaktadır. Hidrolik pompa, elektrik motoru tarafından hareketlendirilmektedir. Sistem basıncı 207 bar, dönüş basıncı ise 3,5 bar'dır. Düzenekte MIL-PRF-83282 tipi askeri uçak hidrolik yağı kullanılmaktadır.

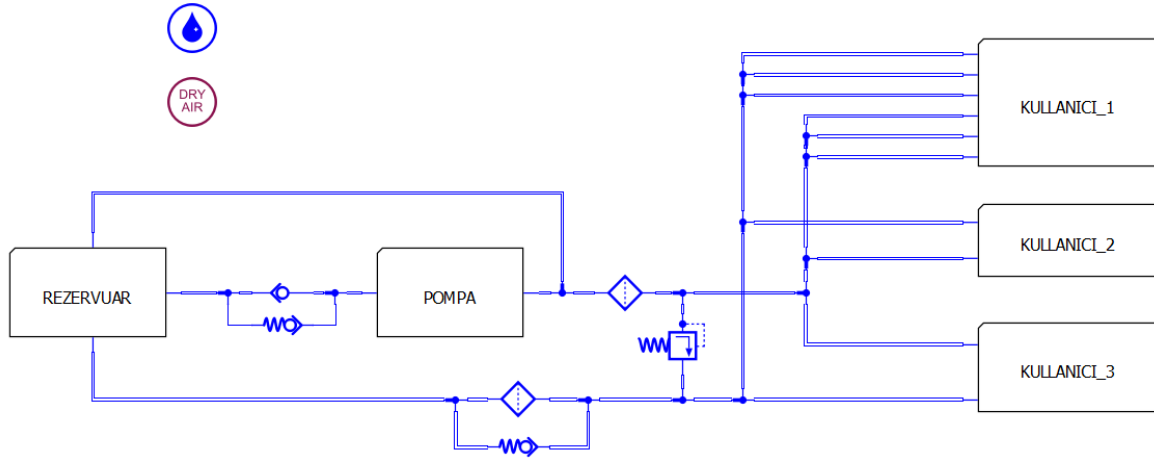
Rezervuar ile pompa, emiş hattı ile birbirine bağlıdır. Pompa çıkışında filtre bloğu bulunmaktadır. Bu blokta bulunan iki filtre basınç ve dönüş hatlarını filtrelemektedir. Basınç filtresi çıkışında bir hat eyleyici sistemlerine, bir hat ise rezervuarın basınçlandırılması için rezervuara bağlıdır. Filtre bloğu içerisinde ayrıca basınç emniyet valfi bulunmaktadır. Sistemde toplam beş adet çift etkili eyleyici bulunmaktadır.

Test düzeneği üzerinden debi, basınç, sıcaklık, valf pozisyonları, eyleyici pozisyonları ve yük değerleri okunabilmektedir. Debi ölçümü için oval dişli ve türbin tipi debimetreler, basınç ölçümü için piezoelektrik basınç sensörü, eyleyici kuvveti ölçümü için yük hücresi ve piston pozisyonu için lineer potansiyometre kullanılmaktadır. Eyleyici kuvveti, sistem eyleyicisi ile yükleme pistonu arasındaki adaptöre yerleştirilen yük hücresi ile ölçülmektedir.

Test düzeneğinin kontrol sistem donanımı, uygun analog ve dijital I / O modülleriyle yapılandırılmış National Instruments cDAQ 9178 şasisinden oluşmaktadır. Test düzeneği içeriğinde, test sistemini ve veri toplamayı kontrol etmek amacıyla PXI Sistemi bulunmaktadır. Intel Core i7- 820QM mikroişlemciye ve sistemi bağlamayı sağlayan veri toplama kartlarına sahiptir.

4.2. Test Sistemi Modeli

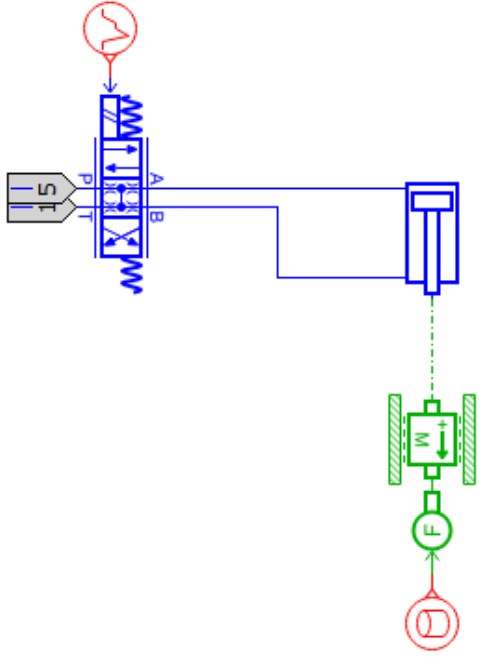
Uçak hidrolik güç sistemi test düzeneğinin sistem modeli Şekil 4.2'de gösterilmiştir. Dış yük sistemi, yalnızca uçak hidrolik güç sistemi kullanıcılarına dış yük olarak girdi sağladığı için bu kısım ayrıca modellenmemiştir.



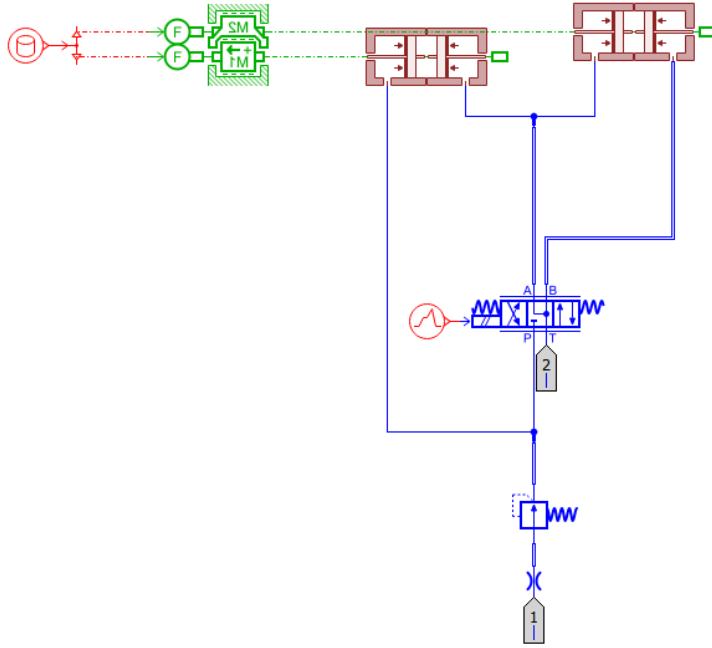
Şekil 4.2. Uçak hidrolik ekipmanlarının oluşturduğu test düzeneği sistem modeli

Rezervuar ve pompa modelleri için, sırasıyla Şekil 3.56 ve Şekil 3.22’de görülen modeller kullanılmıştır. Test düzeneğinde kullanılan rezervuar değerleri bilindiğinden, tüm parametreler modele girilmiştir. Pompa parametrelerinden bilinen değerler modele girilmiş, bilinmeyen değerler ise basınç kompanzasyonlu pompa parametrelerinin belirlenmesi kısmındaki denklemler kullanılarak hesaplanmıştır. Boru çapları ve uzunlukları düzeneikle birebir olarak eşlenmiştir. Filtre basınç kaybı ve basınç emniyet valfi parametreleri için ekipman verileri kullanılmıştır.

Kullanıcı 1 ve Kullanıcı 2 sistemlerinde çift etkili eyleyici kullanılmıştır. Eyleyici modeli Şekil 4.3’te gösterilmiştir. Kullanıcı 3 eyleyici modeli ise Şekil 4.4’te gösterilmiştir. Bu modellerin oluşturulmasının ve test verileri ile simülasyon sonuçlarının incelenmesinin amacı, oluşturulan test düzeneği modelini doğrulamaktır.



Şekil 4.3. Çift etkili eyleyici modeli



Şekil 4.4. Kullanıcı 3 eyleyici modeli

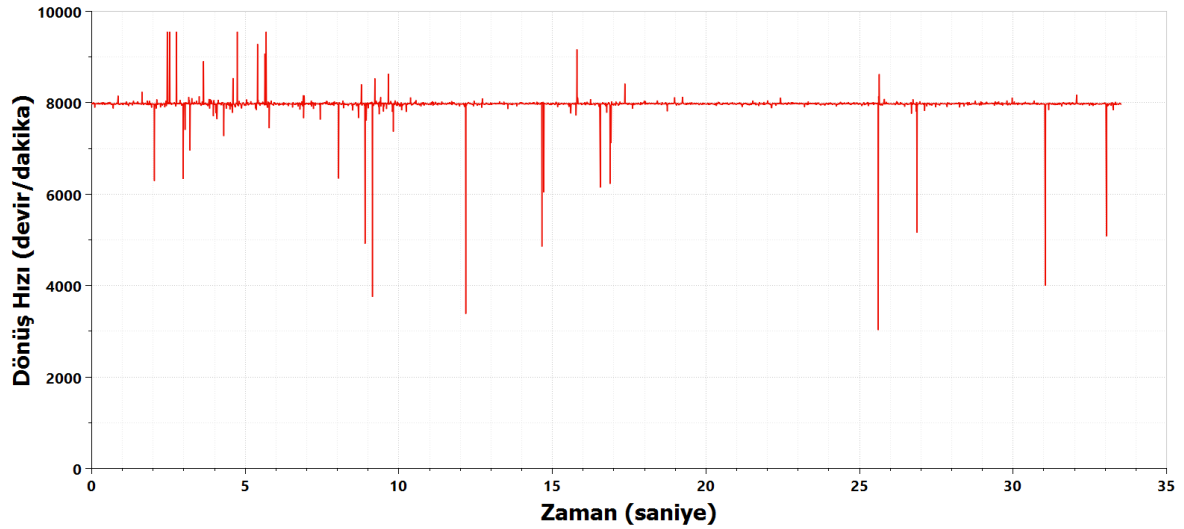
Eyleyici ve valf parametrelerinin tamamı ekipman spesifikasyonlarından elde edilmiştir. Şekillerde gösterilen modellerde yükleme sisteminin uyguladığı kuvvet, testten elde edilen değerlere göre grafik olarak girilmiştir. Eyleyicilerin açıldığı ve kapandığı anlarda valflere sırasıyla maksimum ve minimum değerlerde sinyal iletilmektedir. Kullanıcı 3

eyleyici modelinde ana sistem basıncından daha düşük bir basınçta çalışıldığı için eyleyici girişine basınç düşürme valfi eklenmiştir.

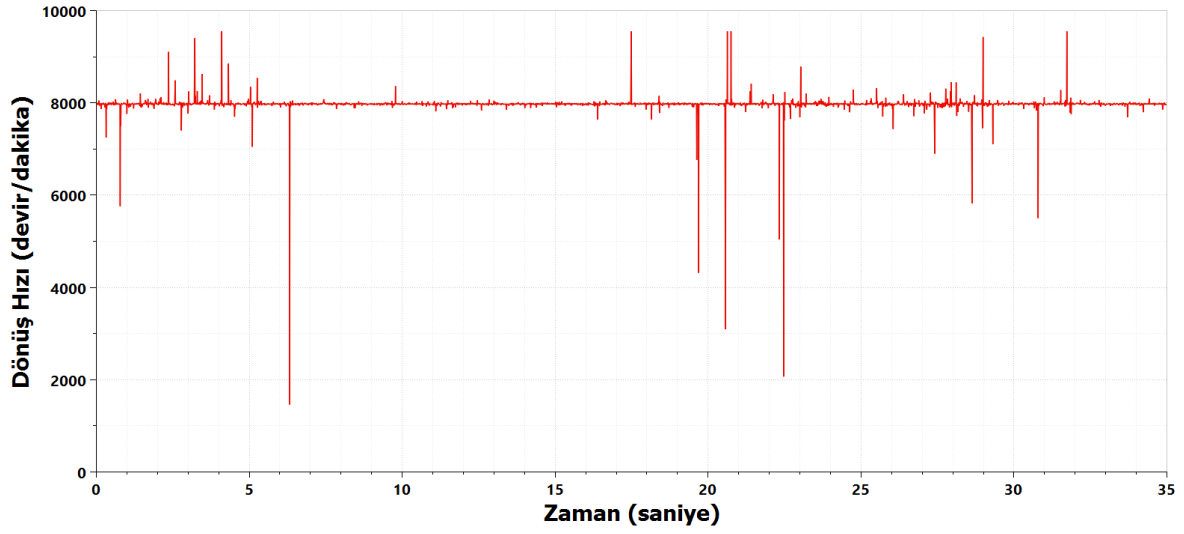
4.3. Test Girdileri

Verileri kullanılan ilk testte, tüm eyleyiciler 3 G uçuş koşuluna karşılık gelen kuvvetlere göre yüklenmiştir. İkinci testte ise Kullanıcı 1 eyleyicileri 1,5 G uçuş koşuluna karşılık gelen kuvvetlerle, Kullanıcı 2 ve Kullanıcı 3 eyleyicileri ise 3 G uçuş koşuluna karşılık gelen kuvvetlerle yüklenmiştir. Testlerin başlangıcında tüm eyleyiciler kapalı pozisyonudadır. İki testte de eyleyiciler yaklaşık olarak aynı anda açılmış ve ardından kapatılmışlardır. Test verileri 0,01 saniye aralıklarla alınmıştır.

Bu kısımda grafikleri verilen değerler testte kaydedilmiş ve Amesim modelinde girdi olarak kullanılmıştır. İki testte de hidrolik pompaya güç sağlayan elektrik motoru, 7960 devir/dakika'da çalıştırılmıştır. Elektrik motorunun kaydedilen devir grafiği Şekil 4.5 ve Şekil 4.6'da gösterilmiştir.

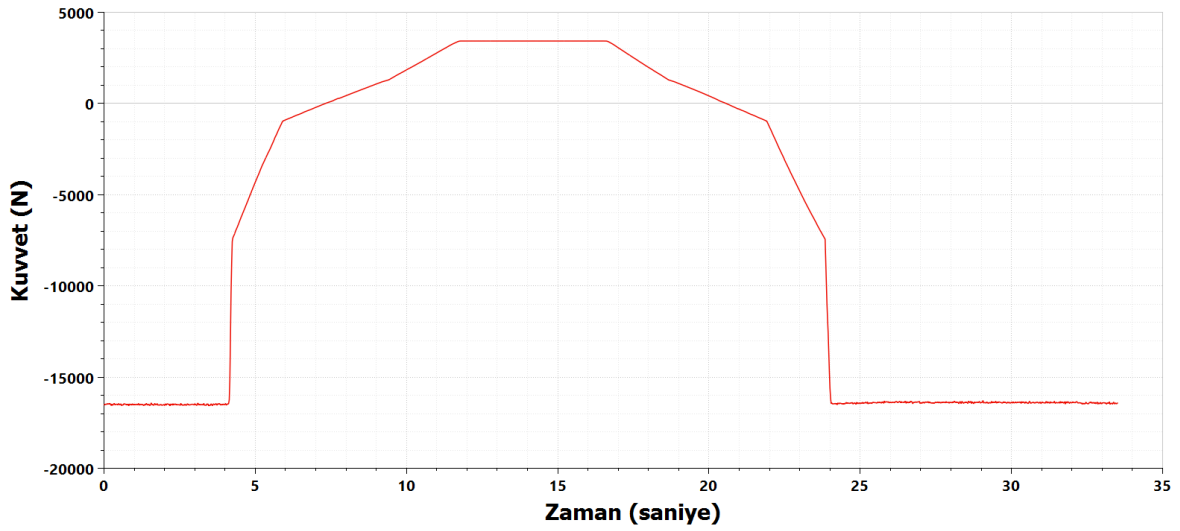


Şekil 4.5. Elektrik motor devri (1. test)

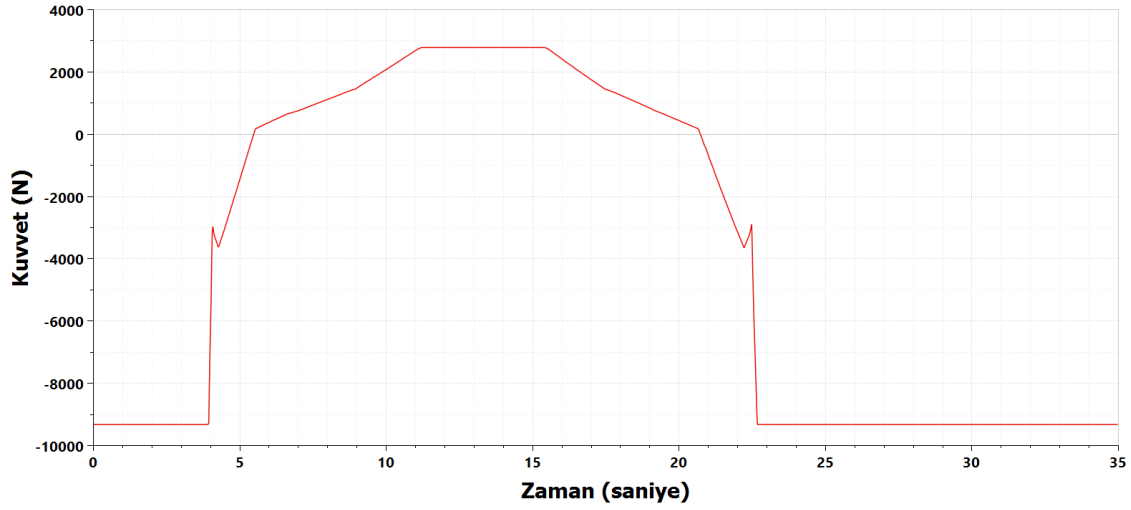


Şekil 4.6. Elektrik motor devri (2. test)

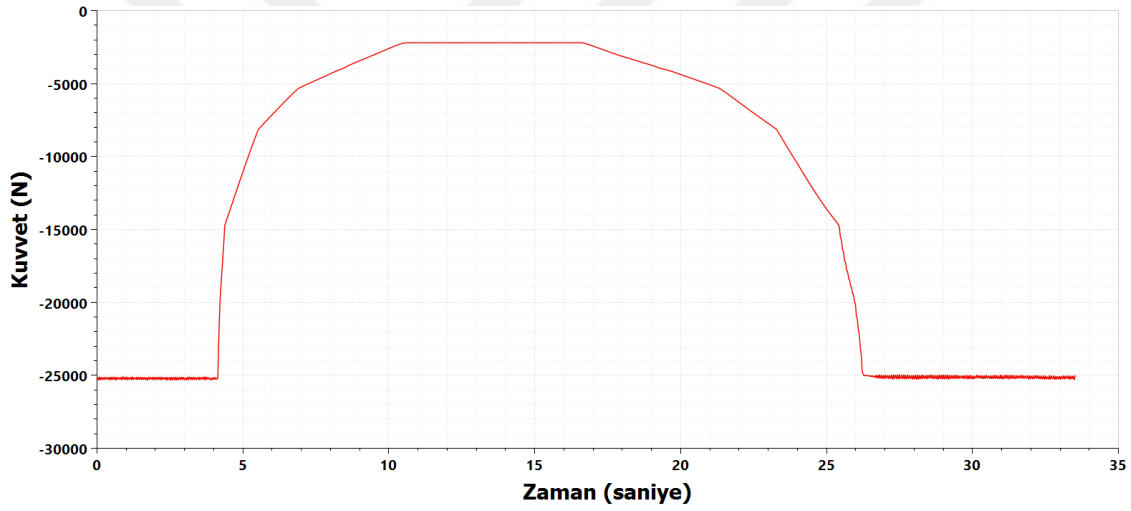
Şekil 4.4 ve Şekil 4.5'te görülen anlık motor devir düşüşlerinin, veri toplama sisteminin okuma hatasından kaynaklandığı düşünülmektedir. Kullanıcı 1'de bulunan eyleyicilere ilk testte 3 G, ikinci testte ise 1,5 G koşulunda uygulanan kuvvetler aşağıdaki şekillerde gösterilmiştir.



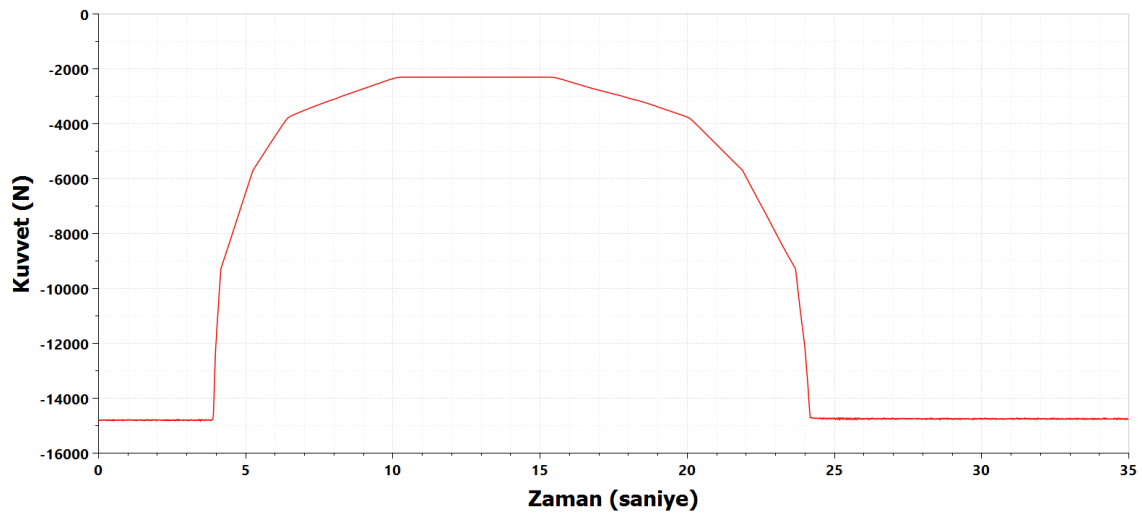
Şekil 4.7. Kullanıcı 1 alt sistemi – 1. eyleyiciye uygulanan kuvvet (1. test)



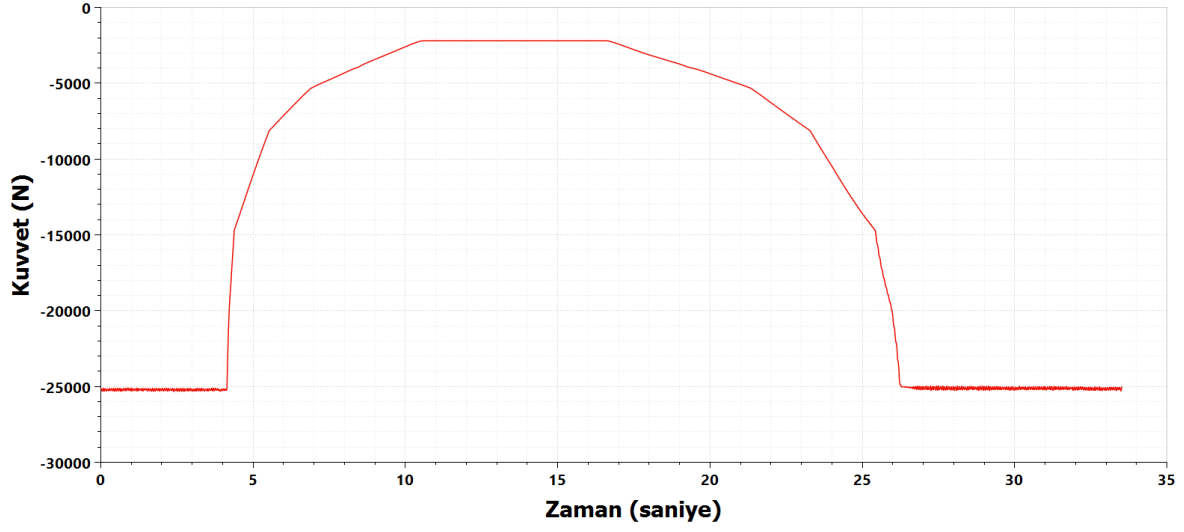
Şekil 4.8. Kullanıcı 1 alt sistemi – 1. eyleyiciye uygulanan kuvvet (2. test)



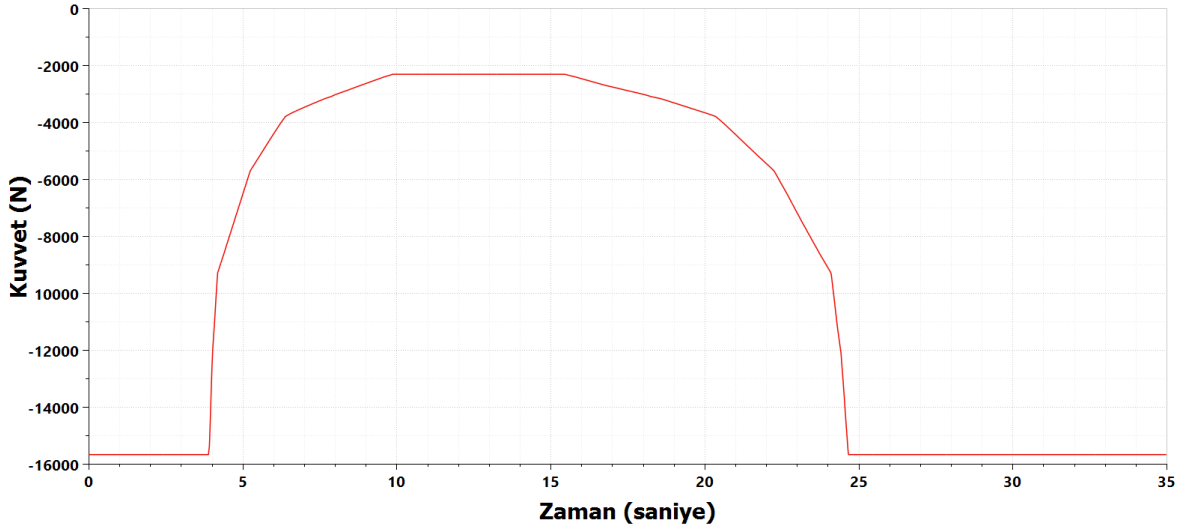
Şekil 4.9. Kullanıcı 1 alt sistemi – 2. eyleyiciye uygulanan kuvvet (1. test)



Şekil 4.10. Kullanıcı 1 alt sistemi – 2. eyleyiciye uygulanan kuvvet (2. test)

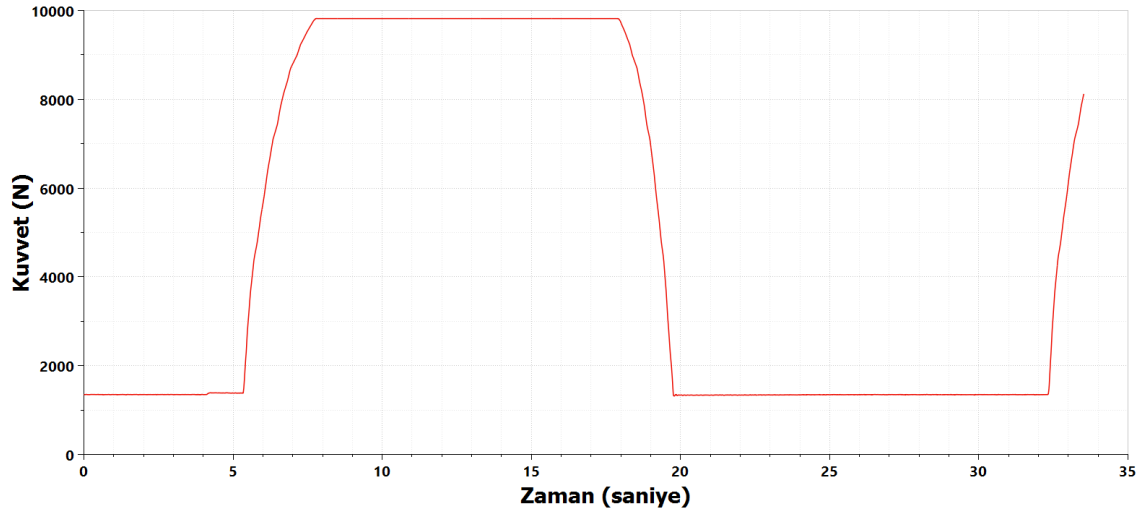


Şekil 4.11. Kullanıcı 1 alt sistemi – 3. eyleyiciye uygulanan kuvvet (1. test)

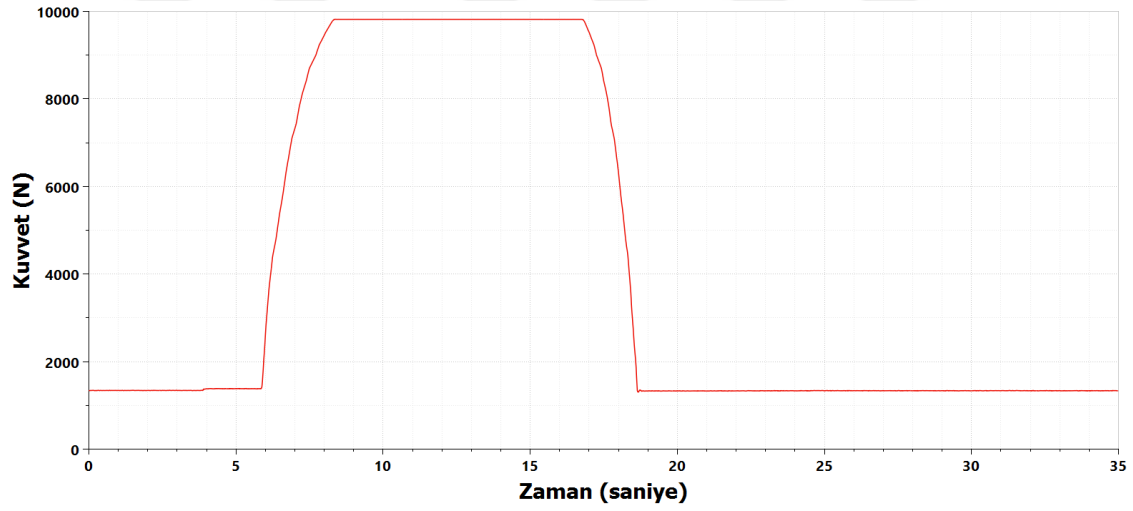


Şekil 4.12. Kullanıcı 1 alt sistemi – 3. eyleyiciye uygulanan kuvvet (2. test)

Kullanıcı 2 alt sisteminde bulunan eyleyiciye uygulanan kuvvetler Şekil 4.13 ve Şekil 4.14'te gösterilmiştir.

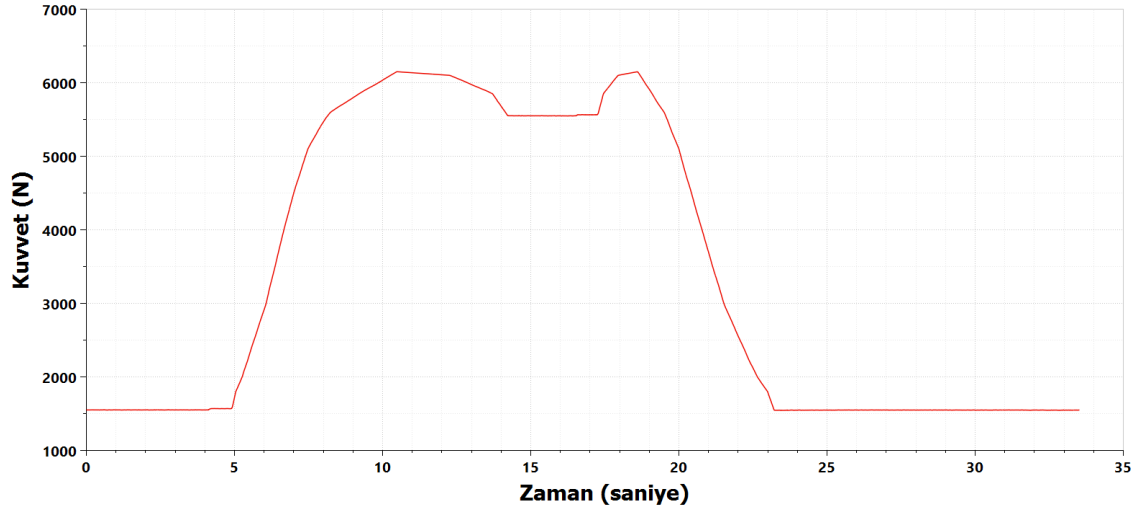


Şekil 4.13. Kullanıcı 2 alt sistemi eyleyicisine uygulanan kuvvet (1. test)

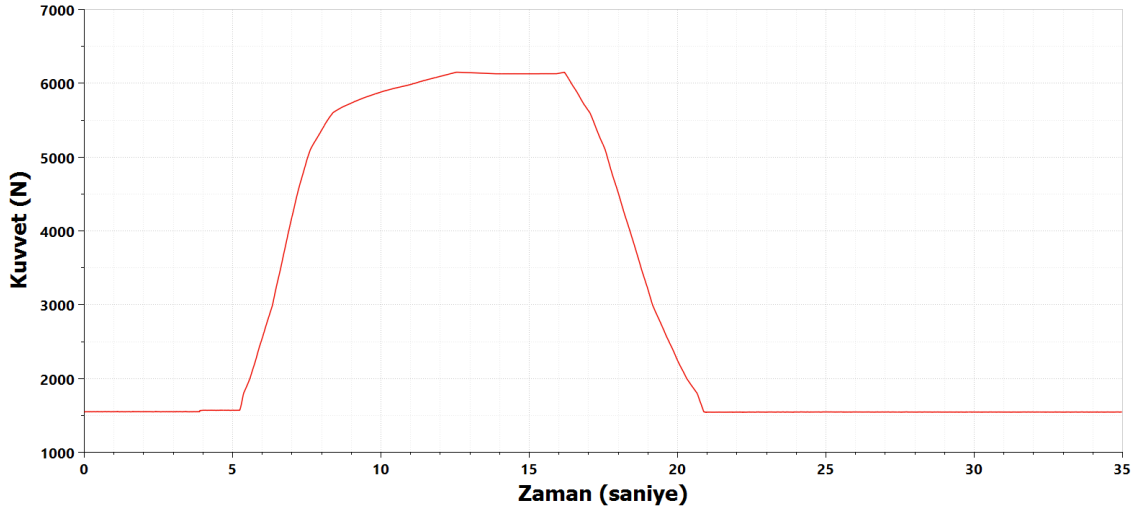


Şekil 4.14. Kullanıcı 2 alt sistemi eyleyicisine uygulanan kuvvet (2. test)

Kullanıcı 3 alt sisteminde bulunan eyleyiciye uygulanan kuvvetler Şekil 4.15 ve Şekil 4.16’da gösterilmiştir.



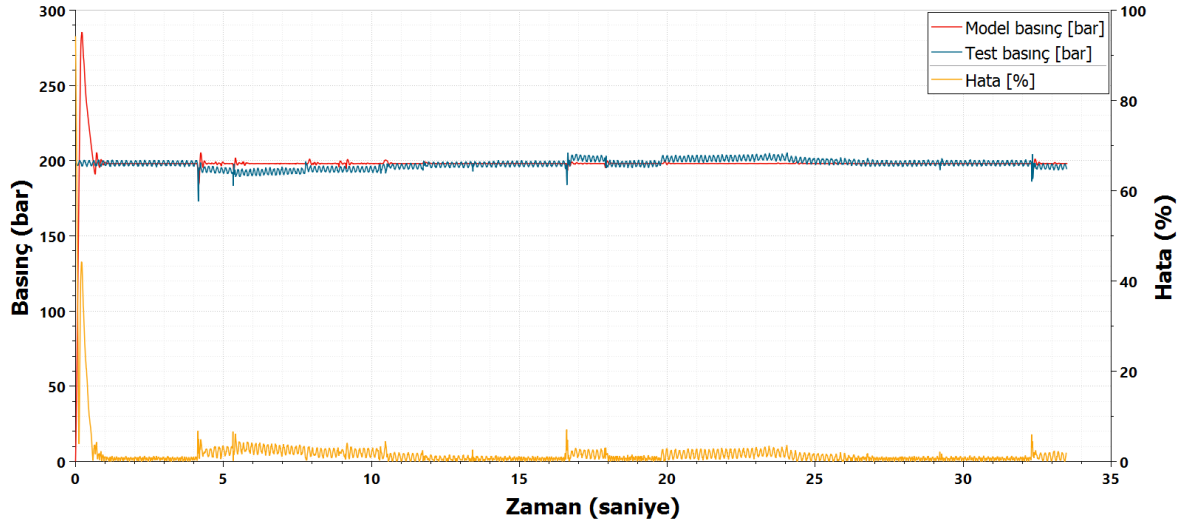
Şekil 4.15. Kullanıcı 3 alt sistemi eyleyicisine uygulanan kuvvet (1. test)



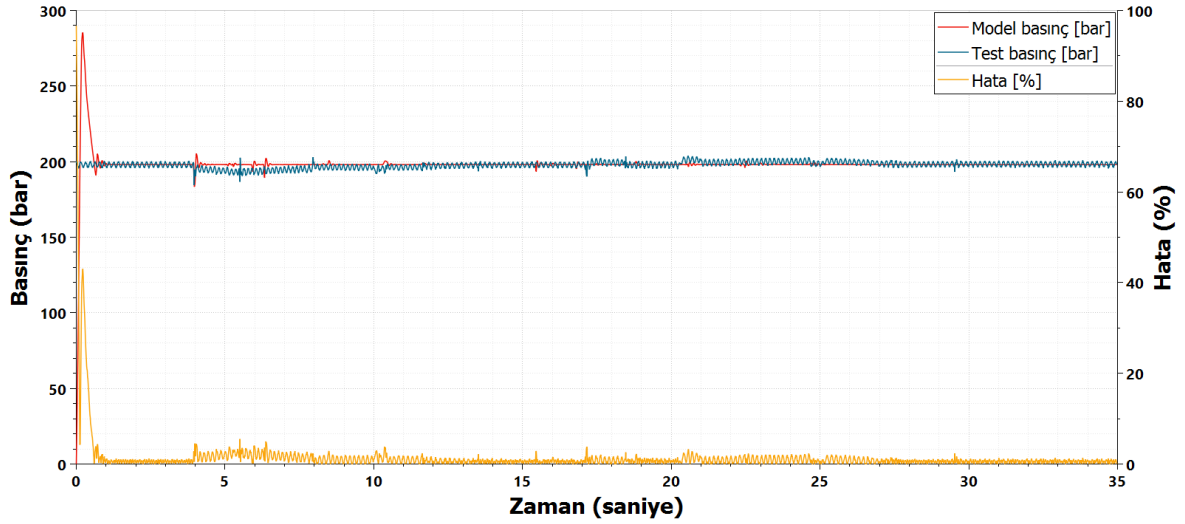
Şekil 4.16. Kullanıcı 3 alt sistemi eyleyicisine uygulanan kuvvet (2. test)

4.4. Sonuçların Karşılaştırılması

Bu kısımda test sonuçları ile simülasyon sonuçları karşılaştırılmıştır. Şekil 4.17 ve Şekil 4.18’de, modellenen hidrolik güç sistemi pompasının çıkış basıncı ile test edilen hidrolik güç sistemi pompasının çıkış basıncı karşılaştırılmıştır. Grafik üzerinde hata yüzdesi de gösterilmiştir. Hata yüzdesi pompa çıkış basıncına göre hesaplanmıştır.



Şekil 4.17. Pompa çıkış basınçları karşılaştırması (1. test)



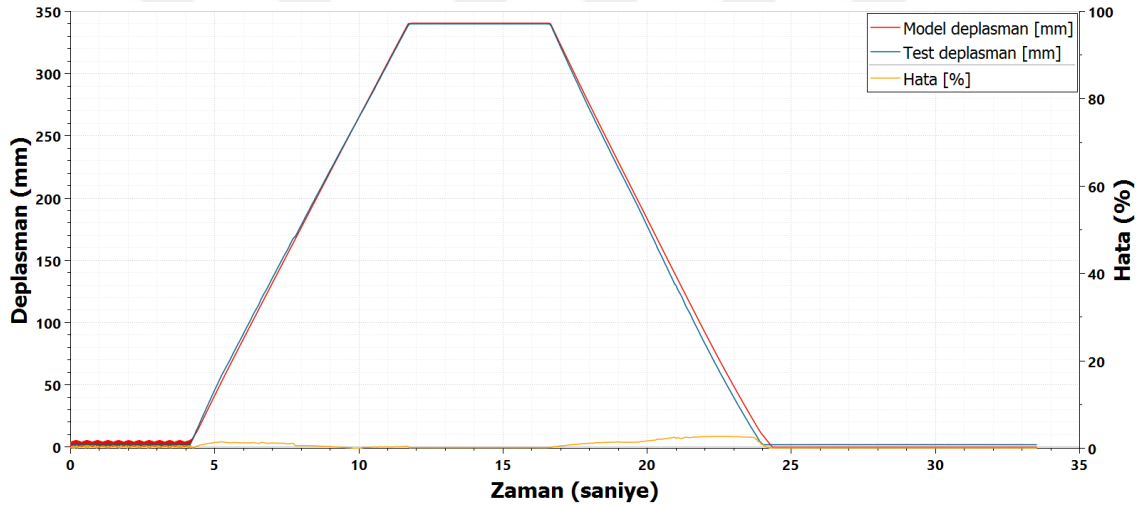
Şekil 4.18. Pompa çıkış basınçları karşılaştırması (2. test)

Grafikte mavi ile verilen değerler testin sonucunda elde edilen pompa çıkış basıncını, kırmızı ile verilen değerler simülasyon sonucunda elde edilen pompa çıkış basıncını, sarı ile verilen değerler ise hata yüzdesini göstermektedir.

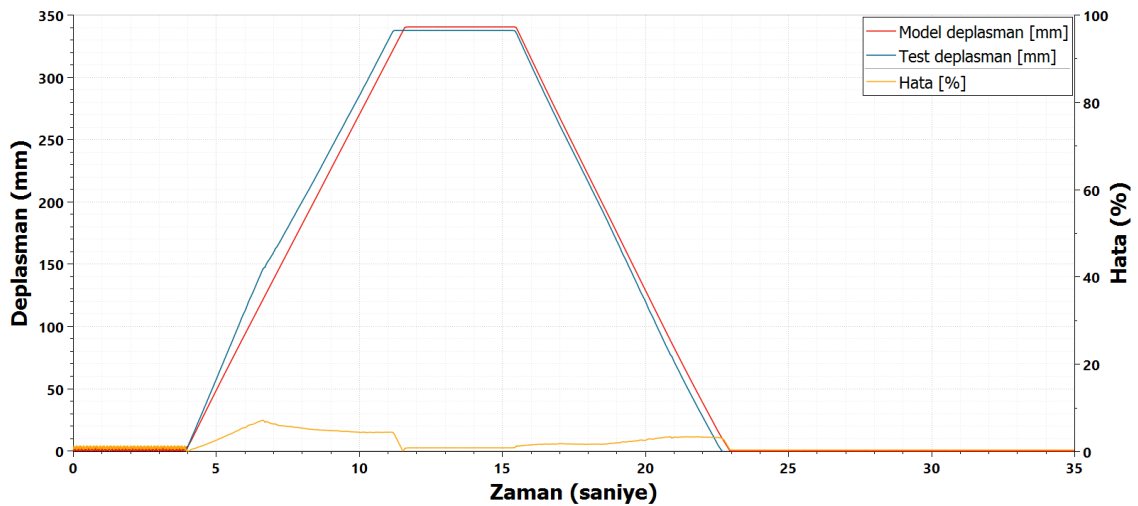
İki testte de pompanın çalışmaya başladığı ilk 0,5 saniyeden sonra pompa çıkış basınç hatasının ortalama %1-%2 aralığında olduğu görülmektedir. Test verileri kaydedilmeye başlanmadan önce test düzeneği çalıştırıldığı için, başlangıçtaki verilerde farklılık görülmüştür. Pompa dönüş hızı Şekil 4.5 ve Şekil 4.6'da gösterildiği gibi maksimum seviyede başladığı için başlangıç anında çıkış basıncı yükselmekte; ancak kısa bir süre sonra dengelenmektedir. Pompa basıncı dengelendikten sonra görülen en yüksek hata ilk

test için %7, ikinci test için %5'tir. Grafikler incelendiğinde, basınç dalgalanmalarının test ve model için aynı anda gerçekleştiği; ancak test sonuçlarındaki basınç düşüşünün daha uzun sürdüğü görülmektedir ve iki test için de hata artışı bu durumlarda gerçekleşmektedir.

Test düzeneği için modellenen eyleyici ve valflerin uygunluğunu gözlemlemek amacıyla eyleyici pozisyonlarının simülasyon ile elde edilen sonuçlarıyla test sonuçları karşılaştırılmıştır. Buradaki amaç, test düzeneğinin doğru bir şekilde modellendiğini göstermektir. Kullanıcı 1 alt sistemi pozisyonları ve hata yüzdeleri, Şekil 4.19, Şekil 4.20, Şekil 4.21, Şekil 4.22, Şekil 4.23 ve Şekil 4.24'te verilmiştir. Hata yüzdeleri eyleyici strok değerlerine göre hesaplanmıştır.

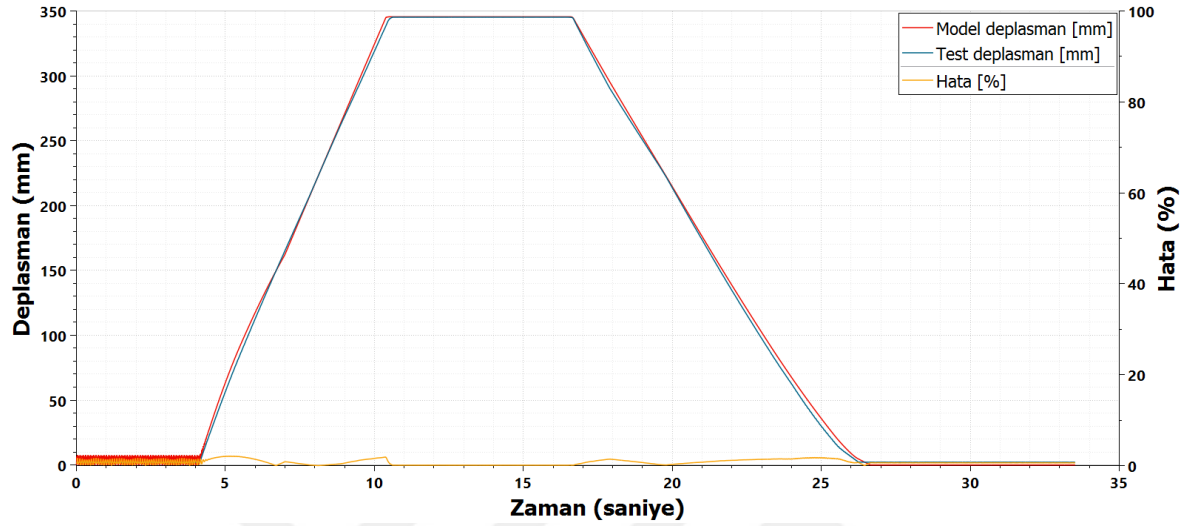


Şekil 4.19. Kullanıcı 1 alt sistemi – 1. eyleyici deplasmanı karşılaştırması (1. test)

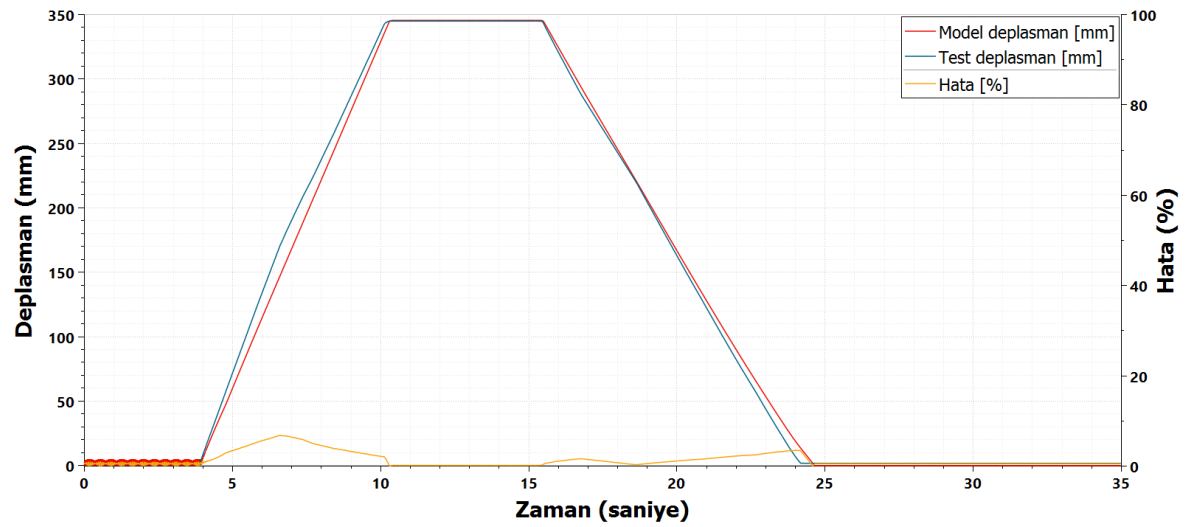


Şekil 4.20. Kullanıcı 1 alt sistemi – 1. eyleyici deplasmanı karşılaştırması (2. test)

Yapılan birinci testte eyleyici hata grafiği incelendiğinde, en yüksek hata %2,7 olarak görülmektedir. Ortalama hata %1'in altındadır. İkinci test için ise en yüksek hata %7, ortalama hata ise %1-%2 aralığındadır.

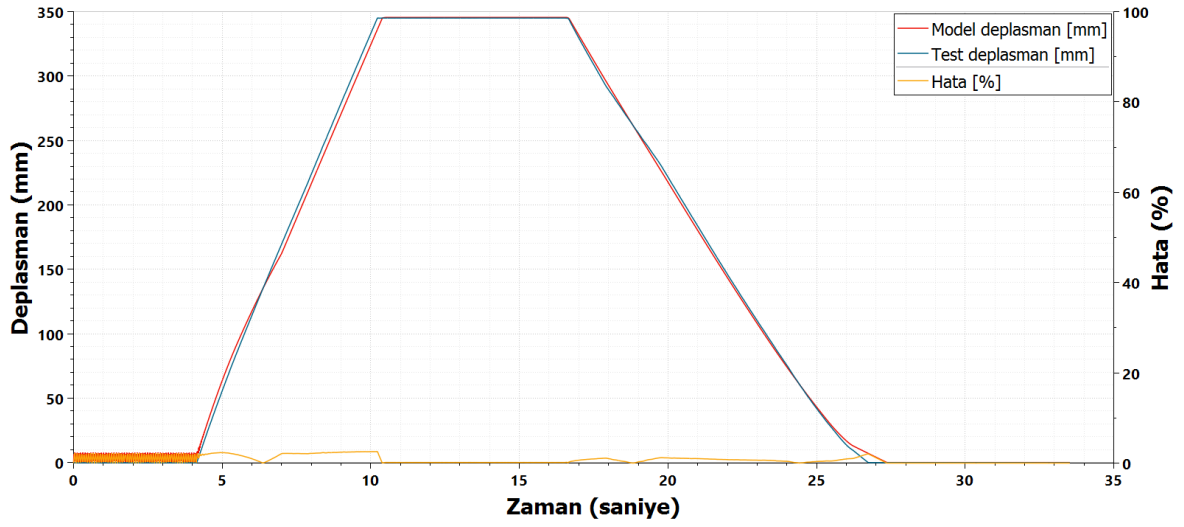


Şekil 4.21. Kullanıcı 1 alt sistemi – 2. eyleyici deplasmanı karşılaştırması (1. test)

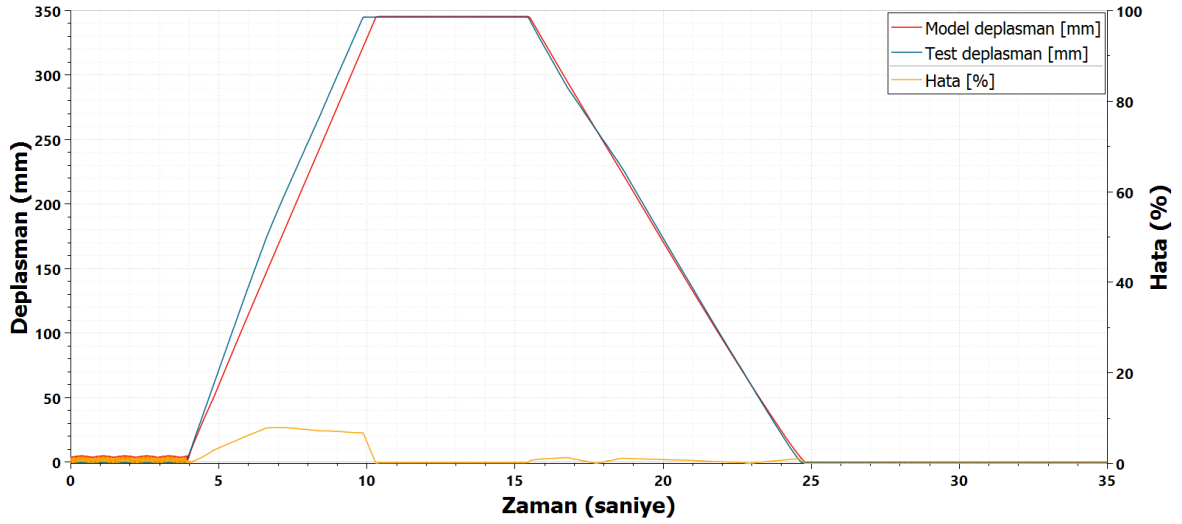


Şekil 4.22. Kullanıcı 1 alt sistemi – 2. eyleyici deplasmanı karşılaştırması (2. test)

Birinci test için eyleyici deplasman hata grafiği incelendiğinde, en yüksek hata %2 olarak görülmektedir. Ortalama hata %1'in altındadır. İkinci test için ise en yüksek hata %7, ortalama hata ise %1 ile %2 arasındadır.



Şekil 4.23. Kullanıcı 1 alt sistemi – 3. eyleyici deplasmanı karşılaştırması (1. test)

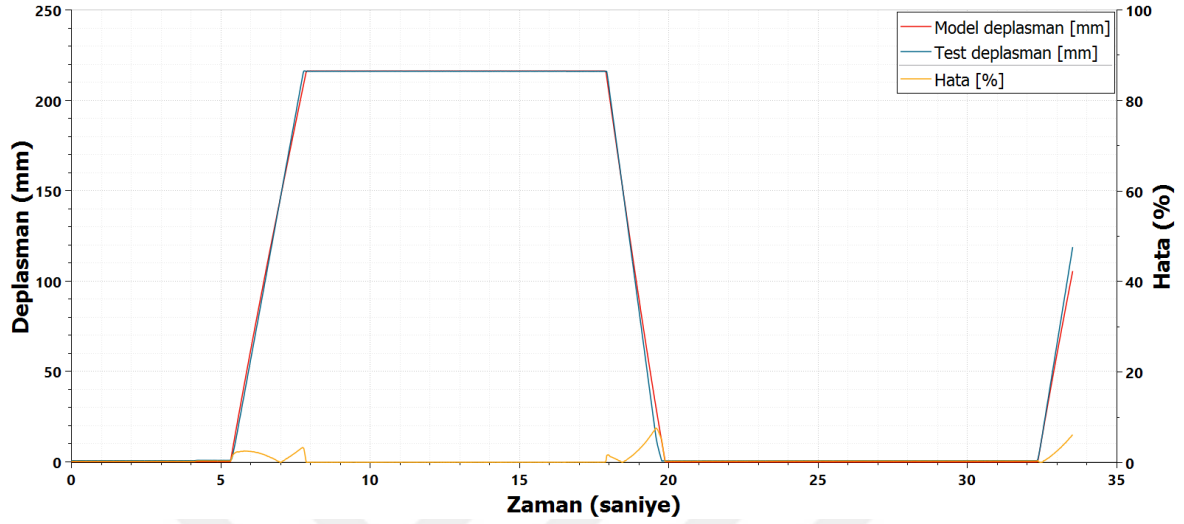


Şekil 4.24. Kullanıcı 1 alt sistemi – 3. eyleyici deplasmanı karşılaştırması (2. test)

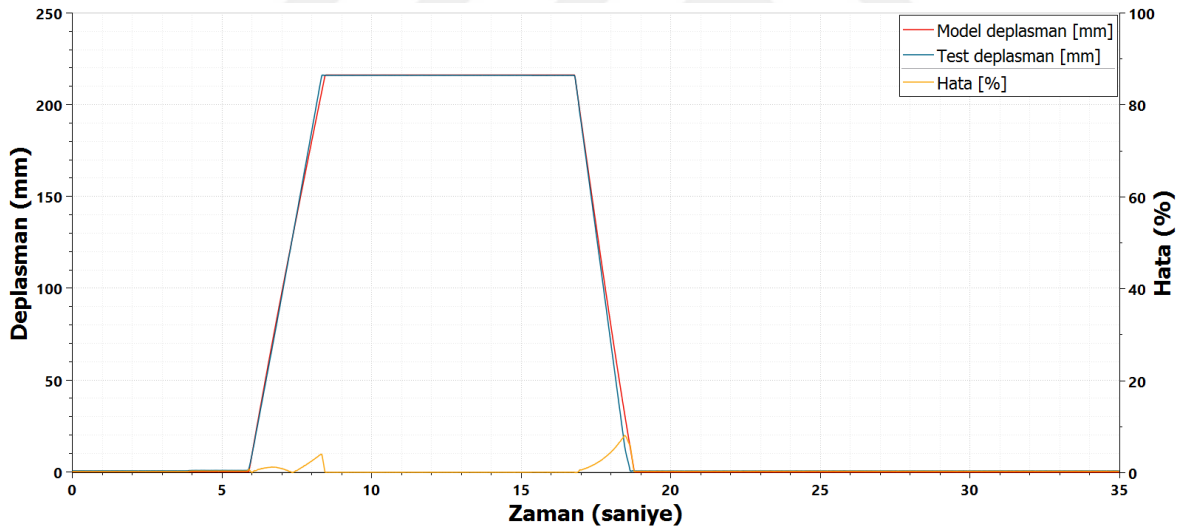
Birinci test için eyleyici deplasmanı hata grafiği incelendiğinde, en yüksek hata %2,5 olarak görülmektedir. Ortalama hata %1'in altındadır. İkinci test için ise en yüksek hata %8, ortalama hata ise %1 ile %2 arasındadır.

Aynı yük koşullarında çalışan Kullanıcı 1 alt sistemi hata yüzdelерinde paralellik gözlenmektedir. Farklı yük koşullarında hata yüzdelерinin değişme nedeninin eyleyici yön kontrol valf debi – basınç düşüşü değeri nin gerçek koşulları tam anlamıyla yansıtamaması olduğu düşünülmektedir.

Kullanıcı 2 alt sistemi eyleyicisi için elde edilen deplasman grafikleri Şekil 4.25 ve Şekil 4.26'da verilmiştir.



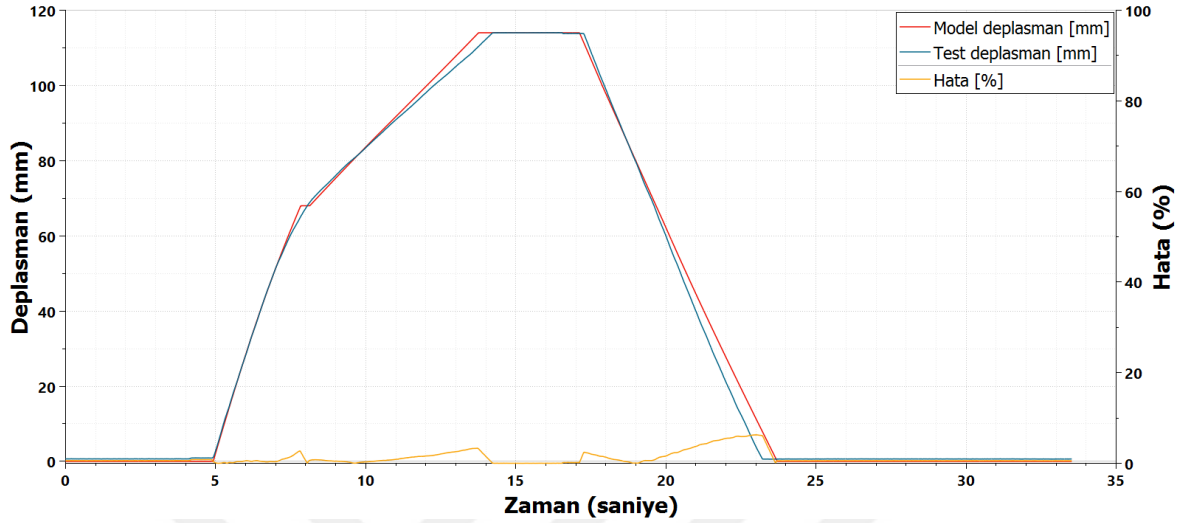
Şekil 4.25. Kullanıcı 2 alt sistemi eyleyici deplasmanı karşılaştırması (1. test)



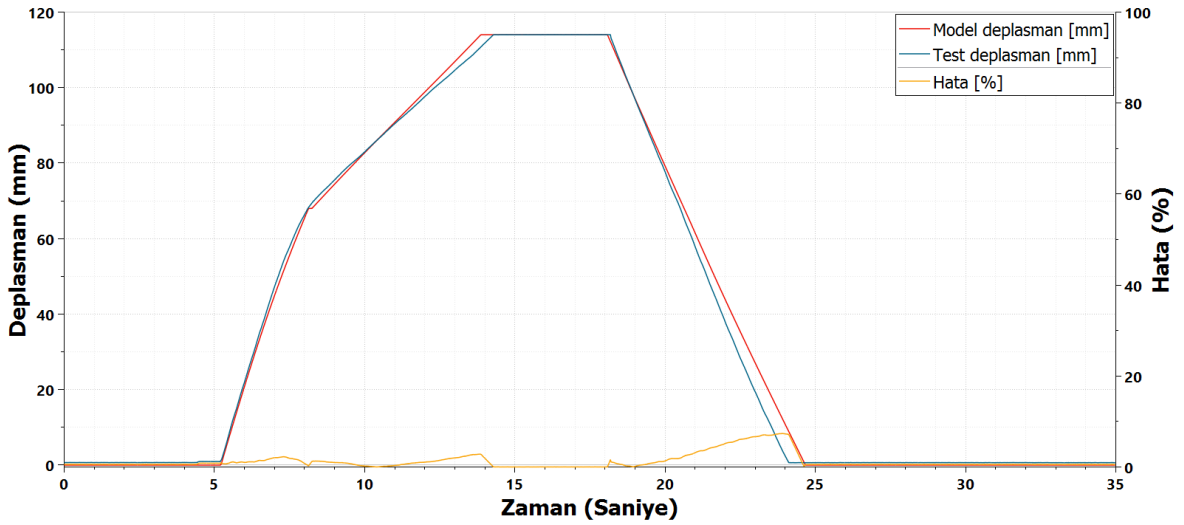
Şekil 4.26. Kullanıcı 2 alt sistemi eyleyici deplasmanı karşılaştırması (2. test)

Eyleyicinin ilk test için hata grafiği incelendiğinde, en yüksek hata %7,5 olarak görülmektedir. Ortalama hata %1'in altındadır. İkinci test için ise en yüksek hata %8, ortalama hata %1'in altındadır. Aynı yük koşullarında çalıştırılan eyleyicinin hata yüzdeleri beklendiği gibi paralel çıkmıştır ve eyleyicinin kapanması sırasında gerçekleşen sapma dışında test ile simülasyon değerleri örtüşmektedir.

Kullanıcı 3 alt sistemi eyleyicisi için elde edilen deplasman grafikleri Şekil 4.27 ve Şekil 4.28’de gösterilmiştir.



Şekil 4.27. Kullanıcı 3 alt sistemi eyleyici deplasmanı karşılaştırması (1. test)



Şekil 4.28. Kullanıcı 3 alt sistemi eyleyici deplasmanı karşılaştırması (2. test)

Kullanıcı 3 alt sistemi eyleyicisinin ilk test için hata grafiği incelendiğinde, en yüksek hata %6 olarak görülmektedir. Ortalama hata %1'in altındadır. İkinci test için ise en yüksek hata %7, ortalama hata %1 ile %2 arasındadır. Aynı yük koşullarında çalıştırılan eyleyicinin hata yüzdeleri beklendiği gibi paralel çıkmıştır. Grafiklerde 8. saniyede gerçekleşen kırılma, eyleyici iç yapısından kaynaklanmaktadır ve iki testte de bu andaki hata yüzdesi düşüktür. Eyleyicinin kapanması sırasında gerçekleşen sapma haricinde test ile simülasyon değerleri örtüşmektedir.

Oluşturulan sistem modeli ile test verilerinin karşılaştırılması sonucunda incelenen değerler, ilgili şekillerde görüldüğü gibi çok düşük hata yüzdeleriyle elde edilmiştir. İki test için de hata yüzdelerinin düşük olması, oluşturulan test düzeneği sistem ve ekipman modellerini doğrulamıştır. Ayrıca Kısım 3.2.3'te oluşturulan basınç kompanzasyonlu pompa modelinin farklı parametrelerle kullanıldığı model ile test sonuçları arasında Şekil 4.17 ve Şekil 4.18'de görüldüğü gibi tutarlılık gözlenmiştir. Bu sayede pompa modeli doğrulanmıştır. Sistem modeli ile test verileri arasında çıkan farkların sebebi, test ortamında kullanılan ekipmanların model ortamındaki kadar ideal koşullarda çalışamamasıdır. Testte kullanılan ekipmanların test düzeneğindeki davranışları ve kayıpları, ekipman montajı, test ortamının çevresel koşulları ve simülasyon ortamında göz ardı edilen hidrolik yağ özelliklerinin sıcaklığa bağlı değişimi gibi etkenler test sonuçları ile farklılıkların oluşmasına neden olmuştur.



5. POMPALARIN GÜÇ TÜKETİMLERİNİN KARŞILAŞTIRILMASI

Bu kısımda, çalışma boyunca oluşturulan hidrolik güç sistem modeli kullanılarak basınç kompanzasyonlu pompa, çift basınçlı pompa, tork kontrollü pompa ve akıllı pompa modellerinin güç tüketimleri, uçuş profiline göre karşılaştırılmıştır. Belirlenen pompa parametreleri Ek-1'de verilmiştir. Kısım 5.1'den 5.4'e kadar farklı pompalarla yapılan simülasyonların sonuçları verilmiştir. Kısım 5.5'te ise sonuçlar karşılaştırılmış ve değerlendirilmiştir.

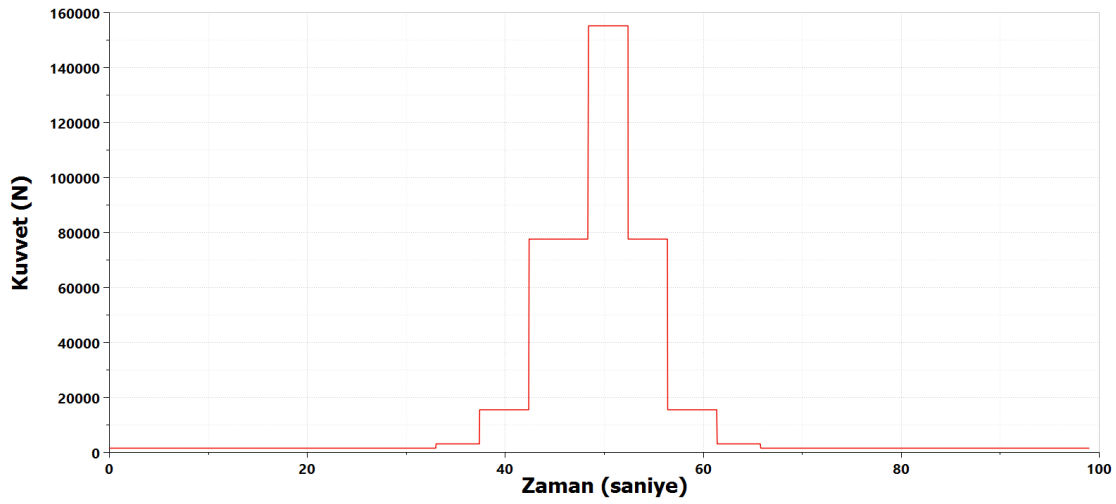
Bir uçağın uçuş profiline göre yüklerinin ve eyleyici hareketlerinin belirlenmesi, detaylı çalışmalar gerektiren uzun bir süreçtir. Aerodinamik yükler; analiz veya rüzgâr tüneli testleri sonuçlarında belirlenmektedir. Eyleyici hareketleri ise aerodinamik yüklere göre uçağın dengede tutulabilmesi ve gerekli manevraları yapabilmesi için uçak simülatörü aracılığıyla elde edilmektedir. Uçak gereksinimlerine bağlı olarak her uçak için farklı olan bu değerlerin açık kaynaklardan elde edilmesi mümkün değildir.

Bu çalışmada, uçuş profilini elde edebilmek için SAE ARP 1281C standardı tarafından belirlenen istatistiksel veriler kullanılmıştır. Veriler, eyleyicinin ömründe karşılaşılabileceği çalışma hızı, deplasman ve yük değerlerini kapsamaktadır. Çizelge 5.1, bir muharip uçak eyleyicisinin ömür döngüsü boyunca karşılaşılabileceği bu değerleri içermektedir. Eyleyici çalışma koşulları, bu değerlerden elde edilmiştir.

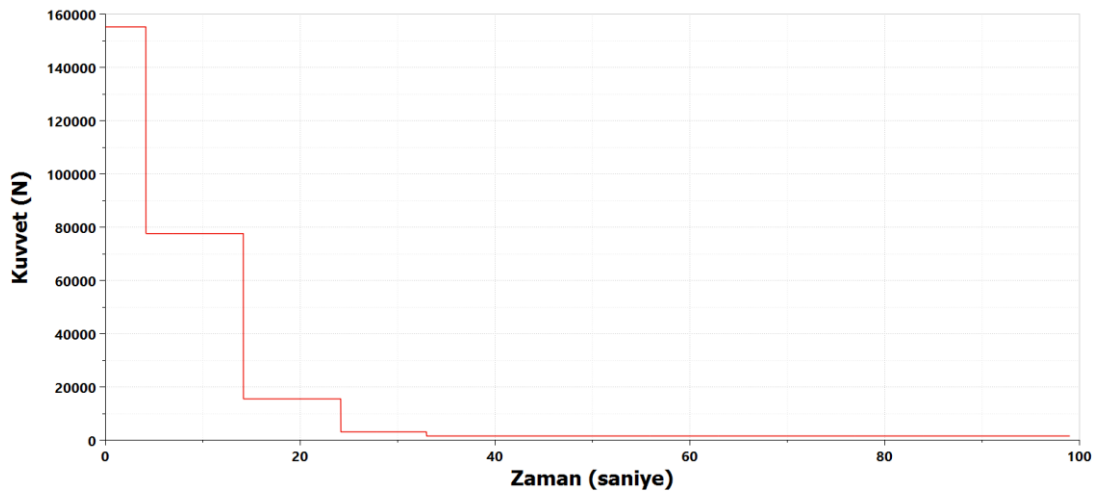
Çizelge 5.1. Ömür döngüsü içerisinde bir eyleyicinin çalışma koşulları [48]

	Çevrim Sayısı	Deplasman Girdisi Frekansı (Hz)	Strok (%)	Yük (%)
1	16 500 000	5	1	1
2	2 200 000	5	2	2
3	1 000 000	2	10	10
4	250 000	0.5	50	50
5	50 000	0.25	100	100
Toplam	20 000 000			

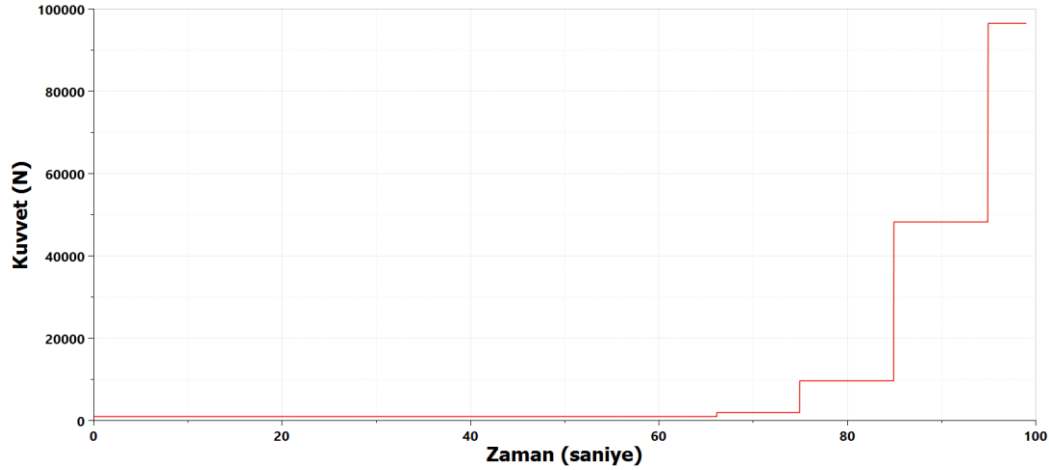
Modern muharip uçakların çoğu tarafından kullanılan Fly-By-Wire sisteminde, hidrolik güç sisteminin anlık yükü yalnızca pilot komutu ve manevra ile belirlenemez; çünkü komut ile yüzey hareketi arasında doğrudan bir bağlantı yoktur. Uçuş kontrol yüzeyleri doğrudan uçağın mevcut uçuş durumundan, yükten ve çevresel koşullardan etkilenmektedir [31]. Uçuş kontrol yüzeylerine etki eden kuvvetlerin hangi yüzeye ne zaman etki edeceği bilinmediğinden, kuvvetler en kötü koşulu incelemek için farklı zamanlarda verilmiştir. Uçuş kontrol eyleyicilerine etki eden karşı kuvvetler, Çizelge 3.1’de bulunan eyleyici özelliklerine göre, Çizelge 5.1 kullanılarak oluşturulmuş; Şekil 5.1, Şekil 5.2 ve Şekil 5.3’te gösterilmiştir.



Şekil 5.1. Yatay kuyruk eyleyicilerine etki eden kuvvet



Şekil 5.2. Flaperon eyleyicilerine etki eden kuvvet

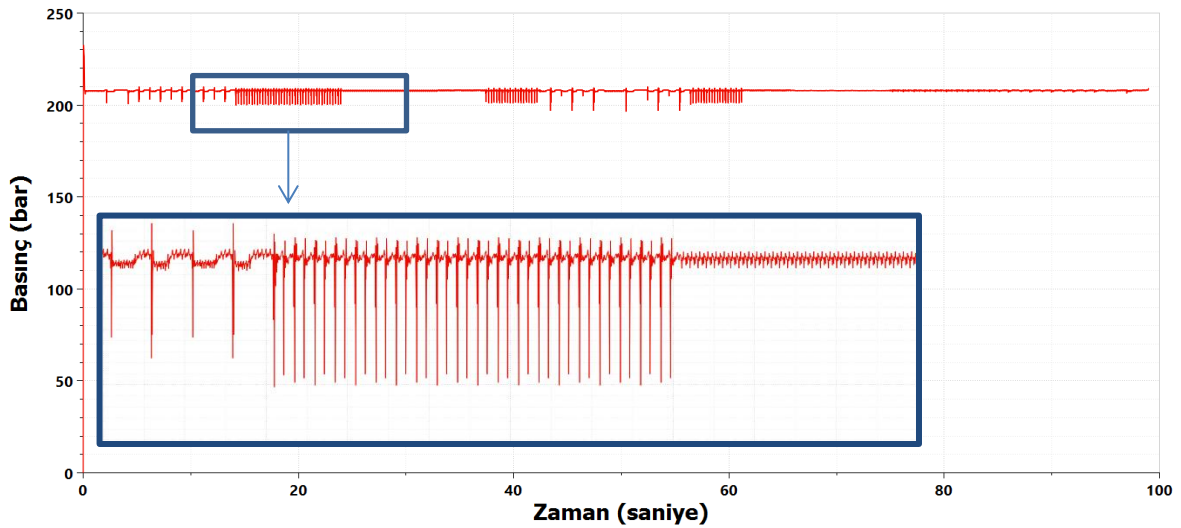


Şekil 5.3. İstikamet dümeni eyleyicisine etki eden kuvvet

Ayrıca Çizelge 3.1’de yer alan eyleyici strok değerlerine göre Çizelge 5.1 kullanılarak eyleyici deplasman girdisi oluşturulmuştur. Bu girdiler, sonraki kısımlarda pompa ile simülasyon başlıkları altında incelenecektir.

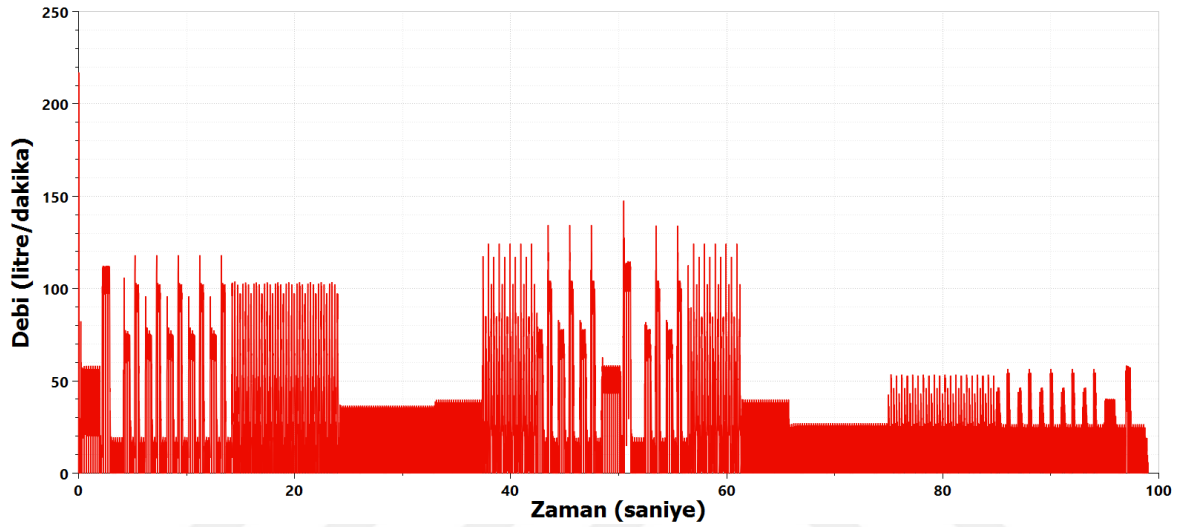
5.1. Basınç Kompanzasyonlu Pompa ile Simülasyon

Basınç kompanzasyonlu pompa ile simülasyon, Çizelge 5.1’deki değerler göz önüne alınarak gerçekleştirilmiştir. Basınç kompanzasyonlu pompa 207 bar’da çalıştırılmıştır. Eyleyiciler için belirlenen kuvvet ve pozisyon girdileri sonucunda pompa çıkışından okunan basınç değeri, Şekil 5.4’te gösterilmiştir.



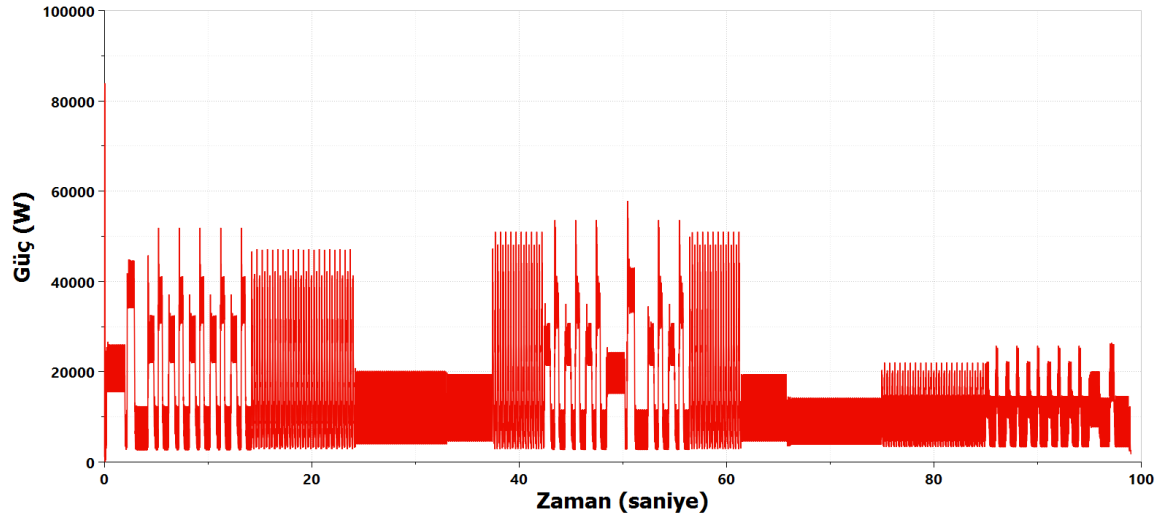
Şekil 5.4. Basınç kompanzasyonlu pompa çıkış basıncı

Şekil 5.4 incelendiğinde, pompanın çalışma zarfı boyunca düşük salınımla 207 bar seviyesinde pompa çıkış basıncını koruduğu görülmektedir. Ani debi artışlarında görülen basınç düşüşü, SAE AS 5440A tarafından belirlenen maksimum kabul edilebilir basınç düşüşü olan 10.3 bar değerinin altındadır. Şekil üzerinde anlık basınç düşüşlerinin ve basınç salınımlarının daha belirgin olması için sonuçların bir kısmı yakınlaştırılarak verilmiştir. Uçuş profiline göre oluşan debi grafiği Şekil 5.5'te gösterilmiştir.



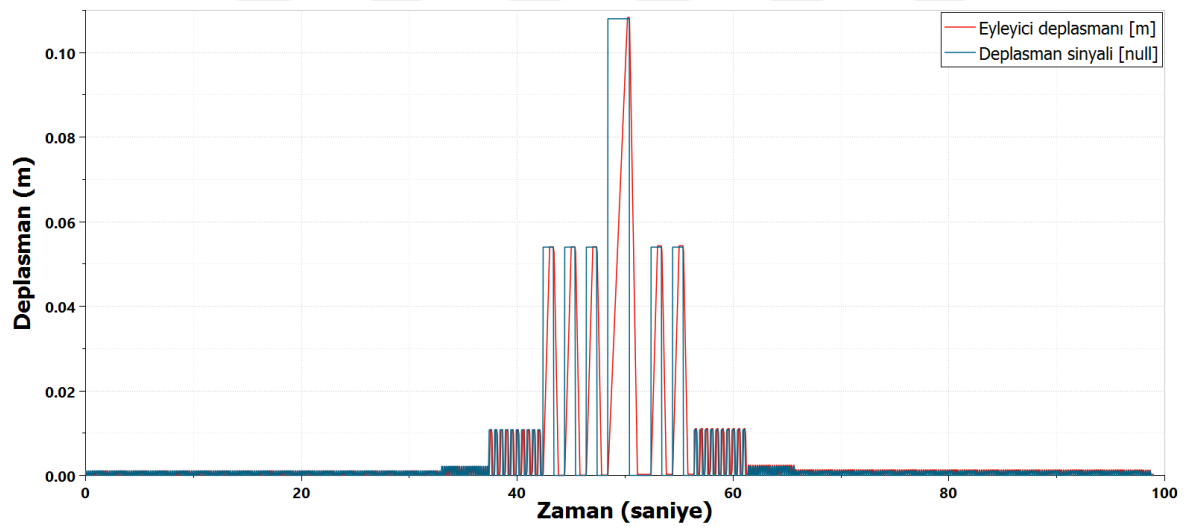
Şekil 5.5. Basınç kompanzasyonlu pompa debisi

Şekil 5.5'te uçuş profiline göre basınç kompanzasyonlu pompanın debi değişimi görülmektedir. Değerler incelendiğinde, eyleyici anlık debi ihtiyacının en yüksek olduğu noktada, pompa kapasitesinin %70'inin kullanıldığı görülmektedir. Bu durum, pompa ortak parametrelerinin belirlenmesi kısmında anlatılan pompa boyutlandırma varsayımında kabul edilen maksimum değerle örtüşmektedir. Basınç ve debi değerlerine bağlı olarak, pompa milinden ölçülen güç değeri, Şekil 5.6'da gösterilmiştir.

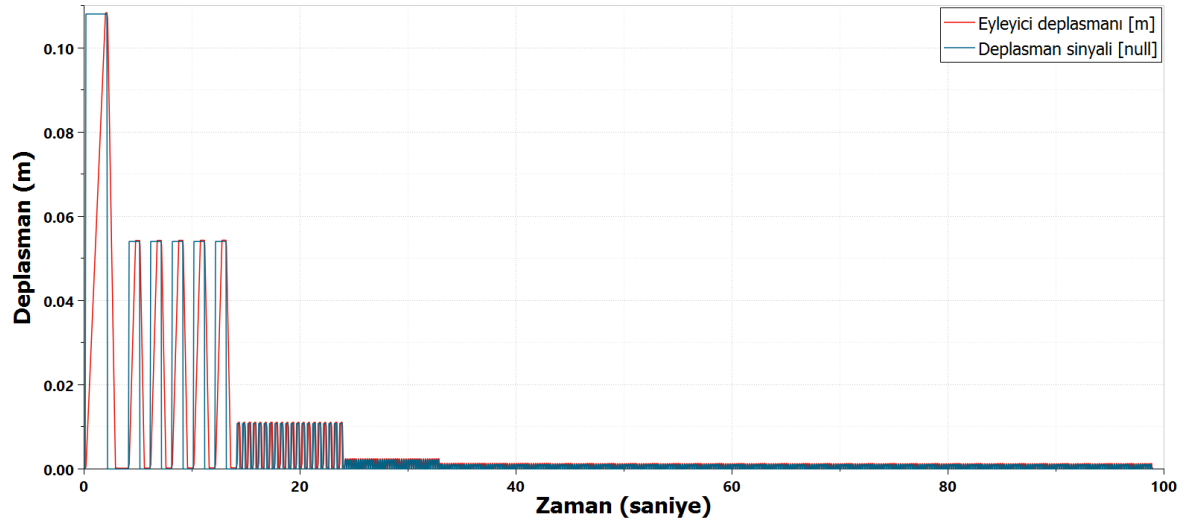


Şekil 5.6. Basınç kompanzasyonlu pompa güç tüketimi

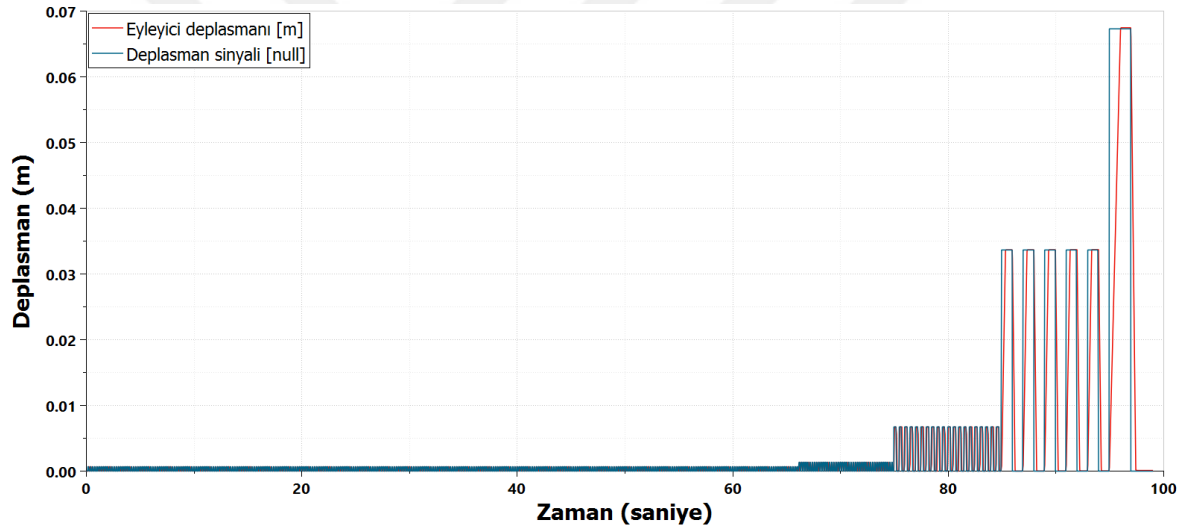
Şekil 5.6'da verilen güç grafiğine göre hesaplanan enerji tüketimi, Kısım 5.5'te tartışılacaktır. Eyleyici deplasman girdisi ile eyleyici hareketleri, Şekil 5.7, Şekil 5.8 ve Şekil 5.9'da karşılaştırılmıştır. Eyleyici deplasman girdisi kare dalga olarak verilmiştir.



Şekil 5.7. Yatay kuyruk deplasmanı

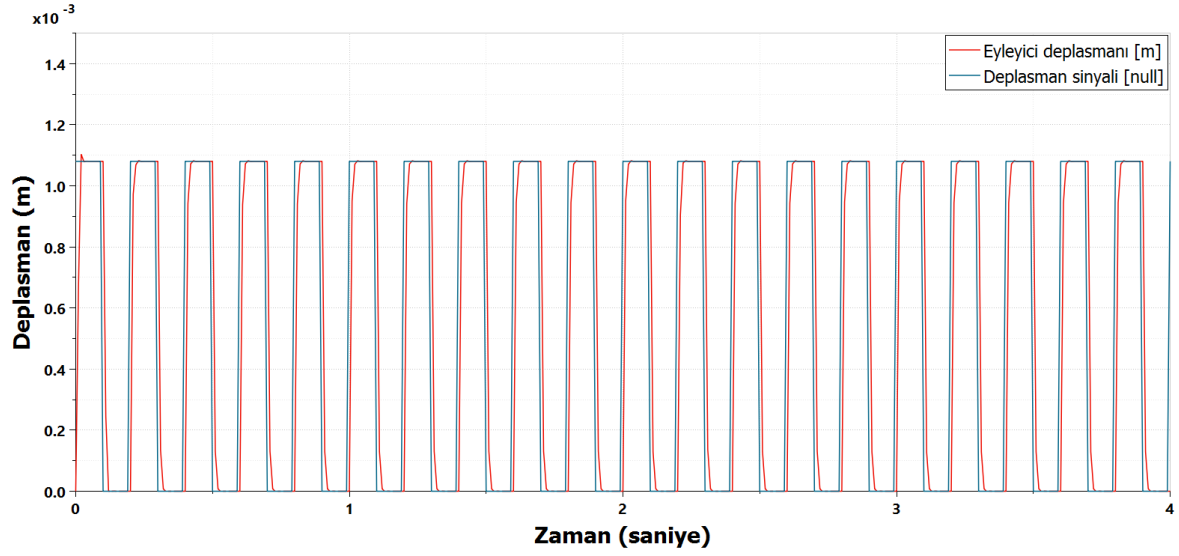


Şekil 5.8. Flaperon deplasmanı

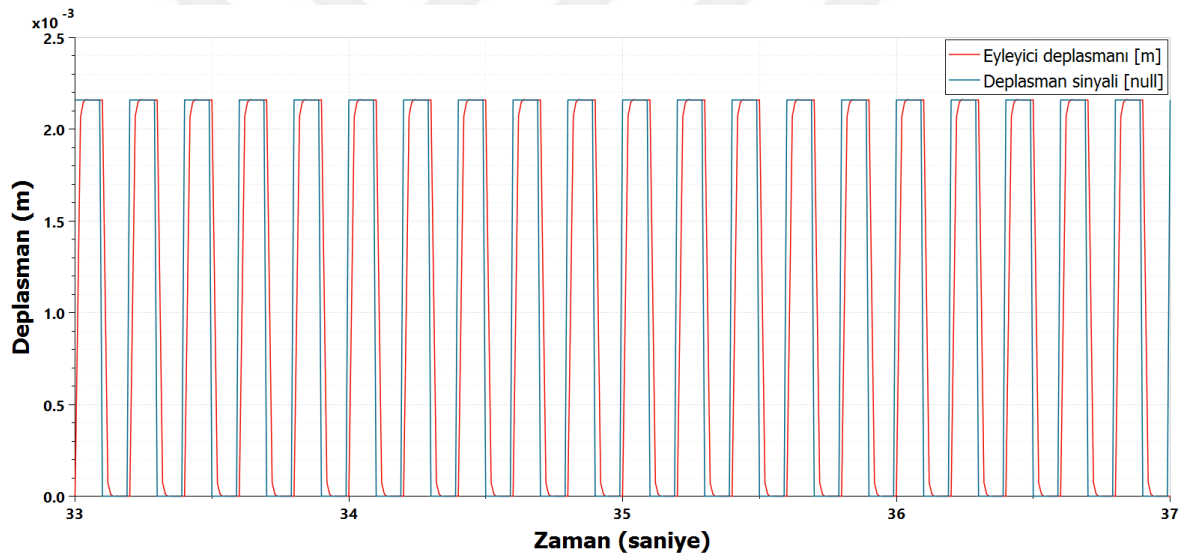


Şekil 5.9. İstikamet dümeni deplasmanı

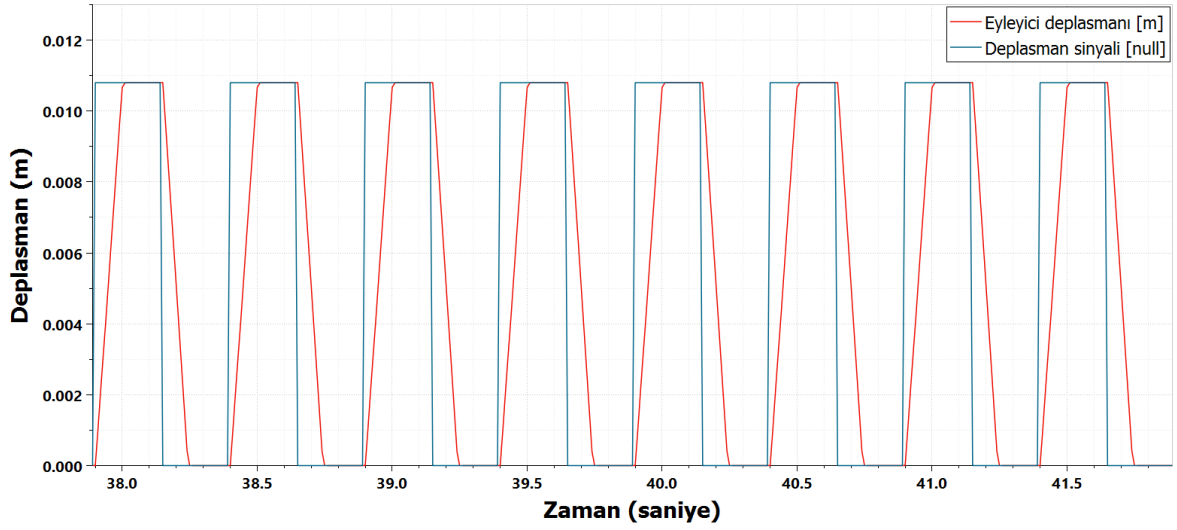
Eyleyici deplasman – zaman grafiklerinde 5 Hz ve 2 Hz için sonuçlar belirgin olmadığından, örnek olarak yatay kuyruk eyleyicisi için sonuçlar Şekil 5.10, Şekil 5.11 ve Şekil 5.12’de gösterilmiştir.



Şekil 5.10. %1 yük koşulunda yatay kuyruk eyleyici deplasmanı (5 Hz)



Şekil 5.11. %2 yük koşulunda yatay kuyruk eyleyici deplasmanı (5 Hz)

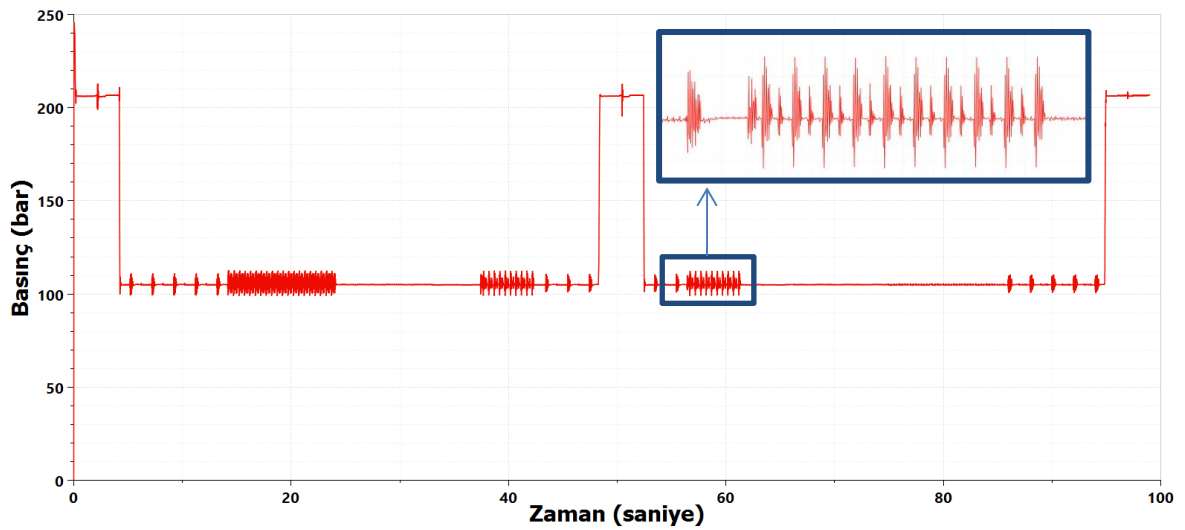


Şekil 5.12. %10 yük koşulunda yatay kuyruk eyleyici deplasmanı (2 Hz)

Eyleyici deplasman şekillerinde görülen değerler, farklı pompalarla yapılan simülasyon sonuçlarına göre Kısım 5.5'te kıyaslanacaktır.

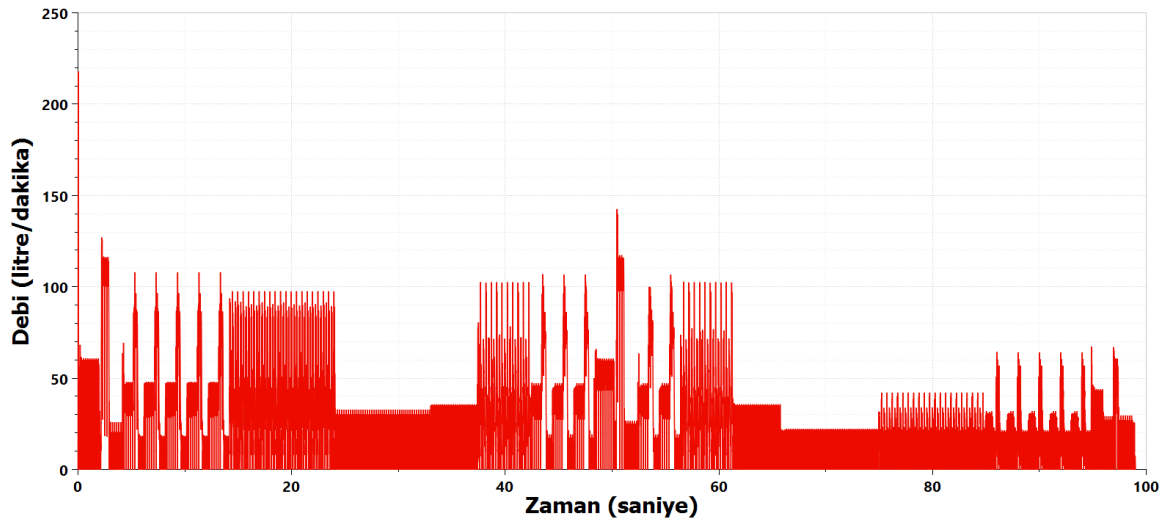
5.2. Çift Basıncılı Pompa ile Simülasyon

Çift basınçlı pompa ile simülasyon, Çizelge 5.1'deki değerlere göre gerçekleştirilmiştir. Pompa, eyleyici dış yükünün maksimum olduğu anlarda yüksek basınç seviyesi olan 207 bar'da, kalan sürede ise düşük basınç seviyesi olan 103,5 bar'da çalıştırılmıştır. Buna göre elde edilen pompa çıkış basınç grafiği, Şekil 5.13'te verilmiştir.



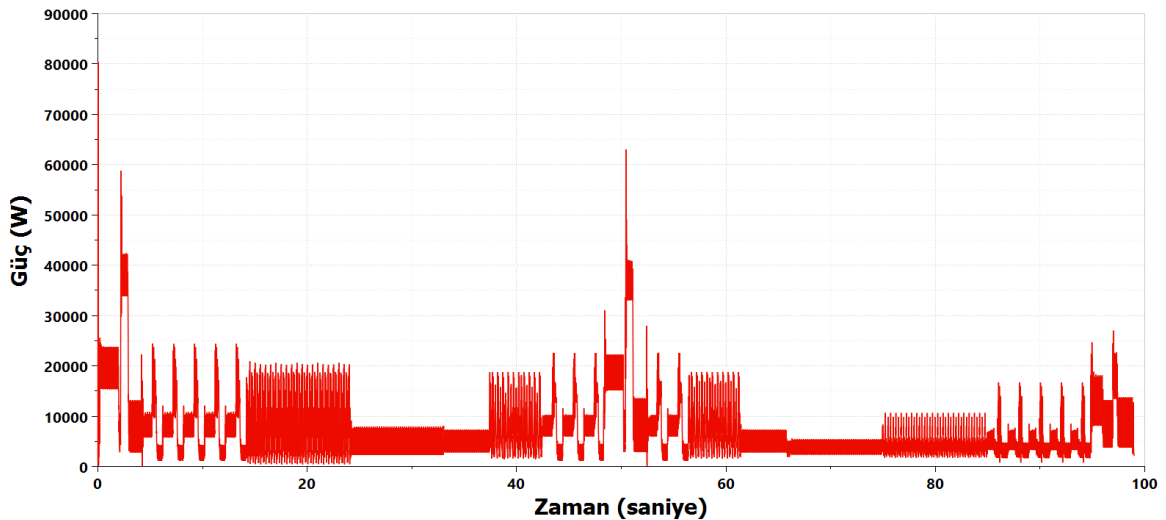
Şekil 5.13. Çift basınçlı pompa çıkış basıncı

Çift basınçlı pompa basınç grafiğinde, düşük basınçta da yüksek basınçta da genellikle sabit basıncın korunduğu görülmektedir. Yüksek basınç seviyesindeki basınç salınımı az gözükmeyle beraber, düşük basınçtaki salınım sıklığı daha yüksektir. Salınımın daha belirgin görülebilmesi için grafiğin bir bölümü yakınlaştırılarak sunulmuştur. Çift basınçlı pompa da, basınç kompanzasyonlu pompada olduğu gibi SAE AS 5440A standardı tarafından belirlenen basınç düşüşü değerini karşılamaktadır. Uçuş profiline göre oluşan debi grafiği Şekil 5.14'te gösterilmiştir.



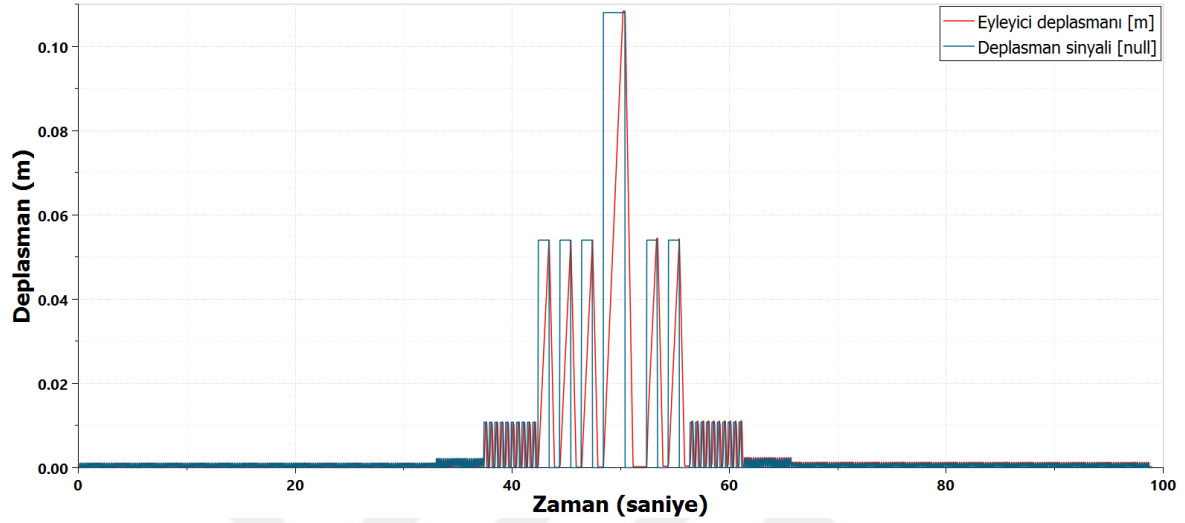
Şekil 5.14. Çift basınçlı pompa debisi

Çift basınçlı pompa basınç ve debi değerlerine göre oluşan güç tüketim grafiği Şekil 5.15'te verilmiştir.

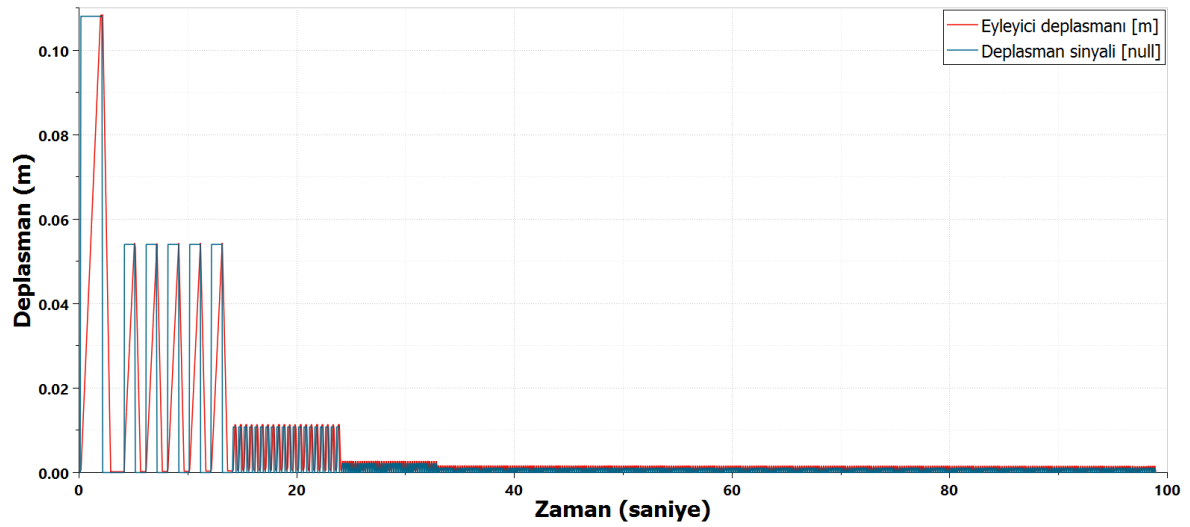


Şekil 5.15. Çift basınçlı pompa güç tüketimi

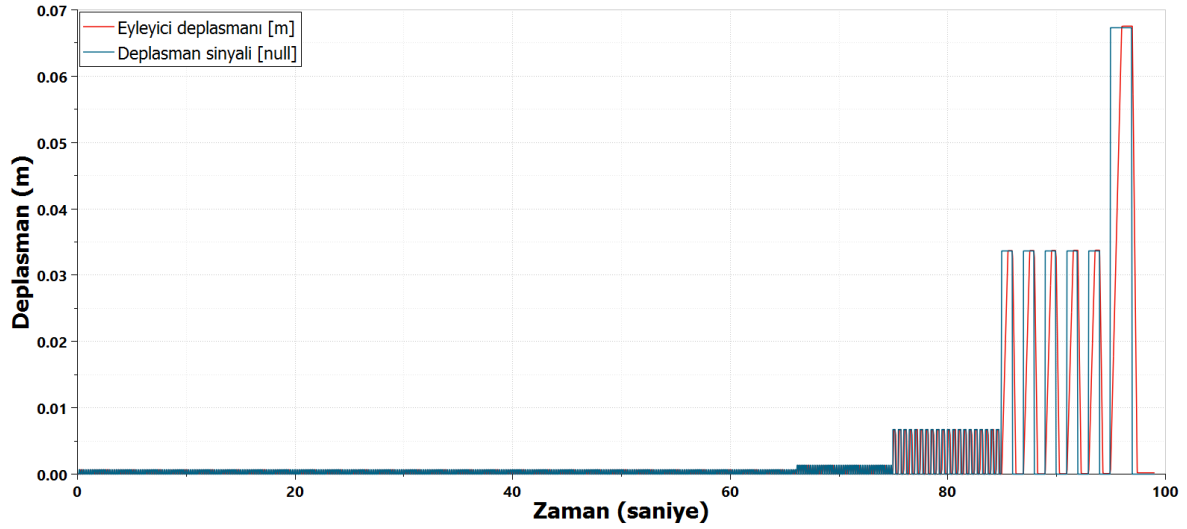
Güç grafiğine göre hesaplanan enerji tüketimi, Kısım 5.5'te tartışılacaktır. Eyleyici deplasman girdisi ile eyleyici hareketleri, Şekil 5.16, Şekil 5.17 ve Şekil 5.18'de karşılaştırılmıştır.



Şekil 5.16. Yatay kuyruk deplasmanı

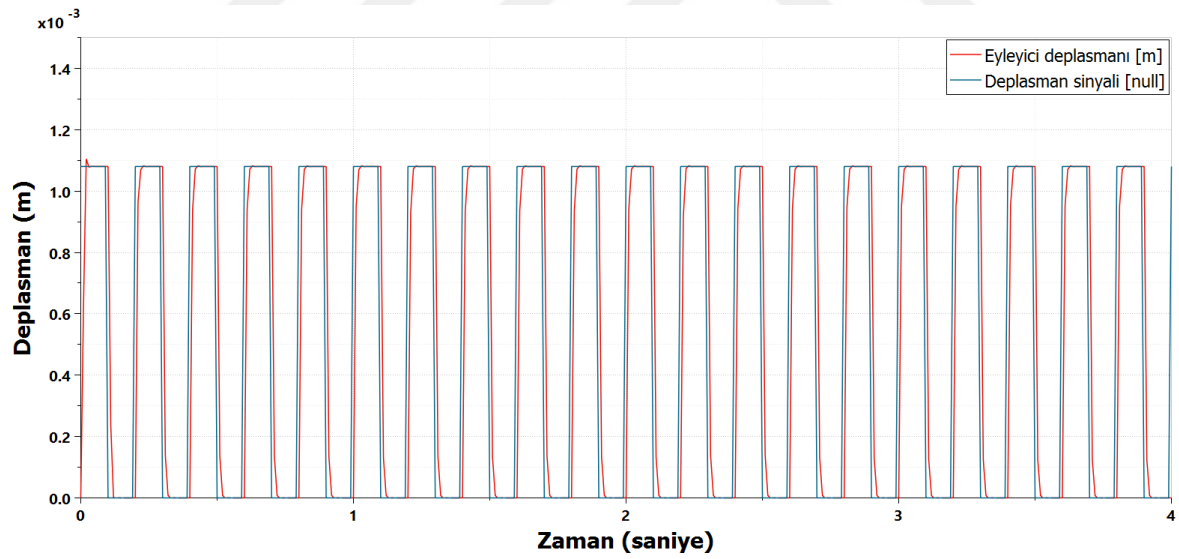


Şekil 5.17. Flaperon deplasmanı

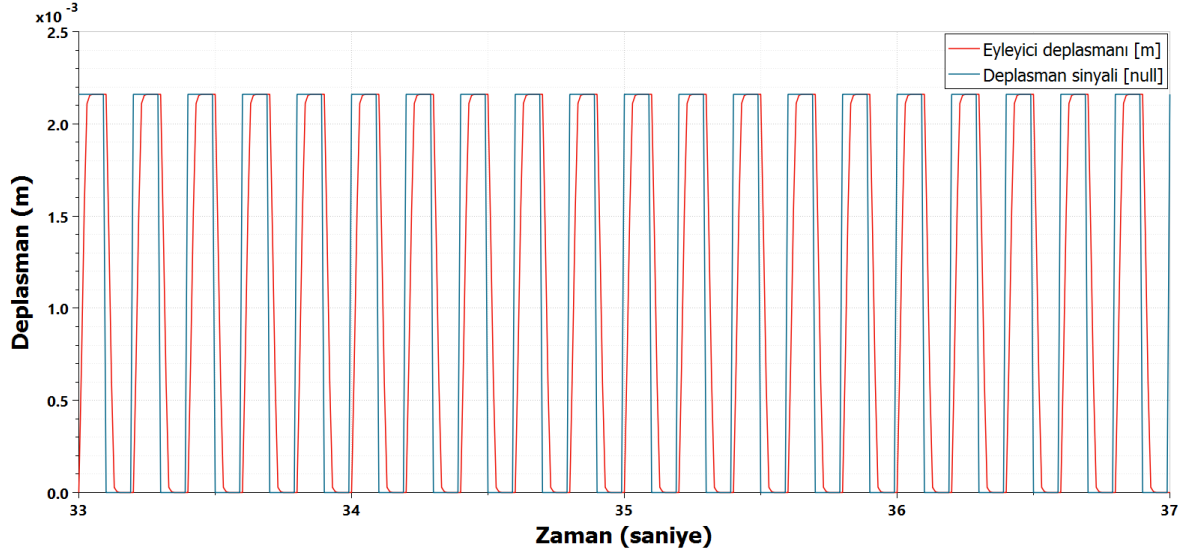


Şekil 5.18. İstikamet dümeni deplasmanı

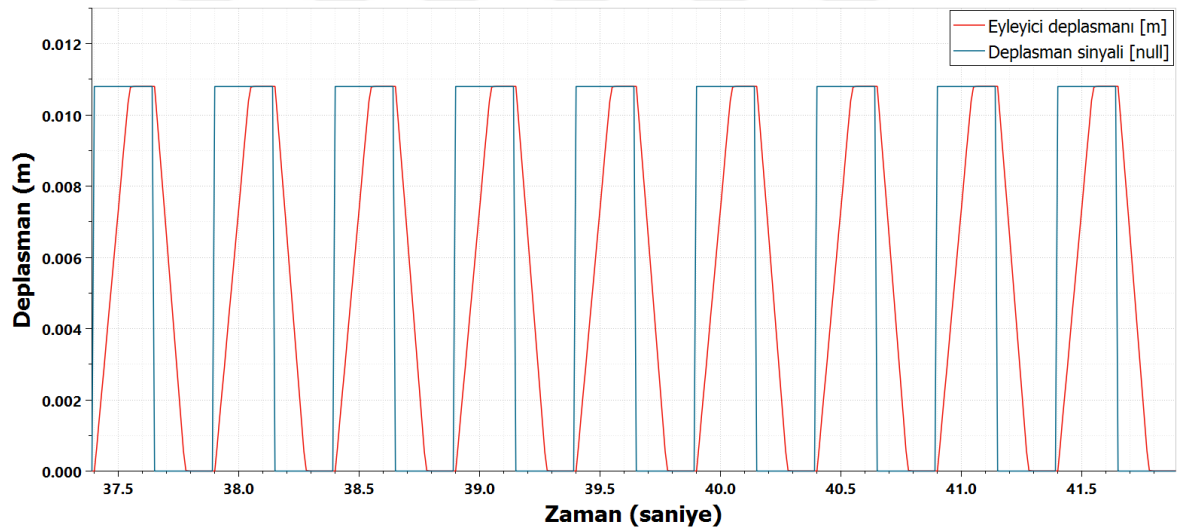
Eyleyici deplasman – zaman grafiklerinde 5 Hz ve 2 Hz için sonuçlar belirgin olmadığından, örnek olarak yatay kuyruk eyleyicisi için sonuçlar Şekil 5.19, Şekil 5.20 ve Şekil 5.21’de gösterilmiştir.



Şekil 5.19. %1 yük koşulunda yatay kuyruk eyleyici deplasmanı (5 Hz)



Şekil 5.20. %2 yük koşulunda yatay kuyruk eyleyici deplasmanı (5 Hz)



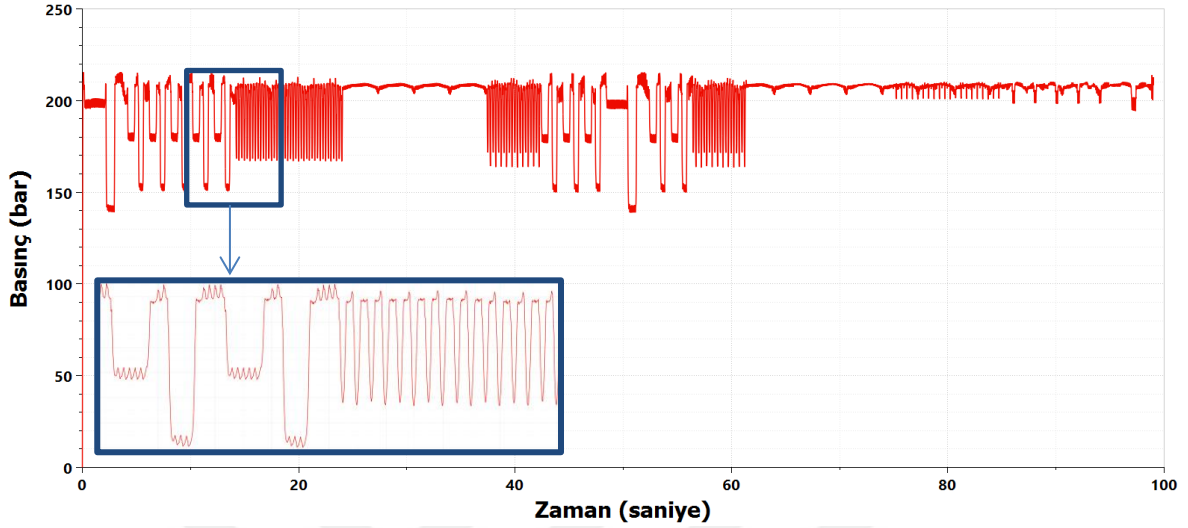
Şekil 5.21. %10 yük koşulunda yatay kuyruk eyleyici deplasmanı (2 Hz)

Eyleyici deplasman şekillerinde görülen değerler, farklı pompalarla yapılan simülasyon sonuçlarına göre Kısım 5.5'te kıyaslanacaktır.

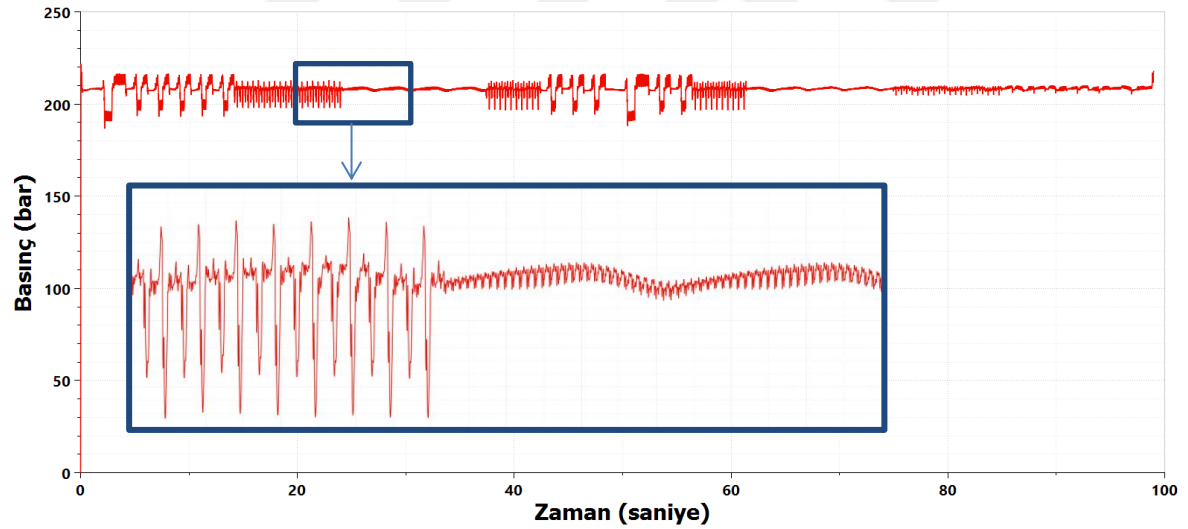
5.3. Tork Kontrollü Pompa ile Simülasyon

Tork kontrollü pompa ile simülasyon, Çizelge 5.1'deki değerler göz önüne alınarak gerçekleştirilmiştir. Pompanın tasarım basıncı 207 bar'dır. Bu simülasyon için tork kontrol etkisinin gözlenebilmesi amacıyla, düşük tork değerlerine göre tasarlanan pompalar kullanılmıştır. Eyleyiciler için belirlenen kuvvet ve pozisyon girdileri

sonucunda 50 Nm limitli ve 60 Nm limitli pompa çıkışından okunan basınç değerleri, Şekil 5.22 ve Şekil 5.23'te gösterilmiştir.

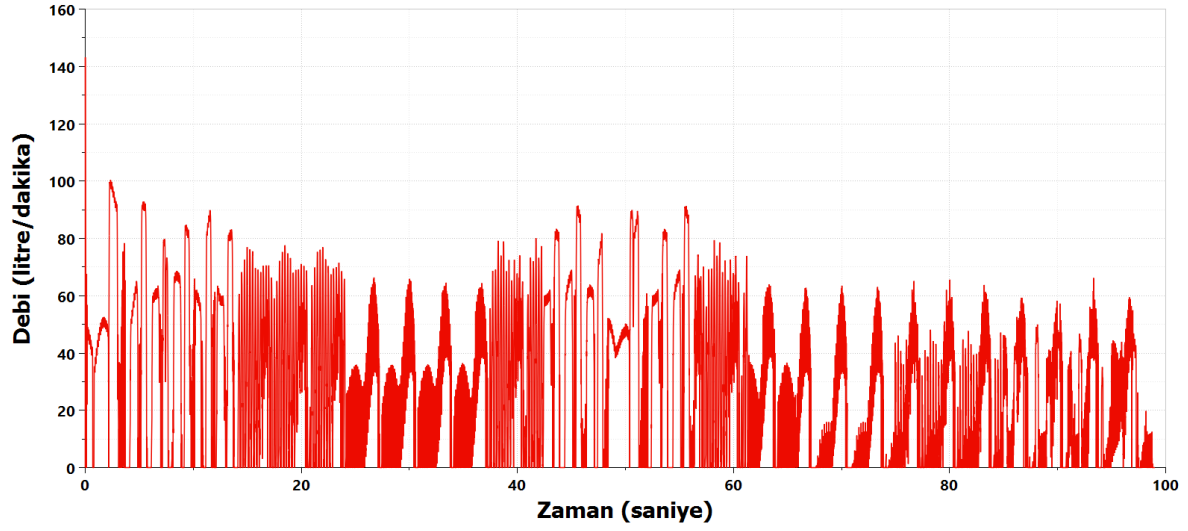


Şekil 5.22. 50 Nm limitli pompa çıkış basıncı

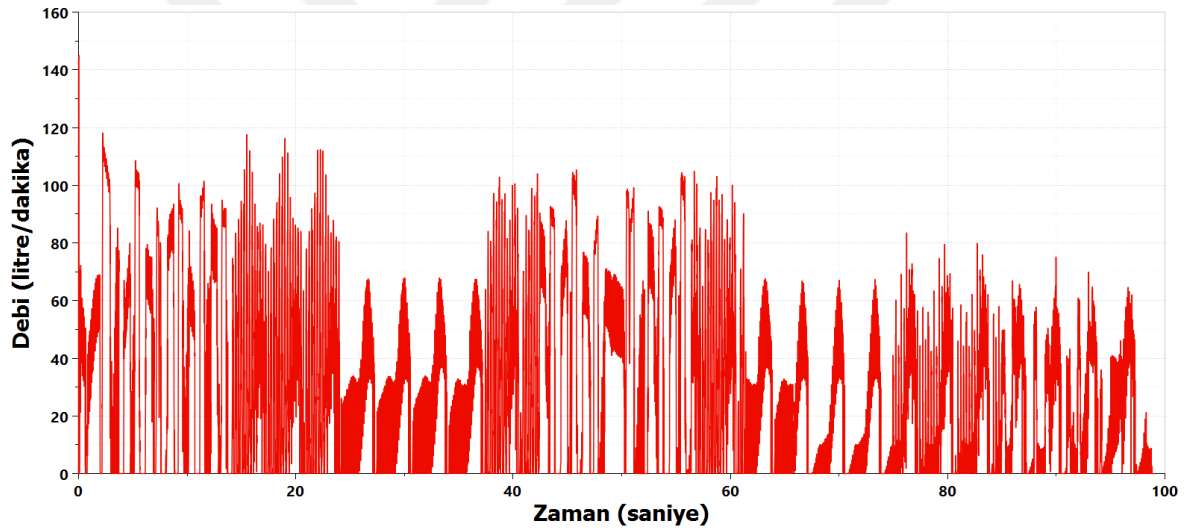


Şekil 5.23. 60 Nm limitli pompa çıkış basıncı

Şekil 5.22 ve Şekil 5.23'te görüldüğü gibi, sistem tork ihtiyacının yüksek olduğu anlarda torku sabitlemek için pompa çıkış basıncı düşmektedir. Bundan dolayı 50 Nm limitli pompanın basınç düşüşü 60 Nm limitli pompadan daha fazla gerçekleşmiştir. Pompa, torkun düşük olduğu durumlarda ise tasarım basıncında çalışmaktadır. Uçuş profiline göre oluşan debi grafikleri, Şekil 5.24 ve Şekil 5.25'te gösterilmiştir.

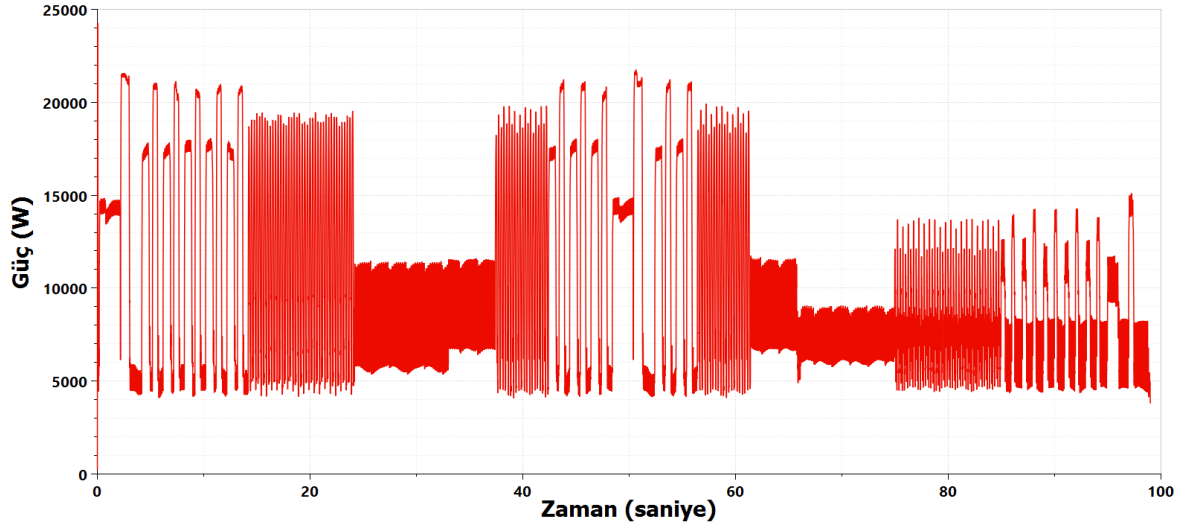


Şekil 5.24. 50 Nm limitli pompa debisi

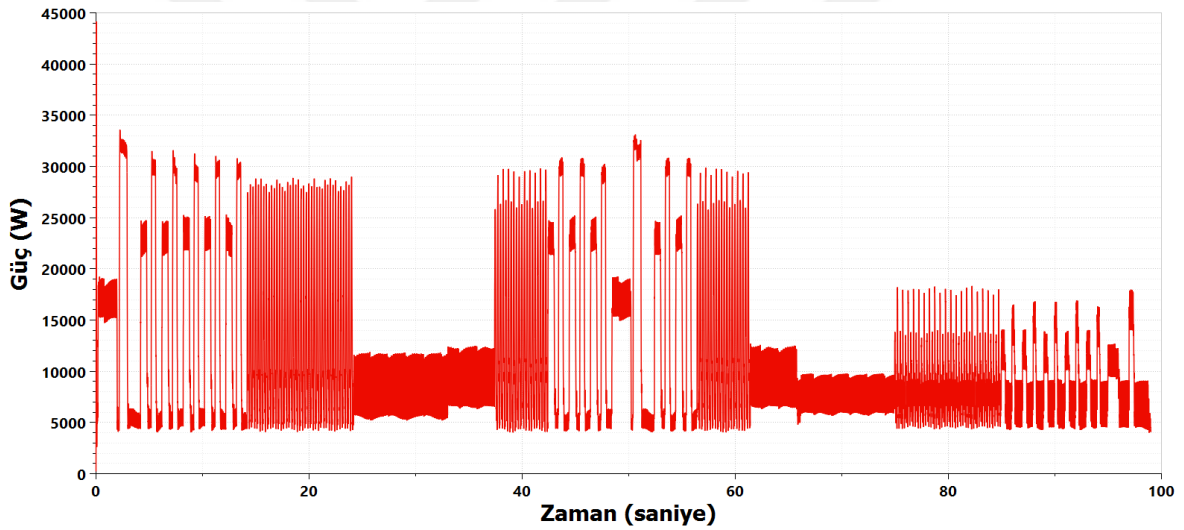


Şekil 5.25. 60 Nm limitli pompa debisi

Şekil 5.24 ve Şekil 5.25'teki debi değerleri incelendiğinde, sistem ihtiyacının pompa tork limitini aştığı anlarda debinin düştüğü görülmektedir. Basınç ve debi grafiklerindeki bu düşüşler sayesinde pompa torku, dolayısıyla güç tüketimi limitlenmiştir. Basınç ve debi değerlerine bağlı olarak, pompa milinden ölçülen güç değerleri, Şekil 5.26 ve Şekil 5.27'de gösterilmiştir.

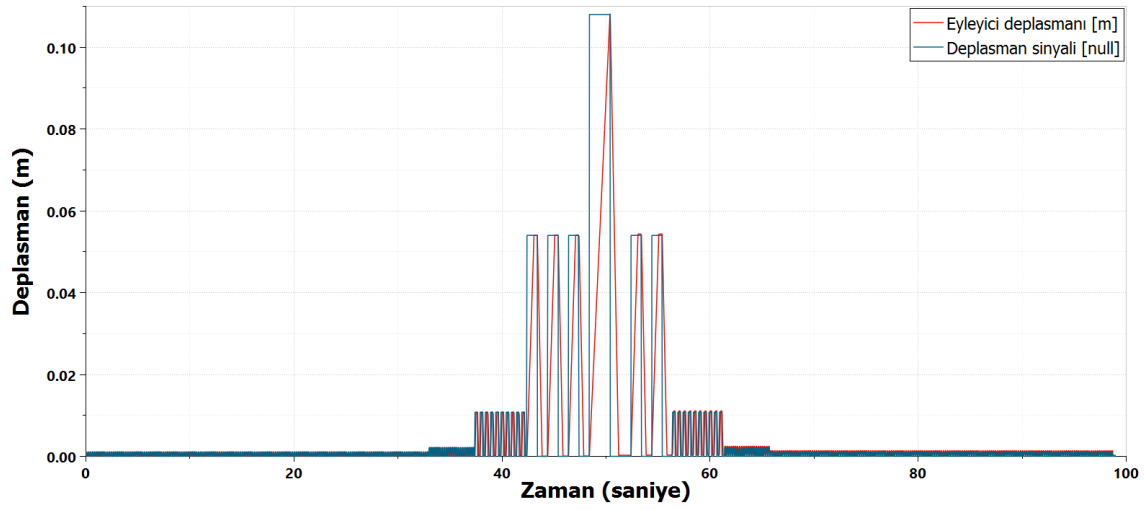


Şekil 5.26. 50 Nm limitli pompa güç tüketimi

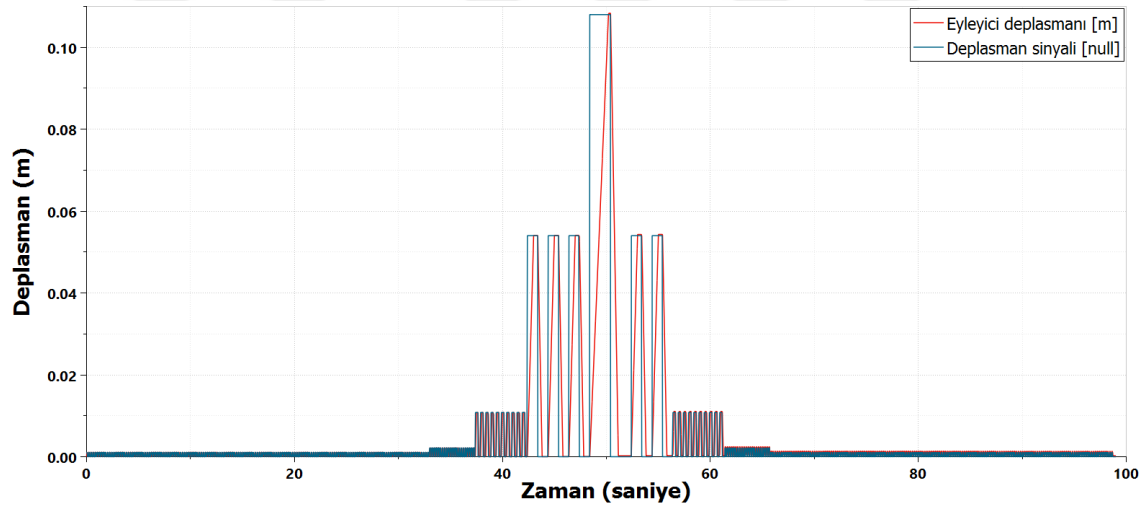


Şekil 5.27. 60 Nm limitli pompa güç tüketimi

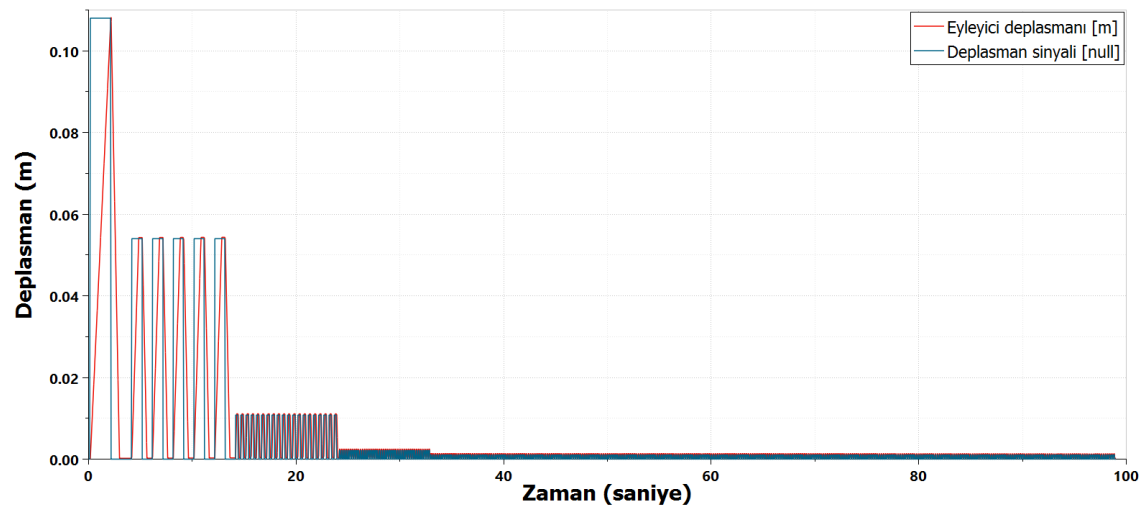
Şekil 5.26 ve Şekil 5.27’de görüldüğü gibi, pompanın tork limitleme özelliğinden dolayı maksimum güç değerlerinde farklılık bulunmaktadır. Güç tüketimi Kısım 5.5’te tartışılacaktır. Eyleyici deplasman girdisi ile eyleyici hareketleri, aşağıdaki şekillerde karşılaştırılmıştır.



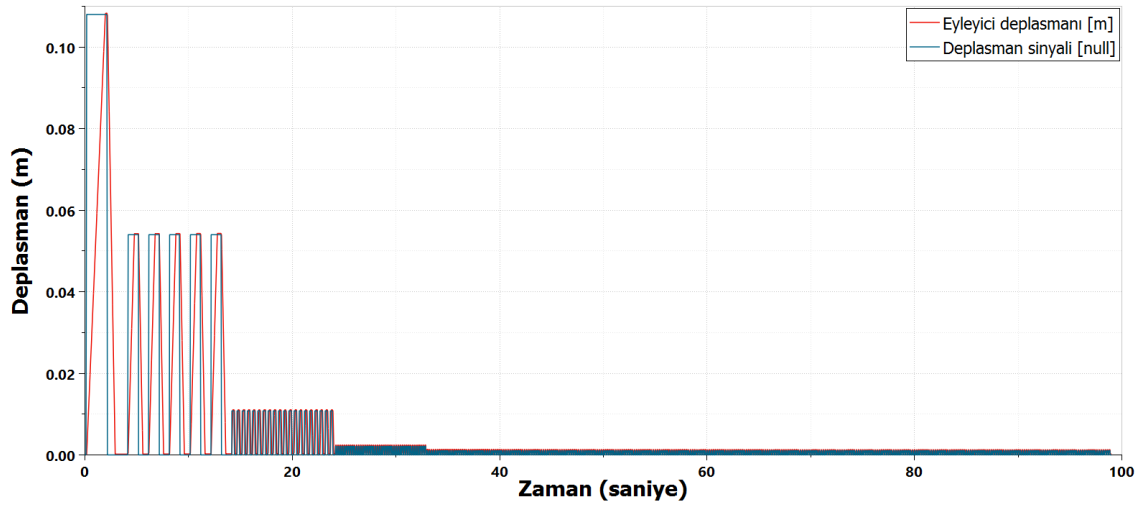
Şekil 5.28. Yatay kuyruk eyleyici deplasmanı (50 Nm)



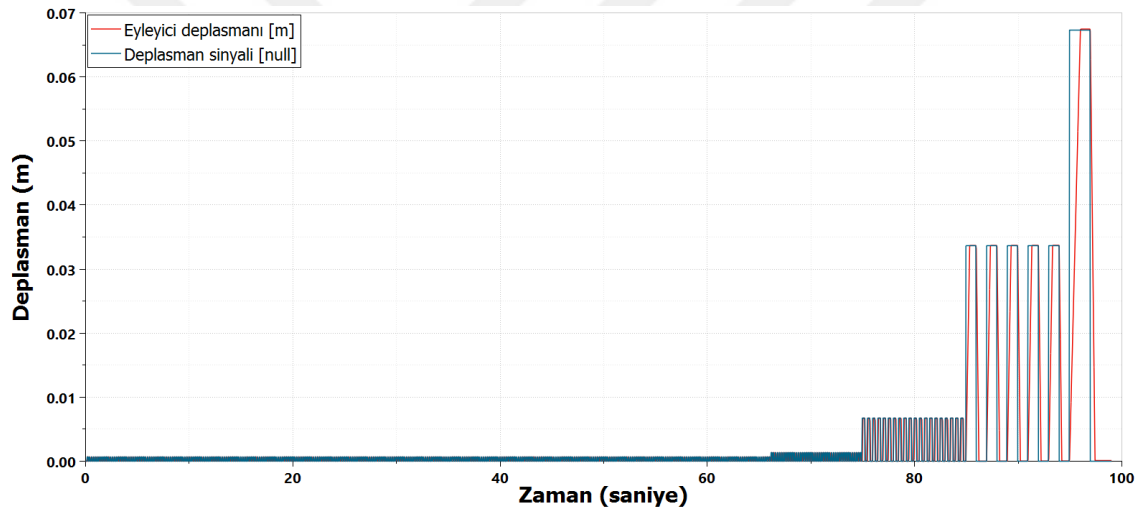
Şekil 5.29. Yatay kuyruk eyleyici deplasmanı (60 Nm)



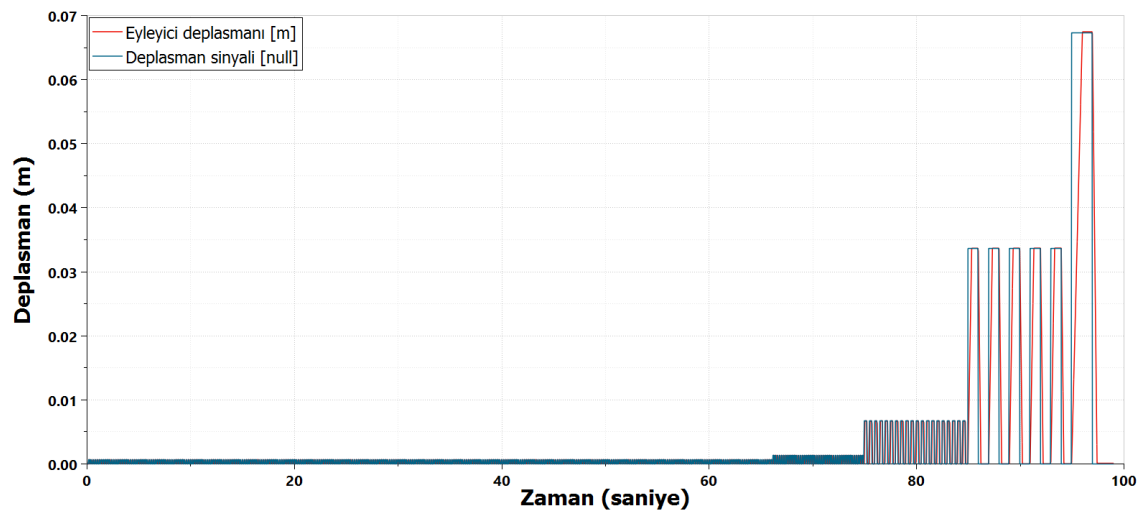
Şekil 5.30. Flaperon eyleyici deplasmanı (50 Nm)



Şekil 5.31. Flaperon eyleyici deplasmanı (60 Nm)

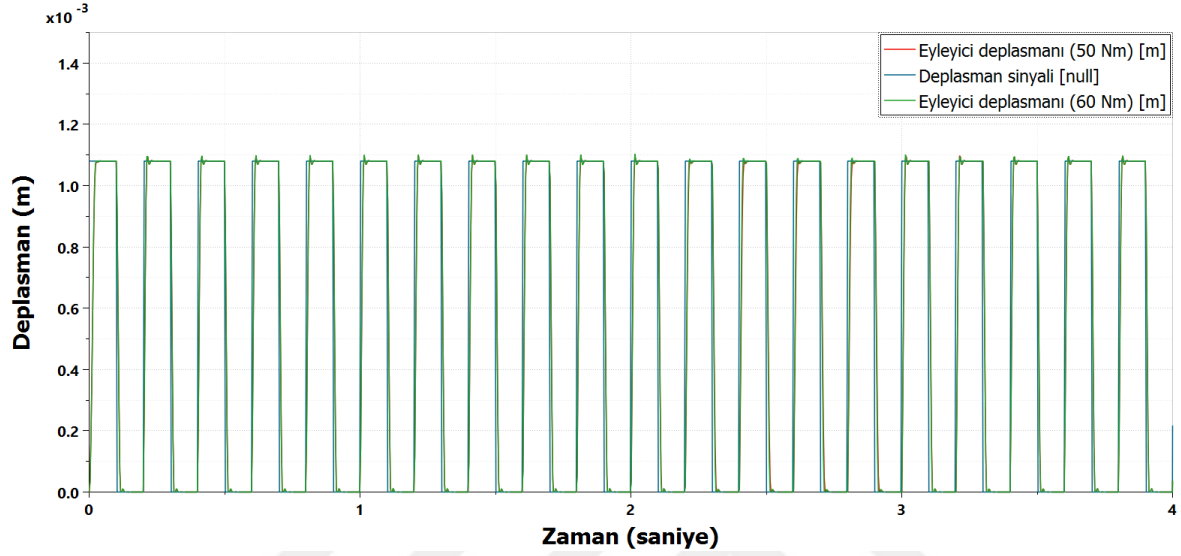


Şekil 5.32. İstikamet dümeni eyleyici deplasmanı (50 Nm)

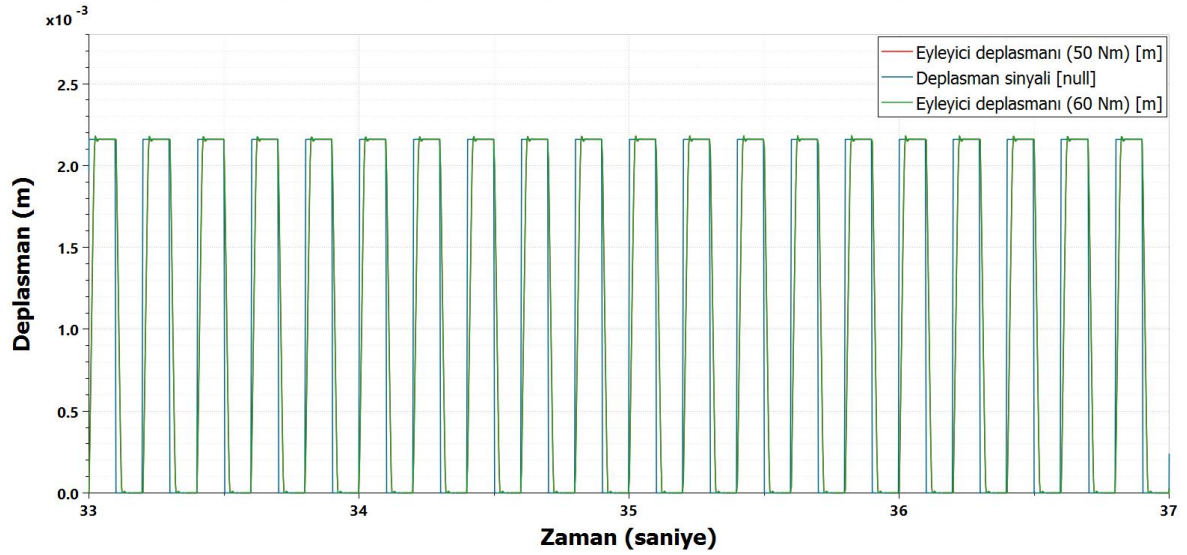


Şekil 5.33. İstikamet dümeni eyleyici deplasmanı (60 Nm)

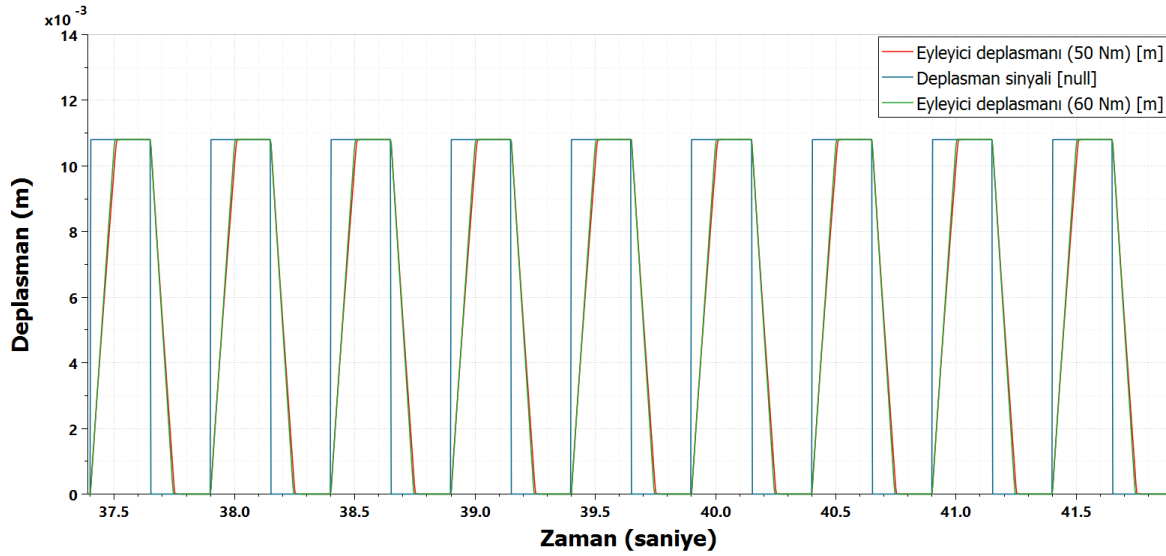
Eyleyici deplasman – zaman grafiklerinde 5 Hz ve 2 Hz için sonuçlar belirgin olmadığından, örnek olarak yatay kuyruk eyleyicisi için sonuçlar aşağıdaki şekillerde gösterilmiştir. Burada 50 Nm ve 60 Nm limitli pompalar için oluşan değerler aynı grafik üzerinde gösterilmiştir.



Şekil 5.34. %1 yük koşulunda yatay kuyruk eyleyici deplasmanı (5 Hz)



Şekil 5.35. %2 yük koşulunda yatay kuyruk eyleyici deplasmanı (5 Hz)



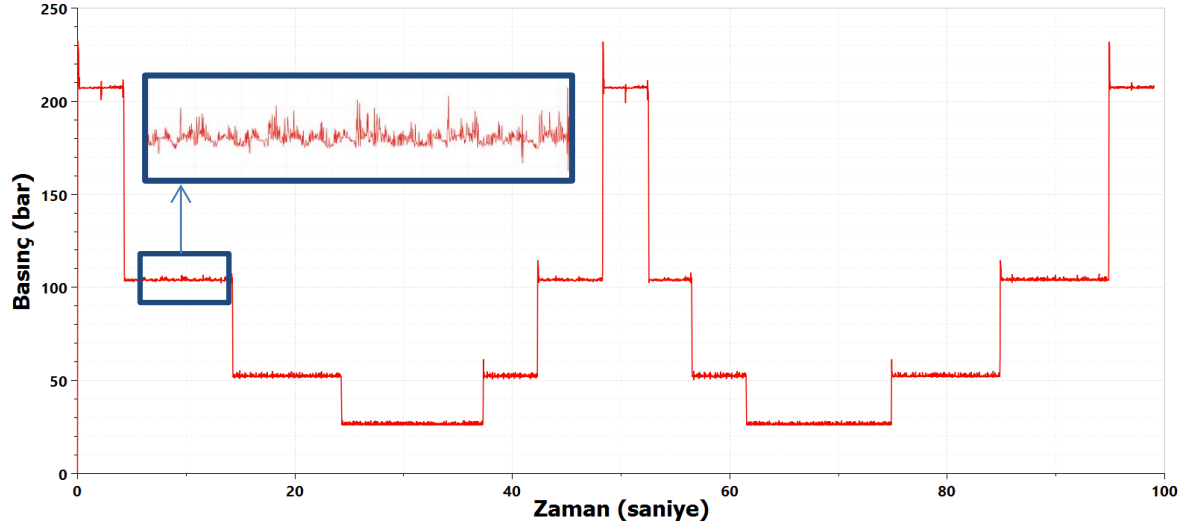
Şekil 5.36. %10 yük koşulunda yatay kuyruk eyleyici deplasmanı (2 Hz)

Eyleyici deplasman şekillerinde görülen değerler, farklı pompalarla yapılan simülasyon sonuçlarına göre Kısım 5.5’te kıyaslanacaktır.

5.4. Akıllı Pompa ile Simülasyon

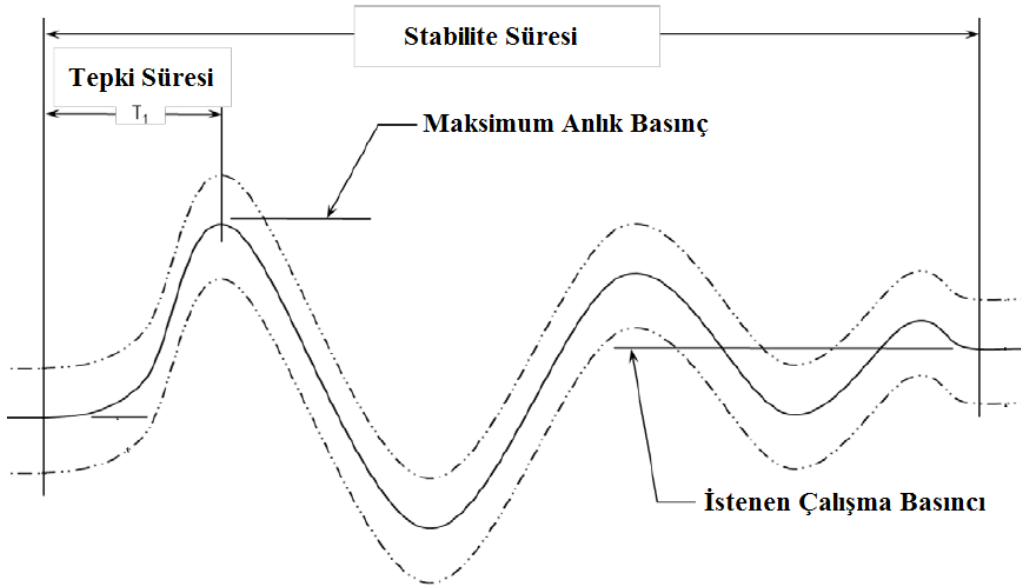
Akıllı pompa ile simülasyon, Çizelge 5.1’deki değerler göz önüne alınarak gerçekleştirilmiştir. Akıllı pompanın çıkış basıncı değerleri dış kuvvete paralel olarak belirlenmiştir ve dört farklı basınç değerinde çalıştırılmıştır. Akıllı pompa çıkış basıncını basınç girdisine göre tüm değerlerde çalıştırmak mümkünken, yüke en uygun eşleşmeyi sağlayabilmek adına pompa çıkış basınçları 207 bar, 103,5 bar, 51,75 bar ve 25,875 bar olarak belirlenmiştir.

Eyleyiciler için belirlenen kuvvet ve pozisyon girdileri sonucunda pompa çıkışından okunan basınç değeri, Şekil 5.37’de gösterilmiştir.



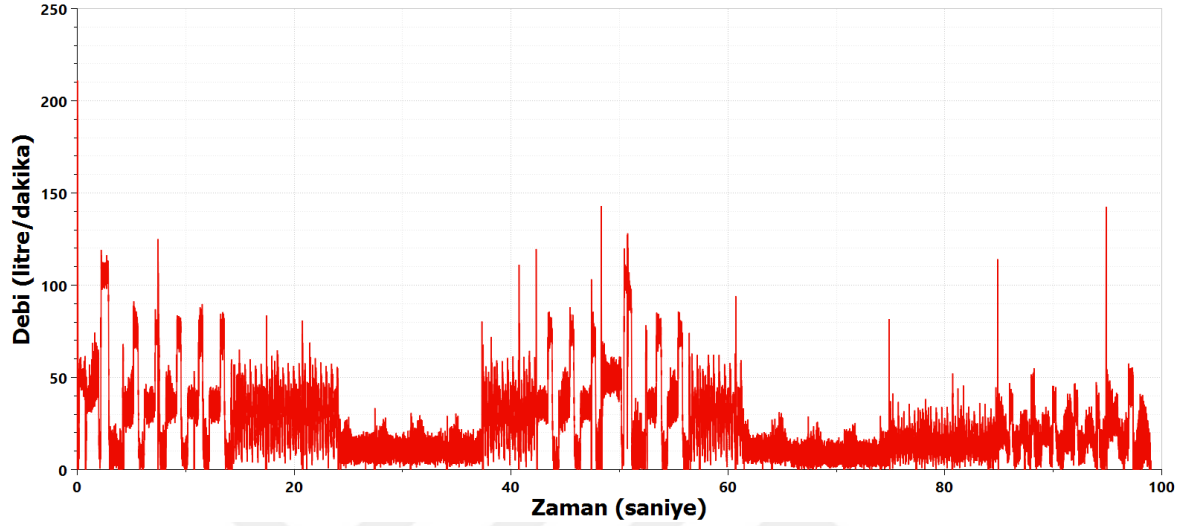
Şekil 5.37. Akıllı pompa çıkış basıncı

Pompa çıkış basıncı incelendiğinde, basınç salınımlarının diğer pompalardan çok daha düşük olduğu görülmektedir. Verilen basınç girdisine göre basıncın yükseldiği anlarda anlık olarak istenen seviyenin üzerine çıkmıştır. Burada, Zhang ve Li'nin [23] akıllı pompa çalışmasında kullanılan kriterler göz önüne alınmıştır. Buna göre, pompa tepki süresinin 0.05 saniyeyi geçmemesi, anlık basınç artışının istenilen seviyenin %35 üzerine çıkmaması ve stabilite süresinin 1 saniyeyi geçmemesi gerekmektedir. Kriterlerin tanımı, basınç kompanzasyonlu pompa için SAE AS19692B standardı tarafından belirlenmiştir.



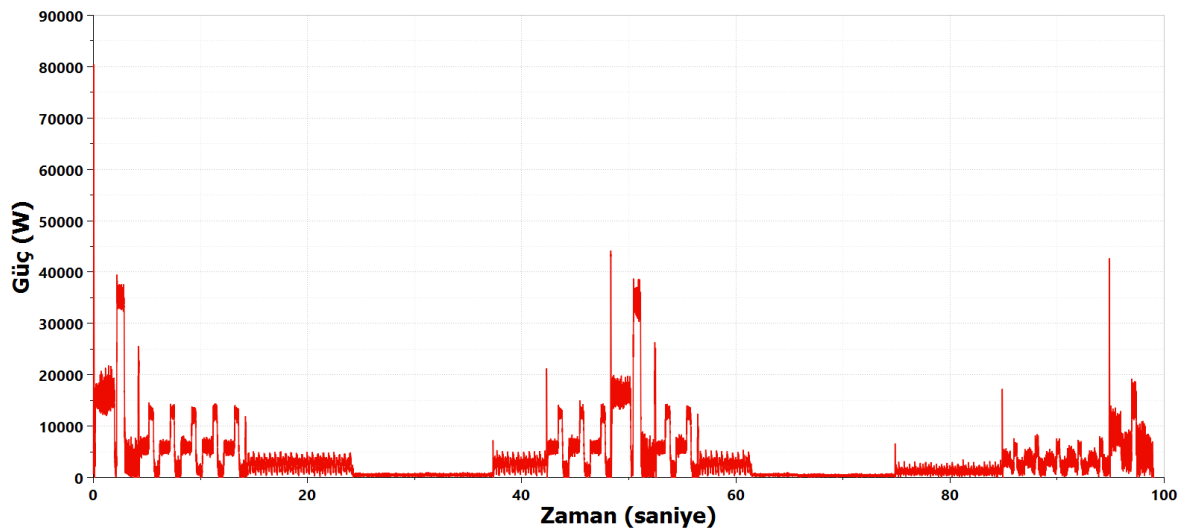
Şekil 5.38. SAE AS19692B standardı tarafından belirlen kriterler [40]

Akıllı pompa basınç değerleri, Zhang ve Li'nin çalışmasında kullanılan ve SAE AS19692B tarafından tanımlanan kriterleri karşılamaktadır. Uçuş profiline göre oluşan debi grafiği Şekil 5.39'da gösterilmiştir.



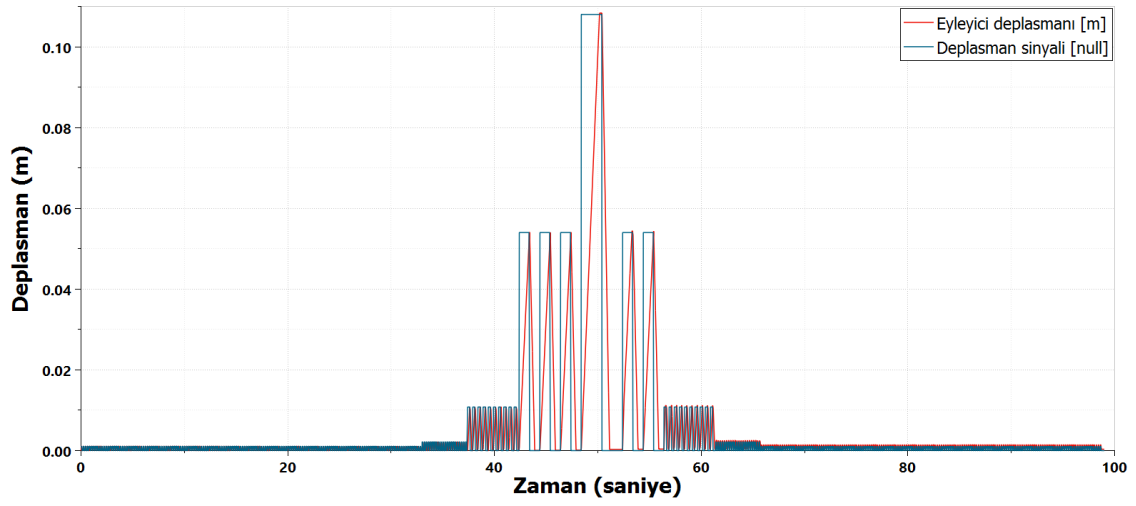
Şekil 5.39. Akıllı pompa debisi

Basınç ve debi değerlerine göre oluşan ve pompa milinden ölçülen güç grafiği Şekil 5.40'ta verilmiştir.

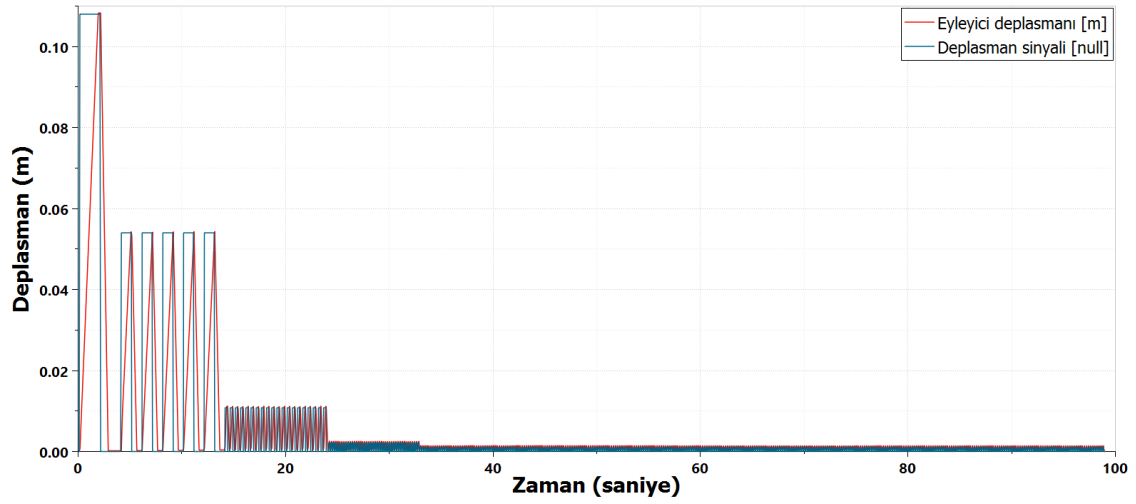


Şekil 5.40. Akıllı pompa güç tüketimi

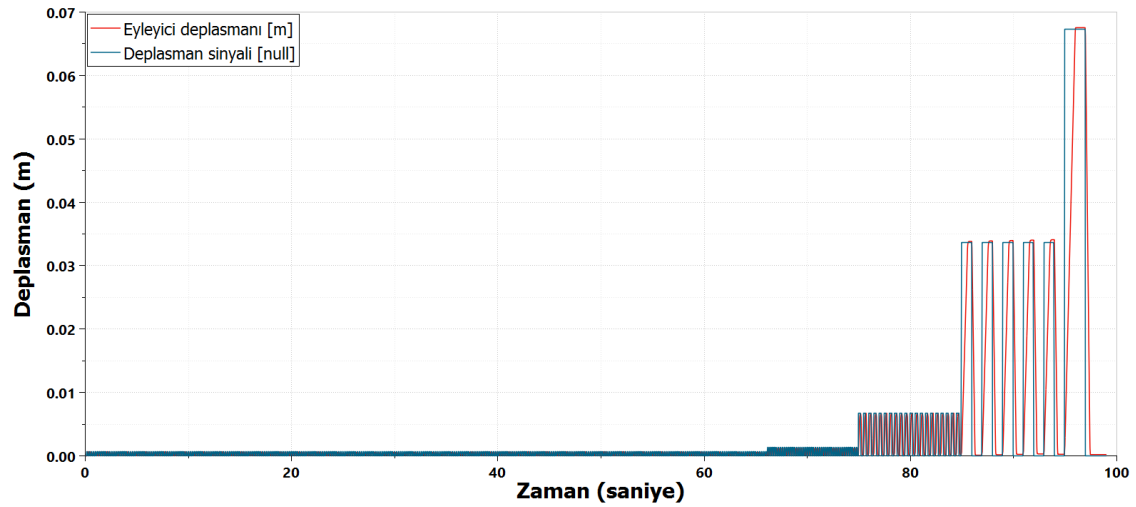
Şekil 5.40'ta verilen güç grafiğine göre hesaplanan enerji tüketimi, Kısım 5.5'te tartışılacaktır. Eyleyici deplasman girdisi ile eyleyici hareketleri, Şekil 5.41, Şekil 5.42 ve Şekil 5.43'te karşılaştırılmıştır. Eyleyici deplasmanı kare dalga olarak verilmiştir.



Şekil 5.41. Yatay kuyruk eyleyici deplasmanı

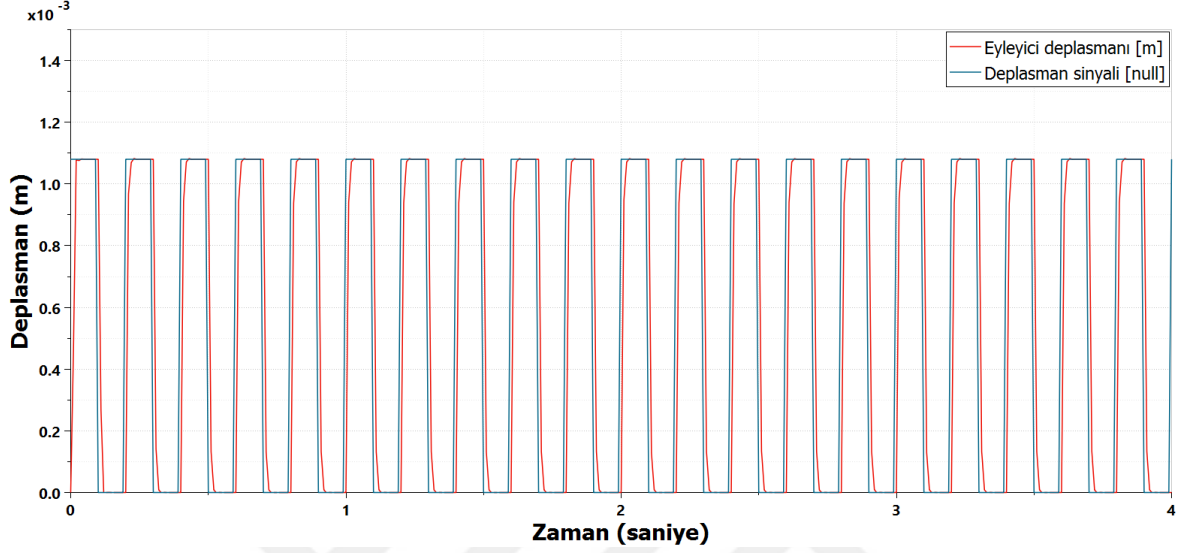


Şekil 5.42. Flaperon eyleyici deplasmanı

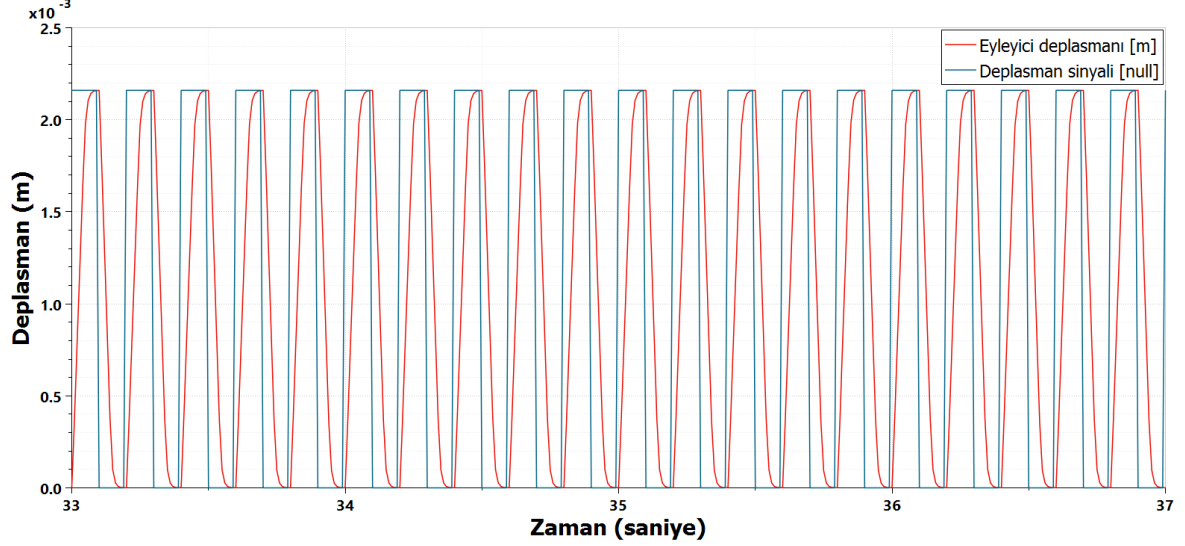


Şekil 5.43. İstikamet dümeni eyleyici deplasmanı

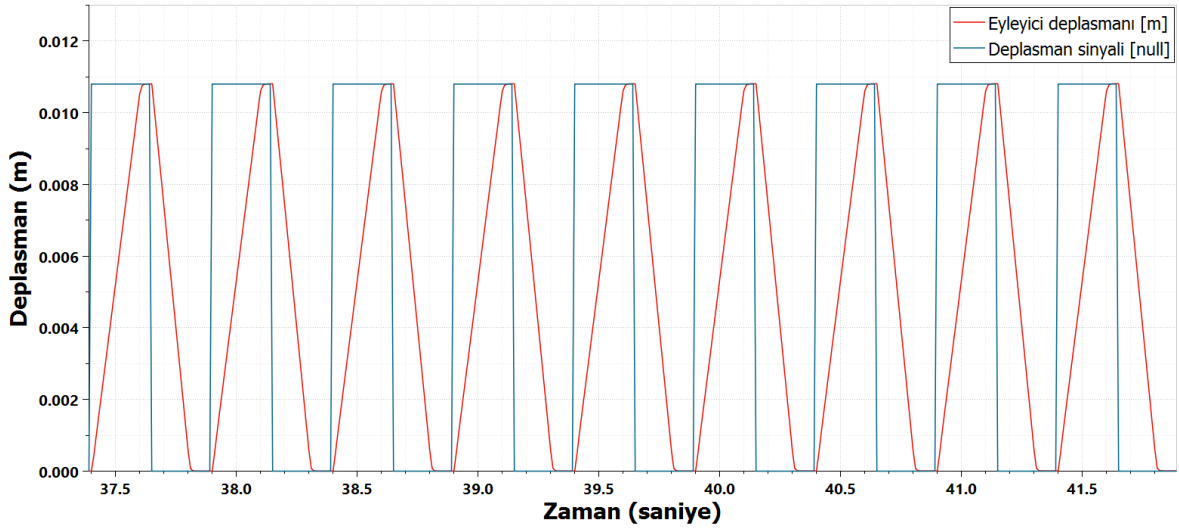
Eyleyici deplasman – zaman grafiklerinde 5 Hz ve 2 Hz için sonuçlar belirgin olmadığından, örnek olarak yatay kuyruk eyleyicisi için sonuçlar Şekil 5.44, Şekil 5.45 ve Şekil 5.46’da gösterilmiştir.



Şekil 5.44. %1 yük koşulunda yatay kuyruk eyleyici deplasmanı (5 Hz)



Şekil 5.45. %2 yük koşulunda yatay kuyruk eyleyici deplasmanı (5 Hz)



Şekil 5.46. %10 yük koşulunda yatay kuyruk eyleyici deplasmanı (2 Hz)

Eyleyici deplasman şekillerinde görülen değerler, farklı pompalarla yapılan simülasyon sonuçlarına göre Kısım 5.5’te kıyaslanacaktır.

Akıllı pompa ile ilgili gösterilen grafikler, yük algılama modunda elde edilmiştir. Sabit güç modundaki akıllı pompa verileri, tork kontrollü pompa değerleriyle aynı sonuçları verdiğinden dolayı bu çalışmaya ayrıca eklenmemiştir. Akıllı pompanın sabit güç modundaki karakteristiği, akıllı pompa parametrelerinin belirlenmesi kısmında gösterilmiştir.

5.5. Karşılaştırma

Şekil 5.6, Şekil 5.15, Şekil 5.26, Şekil 5.27 ve Şekil 5.40’ta pompa tiplerinin güç tüketimi görülmektedir. Güç tüketimi grafiklerinden elde edilen, simülasyon boyunca pompa başına tüketilen enerji miktarları, Çizelge 5.2’de gösterilmiştir.

Çizelge 5.2. Pompa enerji tüketimleri

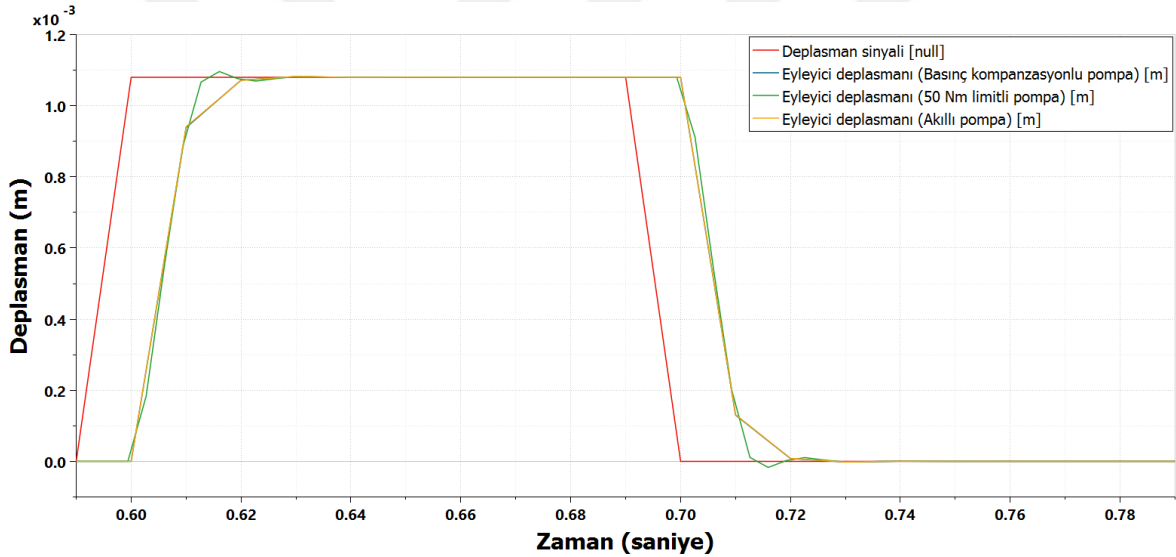
	Pompa Başına Enerji Tüketimi
Basınç kompanzasyonlu pompa	1267 kJ
Çift basınçlı pompa	671 kJ
Tork kontrollü pompa (50Nm limitli)	1025 kJ
Tork kontrollü pompa (60Nm limitli)	1154 kJ
Akıllı pompa	379 kJ

Çizelge 5.2’den görülebileceği gibi, akıllı pompa enerji tüketimi açısından diğer pompalardan çok daha avantajlıdır. En yüksek enerji tüketimi, muharip uçak hidrolik güç sistemlerinin neredeyse tamamında kullanılan basınç kompanzasyonlu pompada görülmektedir. Bunun sebebi, sistem ihtiyacı olmayan anlarda da basınç kompanzasyonlu pompanın maksimum basınçta çalışması, bir başka ifadeyle maksimum koşullara göre boyutlandırılmasıdır. Yalnızca bir uçakta kullanıldığı bilinen çift basınçlı pompa, basınç kompanzasyonlu pompadan yine önemli oranda düşük enerji tüketmiştir. Tork kontrollü pompalarda ise, beklenildiği gibi 50 Nm limitli pompanın enerji tüketimi 60 Nm limitli pompadan düşük çıkmıştır. İki pompanın da değerleri basınç kompanzasyonlu pompaya yakındır. Bunun nedeni, tork kontrollü pompanın çıkış gücünü sistem ihtiyacına göre değil, maksimum tüketimleri kısıtlama amacıyla limitlemesinden kaynaklanmaktadır. Bu pompalar, tork kontrolünün gerçekleşmediği anlarda basınç kompanzasyonlu pompa gibi çalışmaktadır. Anlık maksimum güç tüketiminin limitlenmesinden dolayı büyük oranda bir kazanç elde edilmemiştir.

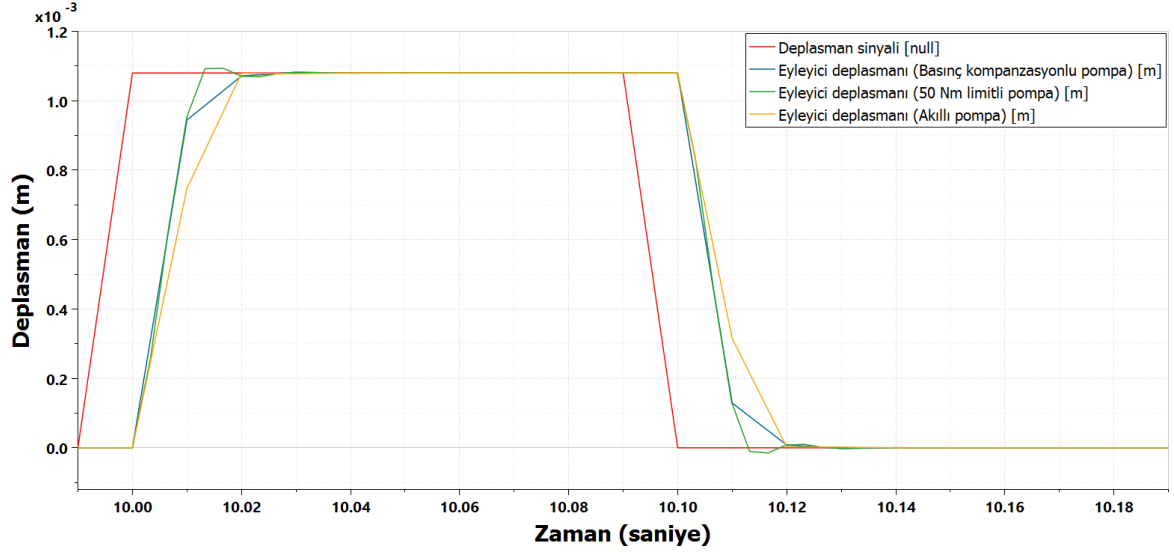
Bu sonuçlar, 99 saniyelik bir simülasyon için geçerlidir. Muharip uçak görev süreleri, bu süreden çok daha uzun olduğundan dolayı gerçek uçuş profilinde enerji tüketim farkı çok daha yüksek olacaktır. Örnek olarak, Huang ve Wang [12], çalışmasında bir muharip uçak için tipik bir uçuş profilini 160 dakika olarak belirlemiştir. Bu değer baz alınarak enerji tüketimleri hesaplandığında, basınç kompanzasyonlu pompa 122,86 MJ, çift basınçlı

pompa 65,07 MJ, 50 Nm limitli pompa 99,39 MJ, 60 Nm limitli pompa 111,9 MJ ve akıllı pompa 36,75 MJ enerji tüketmektedir. Ayrıca hesaplanan değerler pompa başına tüketilen enerji miktarıdır. Hidrolik güç sisteminde iki pompa kullanıldığı düşünüldüğünde, sistemin enerji tüketimini hesaplarken bu değerlerin ikiyle çarpılması gerekmektedir.

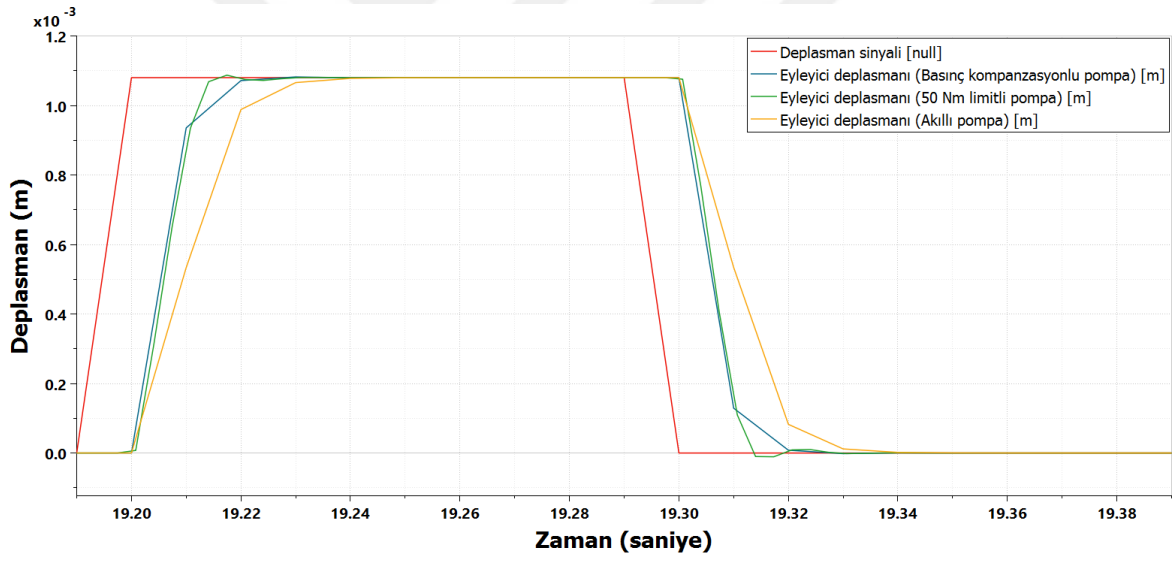
Pompaların güç tüketimlerine bağlı olarak hesaplanan enerji tüketimlerindeki kazancın sistem üzerindeki etkilerini incelemek amacıyla, farklı anlarda deplasman komut sinyaline eyleyicilerin cevabı incelenmiştir. Aşağıdaki şekillerde aynı deplasman komutuna karşılık farklı basınç seviyelerinde çalışılan koşullardaki yatay kuyruk eyleyicisi deplasmanları karşılaştırılmıştır. Belirgin farkların görülebilmesi için basınç kompanzasyonlu pompa, 50 Nm limitli pompa ve akıllı pompa değerleri karşılaştırılmıştır.



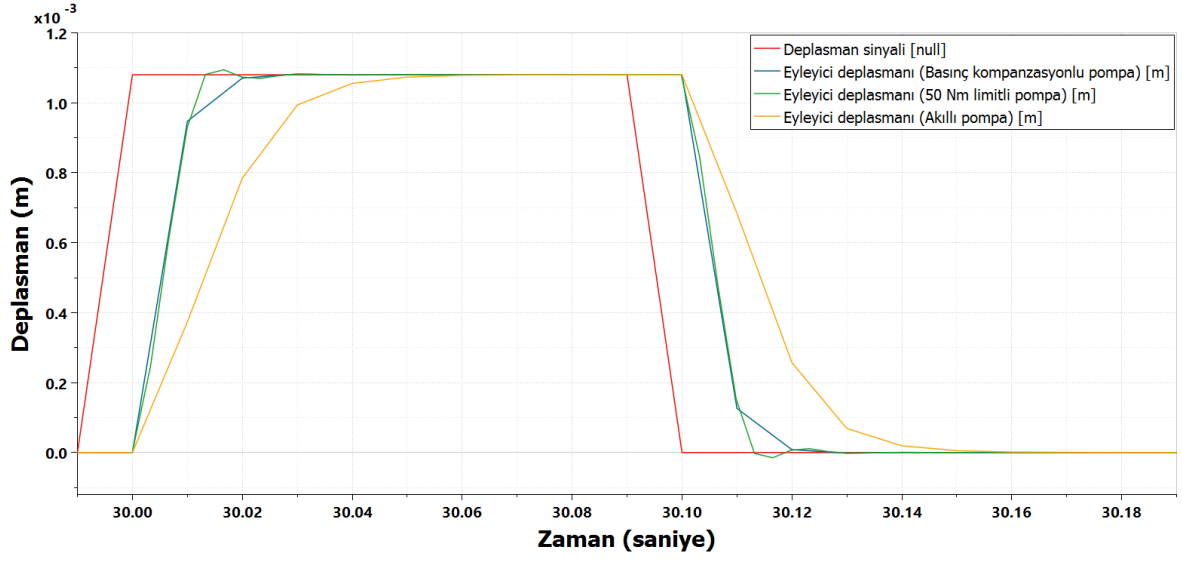
Şekil 5.47. Eyleyici deplasmanlarının karşılaştırılması (5 Hz, Akıllı pompa basıncı: 207 bar)



Şekil 5.48. Eyleyici deplasmanlarının karşılaştırılması (5 Hz, Akıllı pompa basıncı: 103,5 bar)

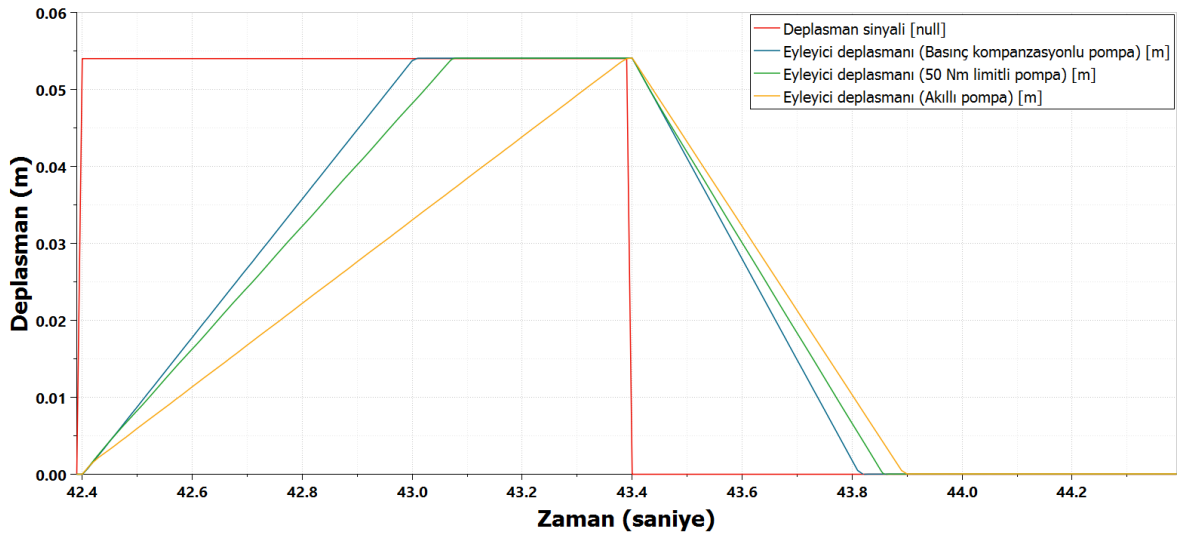


Şekil 5.49. Eyleyici deplasmanlarının karşılaştırılması (5 Hz, Akıllı pompa basıncı: 51,75 bar)

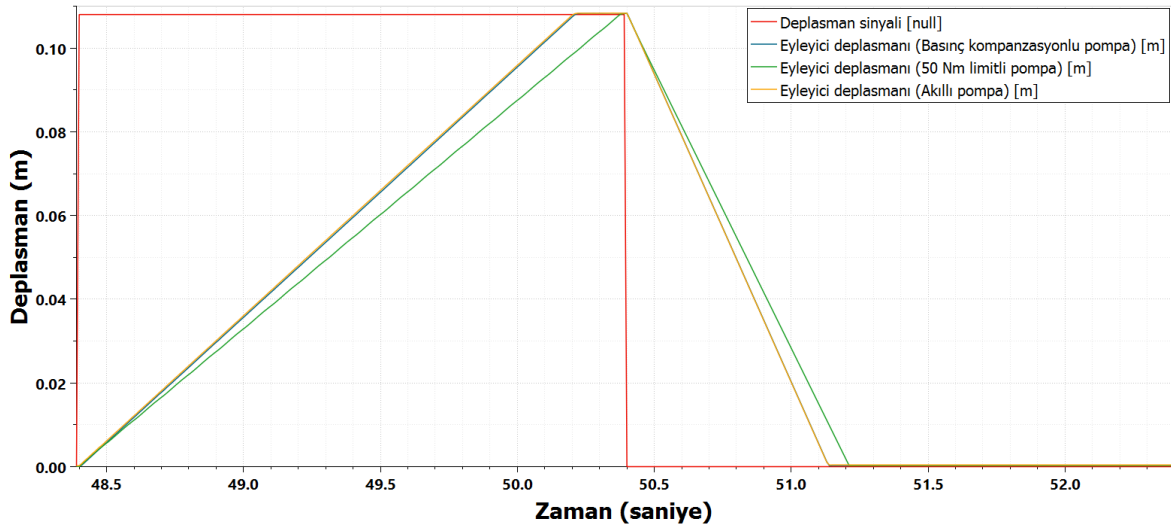


Şekil 5.50. Eyleyici deplasmanlarının karşılaştırılması (5 Hz, Akıllı pompa basıncı: 25,875 bar)

Yukarıdaki şekillerde görüldüğü gibi, akıllı pompa çıkış basıncı düştükçe eyleyicinin deplasman sinyaline ulaşma süresi uzamaktadır. Tork kontrollü pompa, incelenen anlarda güç limitlemediği için eyleyici deplasmanının sinyal takibinde basınç kompanzasyonlu pompa ile beklenildiği gibi paralellik gözlemlenmiştir.



Şekil 5.51. Eyleyici deplasmanlarının karşılaştırılması (0,5 Hz, Akıllı pompa basıncı: 103,5 bar)



Şekil 5.52. Eyleyici deplasmanlarının karşılaştırılması (0,25 Hz, Akıllı pompa basıncı: 207 bar)

Şekil 5.51 ve Şekil 5.52’de görüldüğü gibi, tork kontrollü pompanın güç limitleme durumunda eyleyici performansı düşmektedir.

Akıllı pompa enerji tüketiminin diğer pompaların enerji tüketim değerlerinin çok altında olmasına rağmen, diğer değişkenlerin sabit tutulduğu bir sistemde eyleyici performansını düşürdüğü görülmüştür. Yüksek manevra kabiliyetine sahip olan modern muharip uçaklarda eyleyici performansı oldukça kritiktir. Gereken eyleyici performansının belirlenmesi için uçak simülatörü verilerine ihtiyaç duyulmaktadır. Uçuş kontrol eyleyicileri, uçağa gerekli stabiliteyi ve manevra kabiliyetini vermek için gerekli kontrol yüzeyi yanıt hızını ve gücünü sağlamalıdır. Bu amaçla, uçuş kontrol performansını belirleyen aşağıdaki faktörlerin optimize edilmesi gerekmektedir.

Uçuş kontrol sistemi;

- Uçak kontrolü için yeterli bir hızı korurken, üzerine aynı veya karşıt yönlü yük uygulandığında kontrol yüzeylerini hareket ettirebilmelidir.
- Tanımlanmış bir maksimum yük büyüklüğüne kadar her iki yönde uygulanan yük ile kontrol yüzeyini gerekli bir konumda tutabilmelidir.
- Frekans cevabı karakteristiğinin (kazanç ve faz gecikmesi) düşük frekans uçuş kontrol döngü stabilite marjları üzerindeki etkisini en aza indirebilmelidir.
- Yüksek frekanslı titreşim modlarıyla etkileşimi en aza indirebilmelidir. [36]

Uçak uçuş kontrol gereksinimlerinin belirlenmesi ve bu parametrelerin incelenmesi çok detaylı bir konudur. Performans düşüşünün uçak açısından kabul edilebilirliği ayrı bir çalışma olarak değerlendirilmelidir.



6. SONUÇ VE ÖNERİLER

Bu çalışmada, dört farklı değişken deplasmanlı pistonlu pompa tipinin, temsili bir uçuş profiline göre güç tüketimi incelenmiştir. Bu amaçla, muharip uçak standartlarına uygun bir hidrolik güç sistemi geliştirilmiştir. Hidrolik güç sisteminde bulunan ana ekipmanlar detaylı bir şekilde incelenmiş ve boyutlandırılmıştır. Boyutlandırma için gereken değerler kamuya açık verilerden elde edilmiştir. Tüm ekipmanlar için detaylı Simcenter Amesim modelleri oluşturulmuştur. Oluşturulan sistem modelleri, detaylı ekipman modellerini içerdiği için, başka bir çalışmada herhangi bir parametrenin incelenmesi için kullanılabilir niteliktedir.

Basınç kompanzasyonlu pompa modelini doğrulamak için iki ayrı testin eldeki verileri kullanılmıştır. Çalışmada incelenen diğer pompalarla ilgili test verisi bulunmadığı için bu pompaların doğrulaması yapılamamıştır. Test verileriyle pompa ile sistemin davranışının gözlenmesi sağlanmıştır. Ayrıca aynı test verileriyle eyleyici hareketi de incelenmiştir. Bunun amacı, test düzeneği modelini doğrulamaktır. Pompa ve eyleyici test sonuçları ile simülasyon sonuçları arasında tutarlılık gözlemlenmiştir. Testlerde pompa basıncının çalışma basıncında dengelenmesinin ardından görülen en yüksek hata %7'dir ve ortalama hata ise %1 ile %2 arasındadır. Düşük hata yüzdeleri, pompa modelinin doğrulanmasını sağlamıştır.

Sistem simülasyonlarında tüm değişkenler sabit tutularak her bir pompa için güç tüketimi incelemesi, pompa başına enerji tüketimi karşılaştırılarak yapılmıştır. Çalışmanın sonucunda, muharip uçakların birçoğunda kullanılan basınç kompanzasyonlu pompanın, güç tüketimi açısından incelenen diğer pompalara göre daha verimsiz olduğu görülmüştür. Dış yüklerle en uygun eşleşmeyi sağlayan akıllı pompa, güç tüketimi açısından en iyi sonuçları vermiştir.

Güç tüketimi açısından en verimli pompanın akıllı pompa olmasına rağmen, eyleyici hareketleri incelendiğinde, basıncın düşürüldüğü anlarda performansın düştüğü görülmüştür. Aynı durum çift basınçlı pompa ile yapılan simülasyonlar için de geçerlidir. Sistem performansı açısından en iyi sonuçları veren pompa tipi basınç kompanzasyonlu pompadır. Tork kontrollü pompa, sistemin anlık güç ihtiyacına limitlendiği tork değerinin üzerinde cevap verememektedir. Tork kontrollü pompanın güç tüketimi basınç

kompanzasyonlu pompaya kıyasla daha düşük bir değere sahiptir; ancak dış yüklerle eşleşme sağlamak yerine güç değerini limitlemesi, sistem güç ihtiyacının karşılanamamasına neden olmaktadır. Tork kontrollü pompanın, daha çok uçak acil durum hidrolik güç sistemleri için kullanılan elektrik motoru uygulamalarında, motora limitinden fazla yükleme yapmanın önüne geçmek için kullanılabileceği değerlendirilmiştir.

Uçak hidrolik pompalarına güç, uçak motoru tarafından sağlanmaktadır ve bu gücün bir limiti vardır. Anlık olarak çok yüksek güç tüketilmesi mümkünken, sürekli güç tüketiminin belirli bir limitin üzerinde olması, motor ve dişli kutusu ömrüne ve uçak performansına ciddi şekilde zarar vermektedir. Bu nedenle, geçici süreli maksimum güç ihtiyacı haricinde kalan çalışma süresince, eyleyici performansının düşüşü kabul edilebilir seviyedeysen, gücü verimli kullanabilen pompaların tercih edilmesi özellikle motor için avantaj sağlamaktadır.

Bu çalışma, daha kapsamlı incelenmesi ve analiz edilmesi gereken farklı konular doğurmuştur. İncelenen pompa tiplerinin uçak yakıt tüketimine etkisi bu konulardan birisidir. Bir diğer konu ise, güç tüketim verimi daha yüksek olan pompaların eyleyici performansına etkisinin incelenmesidir. Kısım 5'te de belirtildiği gibi, uçuş kontrol sistemi gereksinimlerinin bilindiği bir durumda farklı pompa performanslarının karşılaştırılması ve değerlendirilmesi mümkün olacaktır. Ayrıca, açık kaynaklarda bulunması mümkün olmayan bazı değerlerden dolayı bu çalışmada temsili bir uçuş profili oluşturulmuştur. Bu çalışma, gerçek bir uçuş profili için yapıldığında sonuçları daha net görmek mümkün olacaktır. Çalışmada güç tüketim veriminin daha yüksek olduğu görülen pompa tiplerinin uçak ağırlığına etkisi de incelenmesi gereken bir konudur. Modern muharip uçaklarda performans gereksinimlerini en verimli şekilde sağlamak, tasarım optimizasyonundaki en önemli kriterdir. Ön tasarım fazında uçağın dış geometrisi ve aerodinamik yapısı, uçak ağırlık merkezi etrafında yapılan hesaplar ile belirlenmektedir. Ağırlık, tasarıma doğrudan girdi veren en önemli parametredir. Bu noktada optimum ekipman sayısı ve ekipmanların boyutlandırılması yapılan analizlerle belirlenerek gereksinimlere uyumluluk gösterilmektedir. Pompa, rezervuar, eyleyici gibi ekipmanların seçiminde ağırlık, tercih noktasındaki en belirleyici özelliklerden biridir. Bu bilgiler göz önüne alındığında, pompaların güç tüketimi kıyaslanırken; uçak yakıt tüketimi, motor dişli kutusu tasarımı, pompa ağırlığı, eyleyici ve valf ağırlığı gibi pompa

seçiminden etkilenen diğ er faktörler göz önünde bulundurulmalıdır. Son olarak, sistemin termal modelinin oluşturulmasıyla pompa tiplerinin sistem sıcaklığı üzerindeki etkisi ve ısı kaybı incelenerek g  ve enerji verimliliği çalışmasına katkıda bulunmak mümkündür.





KAYNAKLAR

1. Akers, A., Gassman, M., and Smith, R. (2006). *Hydraulic Power System Analysis* (First Edition). Florida, USA: Taylor and Francis Group, 1.
2. Ercan, Y. (1995). *Akışkan Gücü Kontrolü Teorisi* (Birinci Baskı). Ankara, Türkiye: Gazi Üniversitesi, 1.
3. Moir, I., and Seabridge, A. (2008). *Aircraft Systems* (Third Edition). West Sussex, England: John Wiley & Sons, 2-137.
4. Taylor, J. W. R. (1990). *The Lore of Flight* (First Edition), Gothenburg, Sweden: Mallard Press, 118.
5. Ward, S. (2017). *Digital Hydraulics in Aircraft Control Surface Actuation*, M. Sc. Thesis, Linköping University Fluid and Mechatronic Systems, Linköping, 1.
6. Guo, S., Chen, J., Lu, Y., Wang, Y., and Dong, H. (2019). Hydraulic piston pump in civil aircraft: Current status, future directions and critical technologies. *Chinese Journal of Aeronautics*, 33 (1), 16-30.
7. Hupp, R.V., and Haning, R.K. (1988). *Power Efficient Hydraulic Systems* (Volume I). Rockwell International. ADA203899. USA. i-126.
8. SAE International. (2017). Aerospace Hydraulic Pump Controls, SAE Standard No. AIR5872A.
9. Eaton Aerospace. (2000). A descriptive summary of Vickers: inline pumps and their applications. SE-103F. USA, 5-19.
10. Wang, S., Tomovic, M., and Liu, H. (2016). *Commercial Aircraft Hydraulic Systems* (First edition). USA: Elsevier, 38-190.
11. Ma, Z., Wang, S., Shi, J., Li, T., and Wang, X. (2018). Fault diagnosis of an intelligent hydraulic pump based on a nonlinear unknown input observer. *Chinese Journal of Aeronautics*, 31 (2), 385-394.
12. Huang, B., and Wang, S. (2011, August). *Adaptive Mode Switch of Intelligent Hydraulic Power Supply System*. Proceedings of 2011 International Conference on Fluid Power and Mechatronics, China, 844-849.
13. Kavanagh, G. P. (1987). *The Dynamic Modelling of an Axial Piston Hydraulic Pump*, M. Sc. Thesis, University of Saskatchewan Faculty of Graduate Studies and Research, Canada.

14. Zeiger, G., and Akers, A. (1985). Torque on the Swashplate of an Axial Piston Pump. *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, 107, 220-226.
15. Manring, N. D. (2013). *Fluid Power Pumps & Motors* (First Edition). USA: McGraw Hill Education, 136-289.
16. Kaliafetis, P., and Costopoulos, T. (1995). Modelling and Simulation of an Axial Piston Variable Displacement Pump with Pressure Control. *Mechanism and Machine Theory*, 30 (4), 599-612.
17. Mandal, N. P., Saha, R., Mookherjee, S., and Sanyal, D. (2014). Pressure Compensator Design for a Swash Plate Axial Piston Pump. *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, 136 (2), 1-12.
18. Manring, N. D., and Mehta, V. S. (2011). Physical Limitations for the Bandwidth Frequency of a Pressure Controlled, Axial-Piston Pump. *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, 133 (6), 1-12.
19. Park, S. H., Lee, J. M., Kim, J. S. (2013). Modeling and Performance Improvement of the Constant Power Regulator Systems in Variable Displacement Axial Piston Pump. *The Scientific World Journal*, 2013 (3), 1-11.
20. Du, H. (2002, May). *Pressure Control with Power Limitation for Hydraulic Variable Displacement Piston Pumps*, Proceedings of the 2002 American Control Conference, 2, USA, 940-945
21. Khalil, M. K. B., Yurkevich, V. D., Svoboda, J., and Bhat, R. B. (2002) Implementation of Single Feedback Control Loop for Constant Power Regulated Swash Plate Axial Piston Pumps. *International Journal of Fluid Power*, 3 (3), 27-36.
22. Spencer, J. E. (1993). *Development Of Variable Pressure Hydraulic Systems For Military Aircraft Utilising The 'Smart Hydraulic Pump'*. Institution Of Mechanical Engineers Conference Publications, 6, USA, 101-111.
23. Zhang, P., and Li, Y. (2019). Research On Control Methods For The Pressure Continuous Regulation Electrohydraulic Proportional Axial Piston Pump Of An Aircraft Hydraulic System. *Applied Sciences*, 9 (7), 1-16.
24. Zhihong, L. U., Zhiyong, T., Hao, L., and Zhongcai, P. (2011, August). *Fuzzy PID control of intelligent pump*. Proceedings of 2011 International Conference on Fluid Power and Mechatronics, China, 803-808.
25. Eaton Aerospace. (2014). Boeing F/A-18E/F Super Hornet & EA-18G Growler. C5-26E. USA, 2.

26. Binns, K. E., Campbell, W. B., Pierce, N. J., & Young, R. E. (1985, October). *Nonflammable Fluid and 8,000 psi Technology for Future Aircraft Hydraulic Systems*. Aerospace Technology Conference and Exposition, USA, 2-12.
27. Tovey, P. (1987, October). *Microprocessor Control of Aerospace Hydraulic Pumps*. Aerospace Technology Conference and Exposition, USA, 2-6.
28. Kan, A. E., ve Güneri Orbay, N. (2014, Ekim). *Uçak Hidrolik Sistemleri Tasarım Faaliyet Süreçleri*. Uluslararası Katılımlı VII. Ulusal Hidrolik Pnömatik Kongresi, İzmir, 4.
29. SAE International. (2011). *Hydraulic Systems, Military Aircraft, Design and Installation, Requirements For*, SAE Standard No. AS5440A.
30. Aaltonen, J. (2016). *Interaction of Bootstrap Reservoir and Hydraulic Pump in Aircraft Hydraulic Systems*. M. Sc. Thesis, Tampere University of Technology, Tampere, 14-16.
31. Aaltonen, J., Koskinen, K. T. and Vilenius, M. (2007, May). *Pump Supply Pressure Fluctuations In The Semi-Closed Hydraulic Circuit With Bootstrap Type Reservoir*. The Tenth Scandinavian International Conference on Fluid Power, Sweden, 117-133.
32. Little, J., and Greene, D. F. (1981). US Patent No: 4296677.
33. SAE International. (2012). *8000 psi Hydraulic Systems: Experience and Test Results*, SAE Standard No. AIR4002A.
34. SAE International. (2018). *Description of Actuation Systems for Aircraft with Fly-By-Wire Flight Control Systems*, SAE Standard No. AIR4253B.
35. SAE International. (2016). *Design of Tubing Installations for Aerospace Hydraulic Systems*, SAE Standard No. ARP994B.
36. Pratt, R. W. (2000). *Flight Control Systems* (First Edition). USA: American Institute of Aeronautics and Astronautics, 96-98.
37. Moog, *Type 30 Nozzle-Flapper Flow Control Servovalves*.
38. Moog (2010). *Servovalves Direct – Operated with Integrated Digital Electronics and Fieldbus Interface Series D636 and D637 / Sizes 03 and 05*.
39. Helsley, C. W. (1983). *Airplane Actuation Trade Study*. Rockwell International. ADA130709. USA. 55.
40. SAE International. (2016). *Aerospace – Military Type Variable Delivery, Pressure Compensated Hydraulic Pump*, SAE Standard No. AS19692B.

41. SAE International. (2017). Aerospace – System Integration Factors That Affect Hydraulic Pump Life, SAE Standard No. AIR1922B.
42. Manring, N. D., and Fales, R. C. (2020). *Hydraulic Control Systems* (Second Edition). NJ, USA: John Wiley & Sons, 244-249.
43. Manring, N. D. (2000). The discharge flow ripple of an axial-piston swash-plate type hydrostatic pump. *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, 122(2), 263-268.
44. Blackburn, J. F., Reethof, G., and Shearer, J. L. (1960). *Fluid Power Control* (First Edition). USA: John Wiley & Sons, 58.
45. Grabbel, J., and Ivantysynova, M. (2005). An investigation of swash plate control concepts for displacement controlled actuators. *International Journal of Fluid Power*, 6(2), 19-36.
46. SAE International. (2013). Aerospace - Design and Installation of Commercial Transport Aircraft Hydraulic Systems, SAE Standard No. ARP4752B.
47. SAE International. (2018). General Requirements for Hydraulic System Reservoirs, SAE Standard No. AS5586A.
48. SAE International. (2002). Actuators: Aircraft Flight Controls, Power Operated, Hydraulic, General Specification For, SAE Standard No. ARP1281C.



EKLER

EK-1. Pompa parametreleri

Çizelge 1.1. Ortak pompa parametreleri

ω	5200 dev./dak.
d	6,8 mm
r	33,8 mm
L	101,4 mm
γ	10^0
α	16^0
b	0,025 mm
ε	0,025 mm
z	20 mm

Çizelge 1.2. Basınç kompanzasyonlu pompa parametreleri

A_b	$36,3 \text{ mm}^2$
A_c	65 mm^2
k_b	1500 N/m
δ_b	9,5 mm
A_v	$12,6 \text{ mm}^2$

EK-1. (devam) Pompa parametreleri

Çizelge 1.3. Çift basınçlı pompa parametreleri

A_b	36,3 mm ²
A_c	65 mm ²
k_b	1500 N/m
δ_b	2,5 mm
A_v	12,6 mm ²
k_v	10000 N/m
δ_v	13 mm
x_d	13 mm

Çizelge 1.4. Tork kontrollü pompa parametreleri (50 Nm)

A_c	65 mm ²
k_b	20000 N/m
δ_b	2,9 mm
A_v	12,6 mm ²
A_d	11,7 mm ²

EK-1. (devam) Pompa parametreleri

Çizelge 1.5. Tork kontrollü pompa parametreleri (60 Nm)

A_c	65 mm ²
k_b	20000 N/m
δ_b	4,2 mm
A_v	12,6 mm ²
A_d	12,9 mm ²

Çizelge 1.6. Akıllı pompa parametreleri

k_b	10000 N/m
δ_b	8 mm
k_s	10000 N/m
δ_s	0
A_e	120 mm ²

EK-2. Borulama parametreleri

Çizelge 2.1. Boru ölçüleri

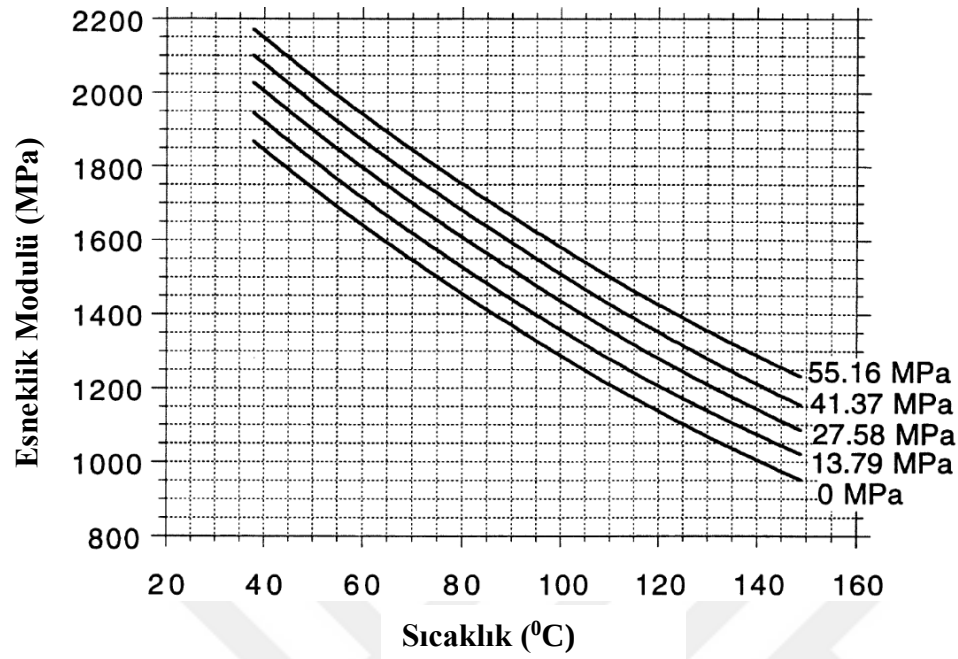
	Hesaplanan boru iç çapı (m)	Seçilen boru dış çapı
Ana basınç hattı	0,022	-16
Ana dönüş hattı	0,031	-20
Emiş hattı	0,054	-32
Flaperon basınç hattı	0,01	-8
Flaperon dönüş hattı	0,014	-10
Kanat basınç hattı	0,014	-10
Kanat dönüş hattı	0,02	-14
Yatay kuyruk basınç hattı	0,01	-8
Yatay kuyruk dönüş hattı	0,014	-10
Yatay kuyruk ana basınç hattı	0,014	-10
Yatay kuyruk ana dönüş hattı	0,02	-14
İstikamet dümeni basınç hattı	0,008	-6
İstikamet dümeni dönüş hattı	0,011	-8
Kuyruk basınç hattı	0,016	-12
Kuyruk dönüş hattı	0,023	-16

EK-3. Rezervuar boyutu

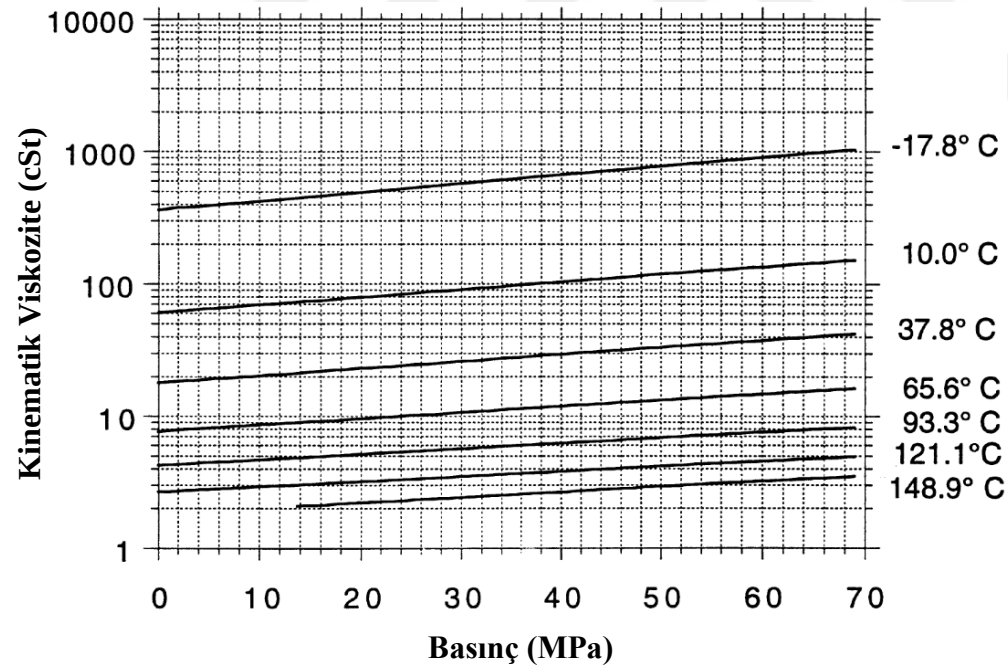
Çizelge 3.1. Rezervuar hacmi

V_1	0.5 L
V_2	0
V_3	1.2 L
V_4	0
V_5	0
V_6	0.1 L
V_7	1 L
V_8	0
V_9	1.5 L
V_{10}	0
V_{rez}	4.3 L

EK-4. Hidrolik yağ özellikleri

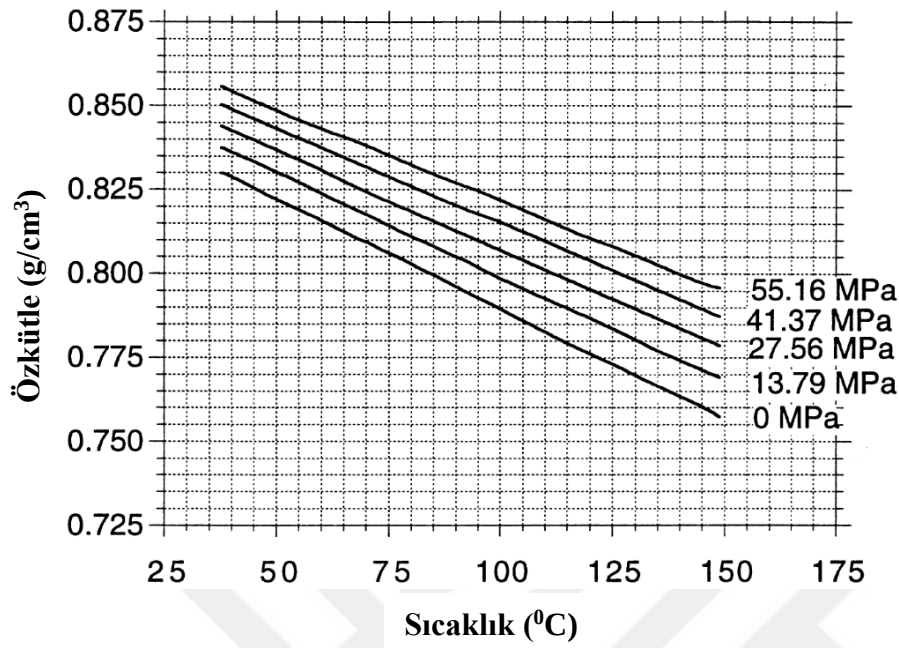


Şekil 3.1. MIL-PRF-83282 yağı esneklik modülü – sıcaklık grafiği

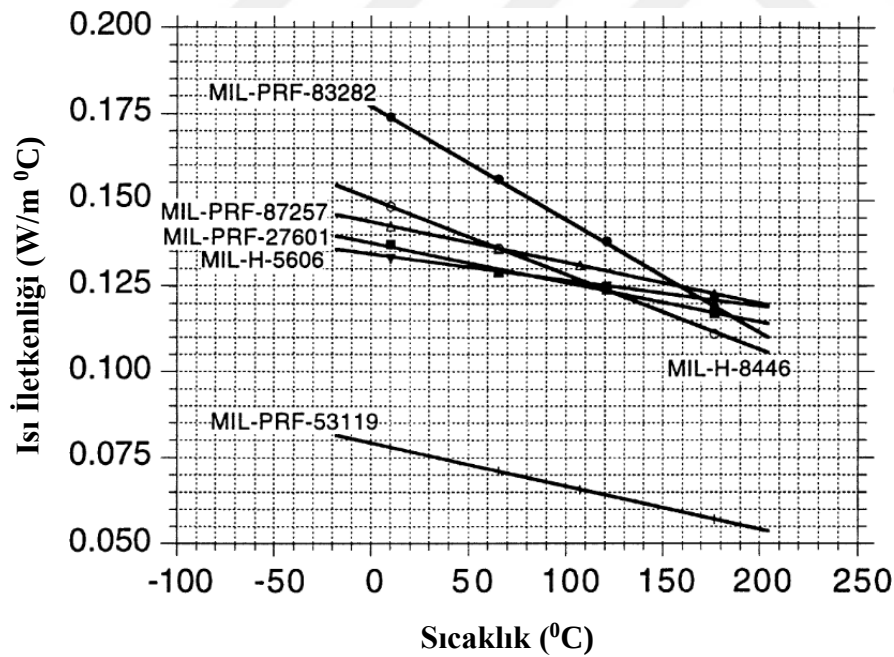


Şekil 3.2. MIL-PRF-83282 yağı kinematik viskozite – sıcaklık grafiği

EK-4. (devam) Hidrolik yağ özellikleri

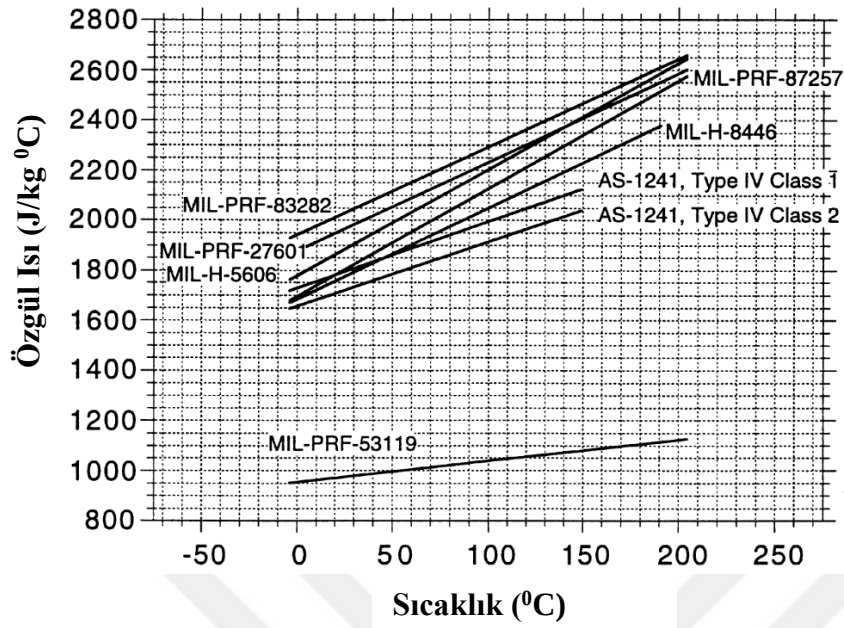


Şekil 3.3. MIL-PRF-83282 yağı özkütle – sıcaklık grafiği

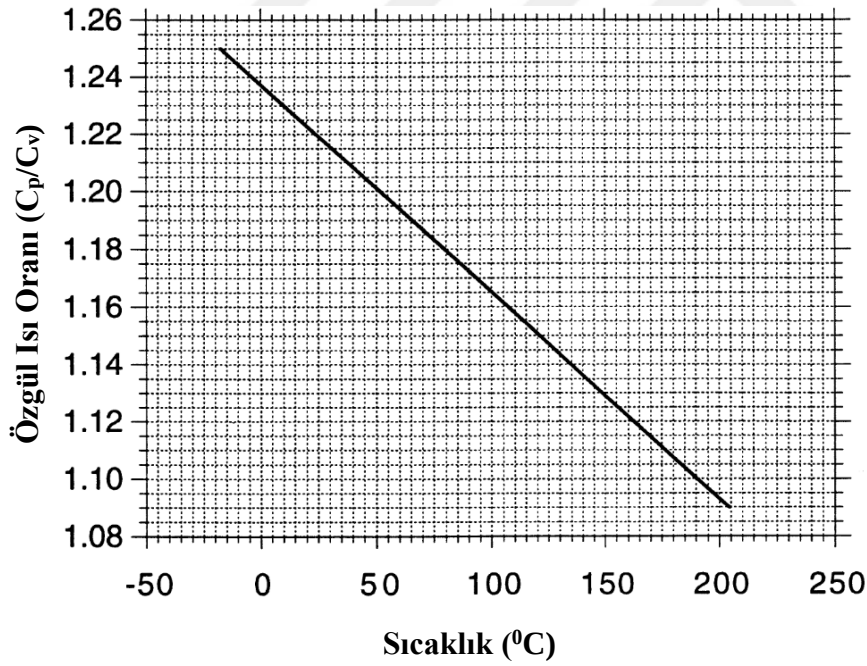


Şekil 3.4. MIL-PRF-83282 yağı ısı iletkenlik – sıcaklık grafiği

EK-4. (devam) Hidrolik yağ özellikleri



Şekil 3.5. MIL-PRF-83282 yağı özgül ısı – sıcaklık grafiği



Şekil 3.6. MIL-PRF-83282 yağı özgül ısı oranı – sıcaklık grafiği



GAZİ GELECEKTİR..