

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**EVSEL KULLANIM SUYU İÇİN SICAKLIK KONTROL SİSTEMİ TASARIMI
VE ANALİZİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Oğuzhan ORUÇ

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Sistem Dinamiği ve Kontrolü Programı

ARALIK 2017

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**EVSEL KULLANIM SUYU İÇİN SICAKLIK KONTROL SİSTEMİ TASARIMI
VE ANALİZİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

**Oğuzhan ORUÇ
(503101607)**

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Sistem Dinamiği ve Kontrolü Programı

Tez Danışmanı: Doç. Dr. Zeki Yağız BAYRAKTAROĞLU

ARALIK 2017

İTÜ, Fen Bilimleri Enstitüsü'nün 503101607 numaralı Yüksek Lisans Öğrencisi Oğuzhan ORUÇ, ilgili yönetmeliklerin belirlediği gerekli tüm şartları yerine getirdikten sonra hazırladığı "EVSEL KULLANIM SUYU İÇİN SICAKLIK KONTROL SİSTEMİ TASARIMI VE ANALİZİ" başlıklı tezini aşağıda imzaları olan jüri önünde başarı ile sunmuştur.

Tez Danışmanı : **Doç. Dr. Zeki Yağız BAYRAKTAROĞLU**
İstanbul Teknik Üniversitesi

Jüri Üyeleri : **Doç. Dr. Erdinç Altuğ**

Yrd. Doç. Dr. Dilek Bilgin Tükel

Teslim Tarihi : **7 Kasım 2017**
Savunma Tarihi : **12 Aralık 2017**





Tüm aileme,



ÖNSÖZ

Tezin hazırlanması esnasında hiç bir yardımını esirgemeyen danışmanım Sayın Doç. Dr. Zeki Yağız Bayraktaroğlu'na teşekkürü borç bilirim.

Aralık 2017

Oğuzhan ORUÇ
Makina Mühendisi





İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖNSÖZ.....	vii
İÇİNDEKİLER	ix
KISALTMALAR	xiii
SEMBOLLER	xv
ÇİZELGE LİSTESİ.....	xvii
ŞEKİL LİSTESİ.....	xix
ÖZET.....	xxiii
SUMMARY	xxv
1. GİRİŞ.....	1
1.1 Genel Bakış	1
1.2 Literatür Taraması	2
1.3 Tez Çalışmasının Amacı	4
2. ISI POMPASI SİSTEMİ TANIMI.....	7
2.1 Isı Pompası Sistemine Genel Bakış.....	7
2.2 Sistemin Isı Geçişi.....	8
2.3 Dış Hava Sıcaklığı ve Sistem	12
2.4 Sistemde Kullanılan Soğutucu Akışkan	12
2.5 Yoğuşturucuda Isı Geçişi	14
3. SİSTEMİN MODELLENMESİ.....	17
3.1 Sistem Tanımlamaya Giriş	17
3.2 Tanımlama Yöntemi İçin Model Yapısı.....	17
3.3 Sistem Tanımlama Prensipleri	19
3.4 Sistem Tanımlamada İş Akışı	20
3.5 Isı Pompası İçin Sistem Tanımlama Yöntemi.....	21
3.6 Veri İncelemesi	22
3.7 Model Yapısı Seçimi.....	23
3.8 Model Kestirimi	25
3.8.1 ARX model yapısı kestirimi.....	25
3.8.2 ARMAX model yapısı kestirimi	26
3.9 Model Doğrulaması.....	27
3.9.1 Artık analizi.....	27
3.9.2 Köklerin geometrik yeri çözümlemesi	29
3.10 Kontrolör Tasarımı İçin Modelin Hesaplanması.....	31
4. KONTROLÖR TASARIMI.....	35
4.1 Bir Sistemin Kontrolörleri.....	35
4.1.1 Sistem için önerilen kontrolörler.....	35
4.2 PID Kontrolörü.....	36
4.2.1 PID kontrolörü teorisi	37
4.2.2 Orantı terimi	37
4.2.3 İntegral terimi.....	37

4.2.4 Türev terimi.....	38
4.3 Geçici Rejim Özellikleri.....	39
4.4 Ayrık Zamanlı Sistemlerin Zaman Cevabı Karakteristikleri.....	40
4.4.1 Sönümlenme oranı.....	41
4.4.2 Doğal frekans	42
4.4.3 Zaman sabiti	42
4.4.4 Doğal ve sönümlü frekanslar.....	42
4.4.5 Yüzde maksimum aşma (overshoot).....	43
4.4.6 Yerleşme zamanı	43
4.4.7 Kararlı hal hatası	43
5. KONTROLÖR TASARIMI İÇİN FREKANS CEVABI YÖNTEMİ.....	47
5.1 Bilineer (Tustin) Dönüşümü.....	47
5.1.1 Frekanslar arası lineer olmayan ilişki.....	48
5.1.2 ω , ω_z ve ω_w frekans aralıkları.....	49
5.2 Faz İlerlemeli (Phase Lead) ve Faz Gecikmeli Kompanzatorler.....	50
5.2.1 Faz ilerlemeli kompanzator	50
5.2.2 Faz gecikmeli kompanzator	51
5.3 Frekans Cevabı ve Geçici Cevap Arası İlişki.....	52
5.4 Tasarım Metodolojisi.....	54
5.4.1 Kapalı çevrim karakteristik denklemi	55
5.4.2 Yöntemin sağlaması	56
5.4.3 Faz ilerlemeli kompanzator için frekans aralığı	57
5.4.4 Faz gecikmeli kompanzator için frekans aralığı	58
5.4.5 Frekans cevabı yöntemi ile PID kontrolör tasarımı	60
5.5 Isı pompası Sistemi İçin Kontrolör Tasarımı	65
5.5.1 Birinci ve üçüncü sezonlar için faz gecikmeli kompanzator tasarımı.....	66
5.5.2 Birinci ve Üçüncü Sezonlar İçin PID Tasarımı.....	69
5.5.3 İkinci sezon için faz gecikmeli kompanzator tasarımı	70
5.5.4 İkinci sezon için PID kontrolör tasarımı	73
6. SİSTEM SİMÜLASYON VE ANALİZLERİ.....	75
6.1 Tasarlanan Kontrolörlerin Karşılaştırılması	75
6.1.1 Birinci sezon kontrolörleri ve mevcut sistem karşılaştırması	75
6.1.2 İkinci sezon kontrolörleri ve mevcut sistem karşılaştırması	76
6.1.3 Üçüncü sezon kontrolörleri ve mevcut sistem karşılaştırması	77
6.2 Sıcak Su Dağıtım Şeması	77
6.3 Sıcak Su Kullanım Profili.....	79
6.3.1 Ocak şubat ve mart ayları için sıcak su kullanım profili.....	79
6.3.2 Nisan ve eylül ayları arası için sıcak su kullanım profili	80
6.3.3 Ekim kasım ve aralık ayları için sıcak su kullanım profili.....	80
6.4 Sıcak Su Sarfiyatı Simülasyonu	81
6.4.1 Kullanım sinyalleri.....	82
6.5 Sistem Simülasyonları	83
6.5.1 Ocak şubat mart ayları için sistem simülasyonu	83
6.5.2 Nisan eylül ayları arası için sistem simülasyonu	87
6.5.3 Ekim kasım aralık ayları için sistem simülasyonu	90
6.5.4 Toplam enerji tasarrufu	93
7. SONUÇ.....	95
7.1 On-Off Kontrollü Sistem.....	95
7.2 Model Seçimleri ve Sistem Cevabı Üzerine Etkisi	95
7.3 Kontrolör Tasarımı ve Öngörülme Diğer Sistem Kayıpları.....	97

KAYNAKLAR	101
EKLER.....	105
ÖZGEÇMİŞ.....	125





KISALTMALAR

AR	: Autoregressive
ARMA	: Autoregressive Moving Avarage
ARMAX	: Autoregressive Moving Avarage Exogenous
ARX	: Autoregressive Exogenous
BJ	: Box-Jenkins
COP	: Coefficient of Performance
OE	: Output Error
PD	: Proportional Derivative
PI	: Proportional Integral
PID	: Proportional Integral Derivative
SP	: Set Point
AMX	: ARMAX
IMC	: Internal Model Control
LQG	: Linear Quadratic Gaussian
vs	: Versus
EPDK	: Enerji Piyasası Denetleme Kurulu
MEVBİS	: Meteorolojik Veri Bilgi Satış ve Sunum Sistemi



SEMBOLLER

c_1	: Soğutucu akışkan özgül ısısı
c_2	: Sistem toplam ısı taşınım katsayısı
c_3	: Dış hava sıcaklığına ve boru izolasyonuna bağlı katsayı
c_4	: Su ve soğutucu akışkan arası ısı taşınım katsayısı
E_B	: Suyun başlangıç ısıl enerjisi
K_P	: Orantı kazancı
K_I	: İntegral kazancı
K_D	: Türev kazancı
n_a	: $A(q)$ polinomunun derecesi
n_b	: $B(q)$ polinomunun derecesi
n_c	: $C(q)$ polinomunun derecesi
n_k	: Giriş-çıkış gecikmesi
T_r	: Yükselme zamanı (rise time)
T_p	: Zirve zamanı (peak time)
T_s	: Durulma zamanı (settling time)
T_{134a}	: Yoğuşturucu içi soğutucu akışkan sıcaklığı
T_{min}	: Minimum sıcaklık
T_{max}	: Maksimum sıcaklık
$T_{dış}$: Dış hava sıcaklığı
T_b	: Soğutucu buharlaşma sıcaklığı
T_v	: Soğutucu akışkan sıcaklığı
\dot{m}_{134a}	: Soğutucu akışkan kütleli debisi
R134a	: Soğutucu akışkan tipi
φ_m	: Faz marjini
ΔT	: Sıcaklık değişimi
ΔE_T	: Toplam enerji değişimi
Δt	: Zaman değişimi
$H_u(z)$: Rasyonel transfer fonksiyon
$H_e(z)$: Rasyonel transfer fonksiyon
$\hat{C}_{yu}(\tau)$: Çapraz kovaryans fonksiyonu
$\hat{C}_{uu}(\tau)$: Giriş otokorelasyonu
$\hat{C}_{yy}(\tau)$: Çıkış otokorelasyonu
ζ	: Sönümlenme oranı
ω_n	: Doğal frekans
ω_d	: Sönümlenmiş frekans
τ	: Zaman sabiti
M_P	: Maksimum aşma (Overshoot)
K_{DC}	: DC kazancı
e_{ss}	: Kararlı hal hatası
λ_{gece}	: Gece sıcak su kullanım frekansı
λ_{sabah}	: Sabah sıcak su kullanım frekansı
$\lambda_{öğle}$: Öğle sıcak su kullanım frekansı



ÇİZELGE LİSTESİ

Sayfa

Çizelge 2.1 : Sistemin geçici rejim cevabı.....	15
Çizelge 3.1 : ARX model yapısı özellikleri.....	26
Çizelge 3.2 : AMX model yapısı özellikleri.....	27
Çizelge 3.3 : ARX791 modeli köklerinin geometrik yeri.....	30
Çizelge 3.4 : AMX2231 köklerinin geometrik yeri.....	31
Çizelge 3.5 : AMX2111 köklerinin geometrik yeri.....	34
Çizelge 5.1 : 1. sezon kompanzator kontrollü sistem geçici rejim özellikleri.....	69
Çizelge 5.2 : Birinci sezon PID kontrollü sistem geçici rejim özellikleri.....	70
Çizelge 5.3 : İkinci sezon kompanzatorlü sistem geçici cevap özellikleri.....	72
Çizelge 5.4 : İkinci sezon PID kontrollü sistem geçici rejim özellikleri.....	74
Çizelge 6.1 : Birinci sezon geçici rejim cevabı karşılaştırılması.....	76
Çizelge 6.2 : İkinci sezon geçici rejim cevabı karşılaştırılması.....	76
Çizelge 6.3 : Üçüncü sezon geçici rejim cevabı karşılaştırılması.....	77
Çizelge 6.4 : Birinci sezon kişi başı sıcak su kullanım profili.....	79
Çizelge 6.5 : İkinci sezon kişi başı sıcak su kullanım profili.....	80
Çizelge 6.6 : Üçüncü sezon kişi başı sıcak su kullanım profili.....	80
Çizelge 6.7 : Birinci sezon enerji sarfiyat ve maliyeti karşılaştırılması.....	86
Çizelge 6.8 : İkinci sezon enerji sarfiyat ve maliyeti karşılaştırılması.....	90
Çizelge 6.9 : Üçüncü sezon enerji sarfiyatı ve maliyeti karşılaştırılması.....	93
Çizelge 6.10 : Toplam enerji sarfiyatları.....	93
Çizelge 7.1 : Birinci ve üçüncü sezon için model yapıları.....	96
Çizelge 7.2 : İkinci sezon için model yapıları.....	96
Çizelge 7.3 : ARX791 ve AMX2231 sistem cevap karakteristikleri.....	97
Çizelge 7.4 : İkinci sezon depo kayıpları ile enerji sarfiyatı.....	99
Çizelge E.1 : 2014 2016 yılları arası günlük ortalama sıcak su tüketimi.....	122
Çizelge E.1 (devam) : 2014 2016 yılları arası ortalama sıcak su tüketimi.....	123
Çizelge E.2 : 2014 2016 yılları arası saatlik hava sıcaklığı.....	123
Çizelge E.2 (devam) : 2014 2016 yılları arası saatlik hava sıcaklığı.....	124



ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 2.1 : Isı pompası sistemi.	7
Şekil 2.2 : Yoğuşturucu şematik gösterimi.	9
Şekil 2.3 : Sistemin blok diyagramı.	10
Şekil 2.4 : Sistem fonksiyonel diyagramı.	11
Şekil 2.5 : Hava sıcaklığı değişimi.	12
Şekil 2.6 : Soğutucu akışkanların performans katsayıları karşılaştırması.	13
Şekil 2.7 : Yoğuşturucuda soğutucu akışkan çıkış sıcaklığı.	14
Şekil 2.8 : Sistem su çıkış sıcaklığı.	14
Şekil 3.1 : Sistem tanımlama döngüsü.	20
Şekil 3.2 : 1. dönem için ısı pompası veri takımı.	21
Şekil 3.3 : 1. dönem için kestirim veri takımı.	22
Şekil 3.4 : 1. dönem için doğrulama veri takımı.	22
Şekil 3.5 : Çeşitli modellerin basamak cevabı.	24
Şekil 3.6 : Çeşitli modellerin frekans cevabı.	25
Şekil 3.7 : ARX model yapıları kestirimi.	26
Şekil 3.8 : ARMAX model yapıları kestirimi.	27
Şekil 3.9 : ARX modeli artık analizi.	28
Şekil 3.10 : ARMAX modeli artık analizi.	29
Şekil 3.11 : ARX791 modeli köklerin geometrik yeri.	29
Şekil 3.12 : ARMAX2231 modeli köklerinin geometrik yeri.	30
Şekil 3.13 : ARMAX2111 modeli köklerinin geometrik yeri.	33
Şekil 4.1 : Önerilen kontrol sistemi blok diyagramı.	35
Şekil 4.2 : Geçici rejim cevabı özellikleri.	39
Şekil 4.3 : -s ve -z düzlemleri.	41
Şekil 4.4 : -z düzleminde köklerin geometrik yeri.	43
Şekil 4.5 : Ayrık zamanlı sistem.	44
Şekil 5.1 : Trapezoidal integral kuralı.	47
Şekil 5.2 : Frekanslar arasındaki lineer olmayan ilişki.	49
Şekil 5.3 : Faz ilerlemeli kompanzatör frekans cevabı karakteristiği.	50
Şekil 5.4 : Faz gecikmeli kompanzatör frekans cevabı karakteristiği.	51
Şekil 5.5 : İkinci mertebe sistem kapalı çevrim frekans cevabı.	52
Şekil 5.6 : İkinci mertebe sistem karakteristikleri.	53
Şekil 5.7 : Kompanzatör blok diyagramı.	54
Şekil 5.8 : -w uzayında Bode diyagramı.	55
Şekil 5.9 : Ayrık zamanlı PID blok diyagramı.	61
Şekil 5.10 : Ayrık zamanlı PID kontrolörüne ait frekans cevabı.	62
Şekil 5.11 : Birinci ve sezon transfer fonksiyonu Bode diyagramı.	67
Şekil 5.12 : Birinci sezon için kompanzatör etkisi Bode diyagramı.	67
Şekil 5.13 : Faz gecikmeli kompanzatör köklerin geometrik yeri.	68
Şekil 5.14 : Kompanzatör kontrollü sistem çıkış suyu sıcaklığı.	68

Şekil 5.15 : PID kontrollü sistemin köklerinin geometrik yeri.....	69
Şekil 5.16 : Birinci sezon PID kontrollü sistem çıkış suyu sıcaklığı.	70
Şekil 5.17 : İkinci sezon transfer fonksiyonu Bode diyagramı.....	71
Şekil 5.18 : İkinci sezon için kompanzatör etkisi Bode diyagramı.	71
Şekil 5.19 : İkinci sezon kompanzatör köklerin geometrik yeri.....	72
Şekil 5.20 : İkinci sezon kompanzatörlü sistem çıkış suyu sıcaklığı.....	72
Şekil 5.21 : İkinci sezon PID kontrolör köklerin geometrik yeri.....	73
Şekil 5.22 : İkinci sezon PID kontrollü sistem çıkış suyu sıcaklığı.....	74
Şekil 6.1 : Birinci sezon sistem çıkış suyu sıcaklıkları.....	75
Şekil 6.2 : İkinci sezon sistem çıkış suyu sıcaklıkları.....	76
Şekil 6.3 : Üçüncü sezon sistem çıkış suyu sıcaklıkları.	77
Şekil 6.4 : Otel sıcak su dağıtım şebekesi.....	78
Şekil 6.5 : Sıcak su kullanımı sinyal akışı.	81
Şekil 6.6 : Otel sıcak su kullanımı simülasyonu blok diyagramı.....	82
Şekil 6.7 : Birinci ve üçüncü sezon için bir günlük sıcak su kullanım sinyalleri.	82
Şekil 6.8 : İkinci sezon bir günlük sıcak su kullanım sinyalleri.	83
Şekil 6.9 : On-off kontrol bir günlük ısı pompası operasyonu.	84
Şekil 6.10 : On-off kontrol pompa operasyonları ve su tüketimi.	84
Şekil 6.11 : On-off kontrollü sistem 1 günlük enerji sarfıyatı.....	84
Şekil 6.12 : PID kontrol pompa operasyonları ve su tüketimi.....	85
Şekil 6.13 : PID kontrollü sistem pompa operasyonları ve su tüketimi.	85
Şekil 6.14 : PID kontrollü sistem 1 günlük enerji sarfıyatı.	85
Şekil 6.15 : On-off kontrollü sistem vs. PID kontrollü sistem.	86
Şekil 6.16 : Birinci sezon günlük enerji tasarrufu karşılaştırması.....	86
Şekil 6.17 : On-off kontrol bir günlük ısı pompası operasyonu.	87
Şekil 6.18 : On-off kontrol pompa operasyonları ve su tüketimi.	87
Şekil 6.19 : On-off kontrol bir günlük enerji sarfıyatı.....	88
Şekil 6.20 : PID kontrollü sistem ısı pompası operasyonu.....	88
Şekil 6.21 : PID kontrol sistemi pompa operasyonları ve su tüketimi.	88
Şekil 6.22 : PID kontrollü sistem bir günlük toplam enerji sarfıyatı.....	89
Şekil 6.23 : On-off kontrollü sistem vs. PID kontrollü sistem	89
Şekil 6.24 : İkinci sezon enerji sarfıyatı karşılaştırması.	89
Şekil 6.25 : On-off kontrol bir günlük ısı pompası operasyonu.	90
Şekil 6.26 : On-off kontrol pompa operasyonları ve su tüketimi.	91
Şekil 6.27 : On-off kontrollü sistem bir günlük toplam enerji sarfıyatı.	91
Şekil 6.28 : PID kontrollü sistem ısı pompası operasyonu.....	91
Şekil 6.29 : PID kontrol pompa operasyonları ve su tüketimi.....	92
Şekil 6.30 : PID kontrollü sistem bir günlük toplam enerji sarfıyatı.....	92
Şekil 6.31 : On-off kontrollü sistem vs. PID kontrollü sistem.	92
Şekil 6.32 : Üçüncü sezon enerji sarfıyatı karşılaştırması.	93
Şekil 7.1 : ARX791 ve AMX2231 sistem çıkışları.	97
Şekil 7.2 : Depo ısı kayıpları blok diyagramı.....	98
Şekil 7.3 : İkinci sezon depo kayıpları ile enerji sarfıyatı.	99
Şekil B.1 : R134a P-h diyagramı.	113
Şekil B.2 : R134a termodinamik özellikleri.	114
Şekil C.1 : Sistem tanımlama modülü.	115
Şekil C.2 : ARX791 model özellikleri.....	115
Şekil C.3 : ARX821 model özellikleri.....	116
Şekil C.4 : ARX221 model özellikleri.....	116
Şekil C.5 : ARMAX 2231 model özellikleri.	117

Şekil D.1 : Sistem simülasyonu blok diyagramı.....	118
Şekil D.2 : Birinci ve üçüncü sezon kontrol sistemi blok diyagramı.	118
Şekil D.3 : İkinci sezon kontrol sistemi blok diyagramı.	119
Şekil D.4 : On-off kontrollü sistem günlük sıcak su tüketimi.	120
Şekil D.5 : PID kontrollü sistem günlük sıcak su tüketimi.	121





EVSEL KULLANIM SUYU İÇİN SICAKLIK KONTROL SİSTEMİ TASARIMI VE ANALİZİ

ÖZET

Hava kaynaklı ısı pompası evsel sıcak kullanım suyu sistemleri, suyu ısıtmak için kullandıkları elektrik enerjisini doğrudan ısıyı üretmek yerine, havadan elde ettikleri ısıyı ihtiyaç olan yere transfer etmek için tasarlanmışlardır. Bu sebeple geleneksel rezistanslı su ısıtıcı sistemlerden iki ila üç kez daha verimli sistemlerdir. Daha düşük sıcaklıktaki bir ortamdan daha yüksek sıcaklıktaki bir ortama ısı geçişini sağlamak için bir ara akışkana ihtiyaç duyan ve buhar sıkıştırılmalı soğutma çevrimi kullanan bu tür sistemlerde, istenilen su sıcaklığının sürekli olarak elde edilmesi bir mühendislik problemi olarak ele alınmaktadır. Bu tür sistemlerin etkinlik katsayıları, dış hava koşulları ve ara akışkan termodinamik özelliklerine bağlı olsa da, değişken ortam koşulları ve sistemlerin kullanıcı profili doğrultusunda kullanım şekilleri ve uygulanan yetersiz kontrol stratejileri performans etkinliğinin olması gerekenden daha az olmasına sebep verebilir.

Bu tezde evsel sıcak kullanım suyu üreten havadan suya enerji kaynaklı bir evaporatif ısıtma sisteminde frekans cevabı yöntemleri kullanılarak kullanım suyu sıcaklığı kontrolü yapılmıştır.

Bir otel işletmesinde bulunan bu sistemin mevcut hali PLC tabanlı bir on-off kontrolöre sahiptir. Sistemin eski olması ve gerekli teknik desteğin artık alınmamasından dolayı yeni ve dayanıklı bir kontrolöre ihtiyaç duyulmuştur. Tezin amacı sistemin ihtiyaçlarına uygun bir iyileştirme sağlamaktır. Bu amaçla sistemin matematiksel bir modeli oluşturulacak ve bu sisteme uygun kontrolör tasarlanacaktır. Sistemin dinamik ve doğrusal olmayan yapısı sebebi ile öncelikle Matlab[®] Simulink yazılımının sistem tanımlama modülü ile sistem tanımlama teknikleri uygulanarak sisteme ait dönemsel matematiksel modeller elde edilecektir. Nihai modele ulaşmak için ilgili veriler kestirimci bir şekilde elde edilecek ve bu verilerin doğrulaması yapılacaktır. Frekans cevabı yöntemi ile elde edilen kontrolörler sisteme uygulanacaktır. Çalışmada önce faz ilerlemeli, faz gecikmeli ve PID kontrolörler oluşturulacak, daha sonra sistemin geçici ve frekans cevapları incelenecektir. PID kontrolörün istenilen sistem özelliklerini sağladığı gözlemlenecektir. Kontrol sistemi otel işletmesinin karakteristik sıcak su kullanım özellikleri, mevsimsel meteorolojik istatistikler ve bozucu etkiler göz önüne alınarak simüle edilecek ve bu koşullar altında da hem istenilen sistem davranışını vermeye devam ettiği hem de sıcak su üretiminde belirli bir oranda enerji tasarrufunu sağladığı gözlemlenecektir.



DOMESTIC HOT WATER TEMPERATURE CONTROL SYSTEM DESIGN AND ITS ANALYSIS

SUMMARY

Air source heat pump domestic hot water heaters use electricity energy to transfer the heat to where it is needed, which is obtained from surrounding air, instead of producing it therefore they are two or three times more efficient than traditional electricity energy based water heating systems. They need a refrigerant fluid to transfer the heat from a lower temperature medium to a higher temperature medium and use vapour compression cycle. To obtain a stable hot water temperature from this kind of systems is always considered as an engineering problem. Although coefficient of performance of these systems mainly depends on the ambient temperature and thermodynamical specifications of the refrigerant fluid, variable seasonal effects, hot water usage profile and insufficient control strategies can also affect the performance and make it lower than expected.

In this thesis, it is aimed to control water temperature in an evaporative heating system which produces hot water by deriving from air-water energy by using frequency response methods.

The system which is being used in a hotel operation, has a PLC based on-off controller. Since the system is outdated and the necessary technical support is no longer available, a new and robust controller is needed. The goal of the thesis is to provide an appropriate improvement to the needs of the system. For this purpose, a mathematical model of the system will be created and a controller will be designed according to the system. Due to the dynamic and nonlinear nature of the system, seasonal mathematical models will first be achieved by applying system identification techniques with the system identification module of the Matlab[®] Simulink software. The relevant data will be obtained in a predictive manner and verified to implement the final model. The controllers which are designed by frequency response method will be applied to the obtained model. Primarily, phase lag/lead compensators and a PID controller will be designed, thereafter the system's transient and frequency responses will be examined. It will be observed that the PID method turns out to be the best results. The control system will be simulated with hotel's hot water usage profile, seasonal meteorological statistics and disturbances. Once all simulation scenarios are run, it will be observed that the designed PID control system response gives the optimum results and considerable energy savings.

Due to having a high thermal inertia, designing a control system for water heating systems is always a challenging duty. In the first place, determining the right control strategy is very important because of the complex and dynamical system characteristics. In a heat pump system, the required thermal energy to heat the water is obtained from the surrounding air and the heated water is stored in storage tanks. In vapour compression heating systems, the water to be heated up gains energy

when it goes through condenser therefore the temperature of water varies in condenser. If the stored usage water in the tank is cold, it should be heated and the temperature of water to be sent to the tank should be controlled to provide temperature demand. Due to the aim of heat pump system is to minimize the heating cost using surrounding air as the energy source, the accuracy of the control system is quite important to maintain this energy saving.

When controlling the heat pump water heating system, the hot water user comfort and the energy cost preservation should be considered. There are several control strategies such as conventional or intelligent controllers for heating systems. Heat pump system controllers measure the flow rate of water supplied to the condenser and control it. All heat pump control systems have the control organs either to recognize the tank water level or temperature of outlet water. In this thesis, it is aimed to design controllers such as lead/lag compensators and PID to control water temperature in heat pump system by using frequency response methods. The reasons behind choosing those control techniques are, robustness, simplicity and superior control effect that they have. All heat pump water heater systems use compressed refrigerant in order to heat the water inside the condenser. Due to the variable water temperature inside the system, the aim of the control system design is to control the output hot water temperature by controlling the flow rate of the refrigerant.

To obtain the best result from controller design, system must be modelled accurately. In order to create a system model, estimation and validation algorithms of system identification module will be used. One of the aims of the system identification process is to create mathematical models of the complex physical systems where detailed experiments cannot be conducted by the researcher. System identification procedures use the data samples which are collected from the physical system.

System identification procedure consists of many steps such as, model estimation, model validation, error analysis. There are many types of model structures in the literature which provides a sense of comfort to the researchers who use the system identification techniques. Residual and correlation analysis are very important in model validation.

Compensators and PID controllers are widely used in the industry and they give fast and effective responses. Even though the tuning process of PID controllers are complex, they have very good performance on many processes. In the thesis, K_p , K_I and K_D parameters of PID controller calculated by using frequency response methods. Because discrete time systems are not linear in the frequency domain, bilinear transformation is used to work in the $-w$ domain.

During controller parameters analysis, it is shown that the controller gives ideal results on closed loop systems. Ambient air and feed water temperature variations are included to the system as disturbances to test the robustness of the controller. Phase lag, PID and on-off controllers are compared. All the controllers are designed by using MATLAB[®] software. Comparison simulation of the controllers showed that the designed PID controller achieved to maintain demanded hot water temperature at the output of the condenser.

Output water temperature of condenser is basically the output of the control system design. A model based PID controller is designed to optimize the system output and to get rid of the disadvantages of the conventional on-off controller. Designed

controller is provided desired hot water temperature regardless of disturbances i.e. ambient air temperature deviations and gave better transient response characteristics.

To demonstrate the daily working cycle of the system, the operation of the hot water distribution system is first described and hot water usage profiles for different seasons of the year are created. The hot water produced by the heat pump system is used only domestic purposes not for industrial purposes such as, laundry, kitchen. Depending on the occupants in the hotel and seasonal meteorological conditions, three different usage signal is created to simulate daily hot water usage and heat pump operations.

The results of this thesis work will be a foundation for the researchers who face the technical problems in such hotel establishments when providing necessary comfort conditions and energy consumption reduction.



1. GİRİŞ

Bu bölümde giriş sunumu yapılacak, projenin amacı ve sistemin genel yapısı hakkında bilgiler verilecektir.

1.1 Genel Bakış

Isıtma sistemleri yüksek ısıl ataletle sahip oldukları için iyi bir kontrol sistemi tasarımı her zaman bazı güçlükler içermektedir. Bu tip sistemlerin karmaşık ve dinamik yapılarından dolayı doğru kontrol sistemine karar vermek önemlidir. Isı pompası sistemlerinde suyu ısıtmak için gerekli enerji dış hava ortamından elde edilerek bir tankta depolanmış olan su ısıtılmaktadır. Isı pompaları, su tanklarının bir parçası olarak da tasarlanabilirler [1]. Su, evaporatif sistemlerde, ısı değiştiricisi ve ya yoğuşturucudan geçerken, enerji kazanır ve ya enerji kaybeder. Bu sebeple ısı değiştirici boyunca sıcaklık değişkendir [2]. Öte yandan, eğer tankta depolanmış olan su soğuk ise ısıtılması gerekmekte olup, tanka gönderilecek olan suyun sıcaklığının hassas kontrol edilmesi için iyi bir kontrol stratejisine ihtiyaç bulunmaktadır. Havadan suya kaynaklı ısı pompasının amacı, havadan elde edilen enerji ile ısıtma maliyetini minimum seviyede tutmak olduğundan bu strateji önemlidir.

Isı pompası kontrolü sağlanırken enerji maliyetlerinin ve sıcak su kullanıcı konforunun etkilenmemesi gerekmektedir [3]. Kontrol sistemlerinde tasarım en önemli faktörlerden biridir. Günümüzde bir çok kontrol stratejisi bulunmakla beraber bunlar geleneksel ve ya akıllı kontrol sistemleri olabilirler. Isı pompalarında kontrol organı yoğuşturucuya giden su miktarını ölçer ve kontrol eder [4]. Tüm ısı pompalarında tank içindeki su seviyesini ya da yoğuşturucu çıkışında su sıcaklığını kontrol etmek için kontrol organları bulunmaktadır. Bu tez çalışmasında frekans cevabı kontrol teknikleri kullanılarak evsel sıcak kullanım suyu eldesi için kullanılan bir ısı pompası için faz gecikmeli/ilerlemeli kompanzatorler ve PID kontrolörler tasarlanacaktır. Bu kontrol tekniklerinin seçilmesinin sebebi, ısıl sistemlerin kontrolü için gerekli olan sağlamlık, basitlik ve üstün kontrol etkisine sahip olmalarıdır. Tüm ısı pompaları yoğuşturucu içinden geçen suyu ısıtabilmek için bir kompresör vasıtası

ile sıkıştırılan soğutucu bir akışkan kullanmaktadırlar. Sistem içindeki su sıcaklığı değişken olduğu için tasarlanacak olan kontrol sisteminin amacı soğutucu akışkan akışını kontrol ederek sabit sıcaklıkta evsel kullanım suyu elde etmektir. Doğru bir kontrol tasarımı için sistemin doğru bir modelinin oluşturulması gerekmektedir. Bunun için sistem tanımlama modülünde kestirim (estimation) ve sağlama (validation) teknikleri kullanılarak farklı iklim koşullarına ait sistem modelleri elde edilecektir.

Tasarlanan kontrolcülerin geçici rejim cevapları incelenecek ve PID kontrolcünün daha iyi sonuçlar vereceği gözlemlenecektir. Bu sebeple bu sistemde sabit sıcaklıkta kullanım suyu elde etmek için en uygun yöntemin PID kontrol yöntemi olduğu gösterilecektir.

1.2 Literatür Taraması

Bir ısı pompası, yoğuşturucu, buharlaştırıcı, kompresör ve genişleme valfi olmak üzere dört ana elemandan oluşmaktadır. Sıkıştırılmış ve sıcaklığı yükseltilmiş soğutucu akışkan yoğuşturucudan geçerken sıcak ortam ve soğuk ortam arasında ısı geçişi olmaktadır. Hava kaynaklı ısı pompalarında gerekli olan enerji dış hava ortamından elde edilir ve buharlaştırıcı sayesinde soğutucu akışkan ortamına transfer edilir. Soğutucu akışkanın basıncı arttırıldığında beraberinde sıcaklığı da artacak ve gerekli ısı enerjisi elde edilecektir. Daha sonra bu ısı, yoğuşturucu adı verilen ısı değiştiricisi vasıtası ile suya aktarılacaktır. Bu ısı geçişinden sonra soğutucu akışkan genişleme valfinden geçerek basıncı ve sıcaklığı düşecektir. Tezin ana amacı soğutucu akışkanın akışının kontrol edilerek yoğuşturucu çıkış suyu sıcaklığını sabit tutmaktır. Kontrol tasarımına geçilmeden önce sistemin modellenmesi gerekmektedir. Model tabanlı sistemler oluşturulabilmesi için sistem tanımlama teknikleri kullanılmaktadır. Sistem tanımlamanın amacı, üzerinde çalışılacak olan fiziki sistemin matematiksel modelinin oluşturulması ve elde edilen sonuçların sisteme dair problemlerin bertarafında kullanılmak üzere bir kontrol tasarımı oluşturmaktır [5]. Sistem tanımlama matematik modeli oluşturma için sistem üzerinden alınan ölçüm datalarını kullanmaktadır [6].

Sistem tanımlama prosedürü, model seçimi [7], model kestirimi, doğrulama ve hata analizi gibi adımları içermektedir [8]. Literatürde bulunan bir çok model yapısı ve sistem tanımlama yöntemleri bu konu üzerinde araştırma yapanlara geniş çaplı bir

çalışma alanı sağlar [9]. Artık ve korelasyon analizleri model doğrulamada çok önemli bir rol oynamaktadır [10]. Kompanzator ve PID kontrolörlerinin seçilmesinin sebebi istenilen ayar noktası için hızlı ve etkili sonuç vermeleridir. PID kontrolörler günümüzde bir çok uygulamada yaygın olarak kullanılmaktadırlar. Ayarlanmaları her ne kadar karmaşık olsa da performansları pratik uygulamalarda etkili sonuçlar vermektedir. PID'ye ait K_p , K_i ve K_d parametreleri daha iyi bir kapalı çevrim performansı için frekans cevabı yöntemi kullanılarak hesap edilmiştir. Ayrık zamanlı sistemler frekans uzayında rasyonel fonksiyonlar olmadığından, kontrol sistemi tasarımında bilineer dönüşüm kullanılarak yeni bir w uzayında çalışılmıştır [11].

Kontrol parametreleri analizi esnasında kontrol etkisinin ideal sonuçlar verdiği görülmüş, ortam sıcaklığındaki ve besleme suyu sıcaklığındaki değişiklikler bozucu etken olarak kontrol sistemine dahil edilerek kontrolörün dayanıklılığı test edilmiştir. Sistem kontrolü için, faz gecikmeli kompanzator, PID ve geleneksel on/off kontrol yöntemleri karşılaştırılmıştır. Tüm kontrolörler MATLAB® yazılımı kullanılarak tasarlanmıştır. Karşılaştırma simülasyonu PID kontrolörün su sıcaklığının istenilen seviyelerde tutulmasında daha etkili olduğunu göstermiştir [12].

Bu tez çalışmasında ısı pompası sistemi için bir PID kontrolör tasarlanmıştır. Isı pompalarında yoğuşturucu çıkışı su sıcaklığının kontrolü oldukça büyük bir önem taşımaktadır. Geleneksel on/off kontrolün dezavantajlarından dolayı yoğuşturucu çıkışı su sıcaklığını kontrol etmek için bir model tabanlı PID kontrolör tasarlanmıştır. Tasarlanan kontrolörün uygulanması ile çıkış suyu sıcaklığının istenilen ayar noktasına bozucu etkiler göz önüne alındığında da hızlı bir şekilde ulaştığı gözlemlenmiştir. Sistemin geçici rejim cevabı maksimum aşma ve durulma zamanları anlamında iyileştirme göstermiştir [13].

Isı sistemlerinde lineer olmayan PID uygulamaları tartışılmaktadır. Sabitlenmiş PID parametrelerinin buhar sıcaklık kontrolü gibi sistemlerde kötü sonuçlar verdiği bilinmektedir. Sistem hatası ve kontrol parametreleri arasındaki değişiklikler değerlendirilerek tasarlanan lineer olmayan PID kontrolörler bu tür sistemlere uygulanmaktadır. Lineer olmayan PID kontrol parametreleri Simulink yazılımında NCD blok diyagramları kullanılarak ayarlanmaktadır ve lineer PID kontrol uygulamalarından daha iyi sonuçlar verdiği görülmektedir [14]. Ayrıca teze fikir konusu olmuş olan otel işletmeleri gibi işletmelerde, enerji kaynaklarının kontrol edilmesinde hibrid PID-bulanık mantık kontrol uygulamaları geliştirilmiştir. Bu tip

uygulamalarda ya PID ve bulanık mantık kontrolörler paralel bir yapı oluşturmakta ya da PID kontrolör bulanık olarak yönetilmektedir. Kontrol edilecek sistemler yapay bina düzeneklerinde simüle edilmiş ve önerilen kontrol stratejileri bu simülasyonlarda denenmiş ve enerji sarfiyatları karşılaştırılmıştır [15].

Isı değiştircili sistemler için kontrolör tasarımı, sistemin sahip olduğu lineer olmayan dinamik yapı sebebi ile çoğu zaman zorlu bir işlemdir. Çoğu araştırmacı daha iyi bir servo ve düzenli sistem cevabı için ısı değiştirci sistemlerine PID kontrolör tasarlamıştır [16]. IMC tabanlı PID kontrolörleri sıcaklık kontrolü uygulamalarında kullanılmıştır. Bunun yanısıra, adaptive kestirimci kontrolörler, model tabanlı PID kontrolörleri ve PI kontrolörleri de ısı değiştircili sistemlerde sıcaklık kontrolü için kullanılan yöntemler arasındadır. Yapılan çalışmada da bu sebeplerden dolayı PID kontrolör tasarlanması temel amaçlar arasındadır.

Sistem tanımlama, standart istatistiksel tekniklere dayanmaktadır. Kullanılan yöntemler, minimum kareler yöntemi ve maksimum benzerlik gibi istatistiksel tekniklerin direkt yorumlanmasıdır. 1960'lı yılların başlarında modern kontrol teorisinin ortaya çıkışı ile beraber, kontrol toplulukları bu yöntemlerin dinamik sistemlere uygulanmasında ve geliştirilmesinde aktif rol oynamıştır. Åström ve Bohlin maksimum benzerlik kuralını fark denklemlerine (ARMAX) uygulamış ve bunun sonrasında bir çok kestirim tekniği ve model parametrisasyonu yöntemi ortaya çıkmıştır. Günümüze kadar bu teknikler çok iyi geliştirilmiş ve iyi anlaşılmıştır. Bu tekniklerin endüstriyel kullanımı ve uygulamaları standart haline gelmiştir. ARMAX modeli, ARX modelinin bir harici giriş ile geliştirilmiş halidir. ARMAX model tabanlı PID kontrolörü tasarımları, dinamik sistemlerin kontrolü probleminde, sadece proses endüstrisinde değil bir çok alanda yaygın bir yöntemdir [17]. Bu sebeple çalışmada sistem modelleri ARMAX yapısı ile, kontrolör tasarımı ise PID yöntemi ile gerçekleştirilmiştir.

1.3 Tez Çalışmasının Amacı

Isı pompası sistemlerinde su sıcaklığı kontrolü en önemli görevlerdendir. Otel işletmesinde kullanılmakta olan ısı pompası havadan suya enerji kaynaklı olup sistemin dinamik yapısı gereği yoğuşturucu çıkışı su sıcaklığı sürekli olarak değişmektedir. Sistem tarafından elde edilen sıcak su evsel amaçlı olarak kullanıldığı için sıcaklığın sürekli olarak konfor şartlarını sağlaması gerekmektedir. Çıkış suyu

sıcaklığı bu konfor şartlarını ve işletme standartlarını sağlaması için 60 °C civarında olmalıdır.

Bu sebeple tezin temel amacı, ısı pompası yoğuşturucusu çıkışı suyunun sıcaklığının kontrol edilmesidir. Bunu gerçekleştirebilmek için, suyun ısıtılmasında ana görev gören soğutucu akışkan akışı kontrol edilecektir. Model tabanlı bir PID kontrolörün uygulanması bu görev için optimum yaklaşım olarak değerlendirilmektedir. Bu kapsamda, kontrolörlerin tasarlanabilmesi için sistemin matematiksel olarak modellenmesi de bir diğer amaç olarak sunulmaktadır.

Tezin temel amacının soğutucu akışkanın kontrol edilmesi olduğu göz önüne alındığında, sistemin farklı durumlarda nasıl davrandığının incelenmesi gerekmektedir. İlk önce sistem modelleri matematiksel ve sistem tanımlama yöntemleri ile elde edilecek daha sonra PID tabanlı kontrolörler tasarlanacaktır.

Bu tez çalışmasının sonuçları, benzer sistemler için en iyi kontrol stratejilerinin hangileri olabileceği hakkında görüş sunacaktır. Otel işletmelerinde karşılaşılan konfor şartlarının belirlenen standartlarda tutulabilmesi ile alakalı güncel mühendislik problemleri için bir kaynak oluşturacaktır.

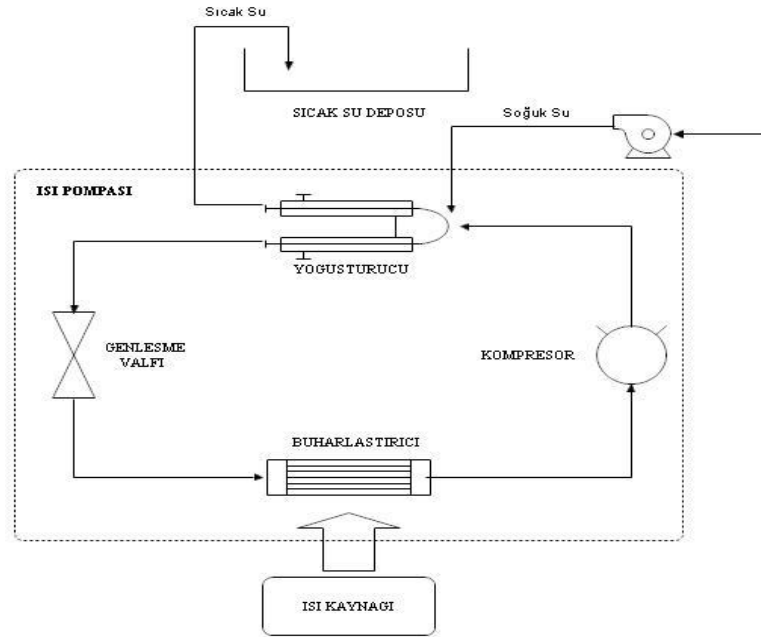


2. ISI POMPASI SİSTEMİ TANIMI

Bu bölümde, otel işletmesinde kullanılmakta olan ısı pompası sistemi ve sistem dinamiklerini temsil eden ana bölümleri hakkında bilgi verilecektir. Bu bölümde anlatılacak olan yapı tezin omurgasını oluşturacak olan simülasyonun temelini oluşturmaktadır.

2.1 Isı Pompası Sistemine Genel Bakış

Otel işletmesinde bulunan bloklara sıcak kullanım suyu ısı pompası sistemi, ki bu sistem bir adet ısı pompası ve bir adet su deposundan oluşmaktadır, vasıtası ile sağlanmaktadır. Isı pompası kısmında, buharlaştırıcıda bulunan soğutucu sıvı kompresöre aktarılmaktadır. Kompresör soğutucu akışkanı sıkıştırarak kızdırılmış buhar haline getirmektedir. Kompresörden çıkan yüksek sıcaklık ve basınçtaki akışkan bakır borulardan oluşan eşeksenli bir yoğusturucudan geçmektedir. Şekil 2.1’de sistemin genel yapısı gösterilmektedir.



Şekil 2.1 : Isı pompası sistemi.

Isıtılacak olan su, deniz suyundan arıtılarak elde edilerek ısı pompası sistemine tedarik edilmektedir. Depoda bulunan termostat su sıcaklığını algılamakta ve eğer sıcaklık 45 °C'nin altında ise sirkülasyon pompası çalışmaya başlayarak suyu ısınmak üzere ısı pompası sistemine pompalamaktadır.

Yoğuşturucu, bakır boru içerisinde akmakta olan soğutucu akışkanın ısı enerjisini soğuk suya iletmektedir. Elde edilen sıcak su ise tekrar su deposunda kullanılmak üzere depolanmaktadır. Kompresör soğutucu akışkanın basıncını arttırmaktadır [18]. Su deposunda bir adet elektrikli ısıtıcı ve termostat bulunmaktadır. Durgun suya sahip olan otel işletmelerinde en büyük risklerden biri bu alanlarda Legionella oluşumu gözlemlenmesidir. Bu sebeple tank içerisindeki su sıcaklığının 60 °C civarında tutulmaktadır. Bu sıcaklığın altında mikrobiyolojik oluşum riski sebebi ile depo içerisindeki sıcaklık 45 °C altına indiğinde termostat elektrikli ısıtıcıya sinyal göndererek çalışmasını sağlamakta ve bu riski ortadan kaldırmaktadır.

Buharlaştırıcı düşük basınçlı sıvı haldeki soğutucu akışkanı kompresöre göndermektedir. Genleşme valfi, buharlaştırıcıya gönderilecek olan soğutucu akışkanın basıncını kontrol altına almaktadır. Genleşme valfi karakteristiği buharlaştırıcı giriş ve çıkış sıcaklıkları arasındaki farkın hesap edilmesi ile tanımlanabilir [19].

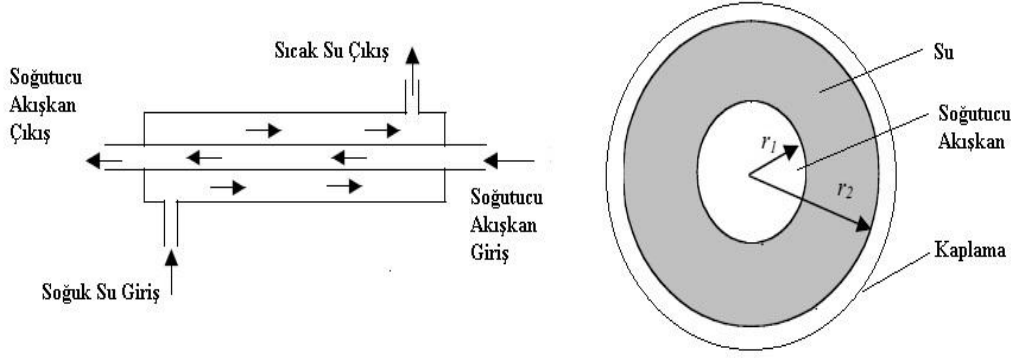
$$\Delta T = T_v - T_b \quad (2.1)$$

Denklem 2.1'de T_b buharlaştırıcı çıkışında soğutucu akışkan buharlaşma sıcaklığı, T_v ise buharlaştırıcı girişinde soğutucu akışkan sıcaklığıdır.

Sistem dinamğinin daha iyi anlaşılabilmesi için genel olarak sistem ısı pompası kısmı ve depo kısmı olarak iki parçaya ayrılacak ve ısı pompası üzerinde çalışma yapılacaktır. Isı pompası kısmı buharlaşma, sıkıştırma, genleşme ve yoğuşma proseslerini içermektedir.

2.2 Sistemin Isı Geçişi

Isı pompasının yoğuşturucu kısmı ısı enerjisinin sıcak ortamdaki soğuk ortama geçişini sağlamaktadır. Yoğuşturucu ısı pompasında ısı değiştiricisi olarak görev almaktadır [20]. Şekil 2.2'de yoğuşturucunun şematik olarak gösterimi verilmiştir. Şemada soğutucu akışkan ve su akışlarının birbirine ters olduğu gösterilmiştir.



Şekil 2.2 : Yoğuşturucu şematik gösterimi.

Yoğuşturucunun girişleri soğutucu akışkan ve soğuk su, çıkışı ise kızgın soğutucu akışkandan ısı enerjisi almış olan sıcak su olarak kabul edilecektir. Bakır borudan suya birim zamanda geçişi sağlanan enerji soğutucu akışkan kütleli debisi ve sıcaklığı ile doğrudan orantılıdır.

$$\frac{\Delta E_T}{\Delta t} = c_1 \dot{m}_{134a}(t) + c_2 T_{134a}(t) \quad (2.2)$$

Denklem 2.2’de E_T sistemin toplam enerjisi, c_1 soğutucu akışkana bağlı sabit, \dot{m}_{134a} soğutucu akışkanın kütleli debisi, c_2 sistem toplam ısı taşınım katsayısı ve T_{134a} soğutucu akışkanın sıcaklığıdır. Denklem 2.2’de her iki tarafın da türevi alındığında geçişi sağlanan birim enerji ifadesi aşağıdaki gibi olacaktır.

$$\frac{dE_T}{dt} = c_1 \dot{m}_{134a}(t) + c_2 T_{134a}(t) \quad (2.3)$$

$$dE_T = c_1 \dot{m}_{134a}(t)dt + c_2 T_{134a}(t)dt \quad (2.4)$$

Toplam enerji ifadesini bulmak için denklem 2.4’te her iki tarafın başlangıçtan t anına kadar integrali alınır.

$$E_T = E_B + c_1 \int_0^t \dot{m}_{134a}(t)dt + c_2 \int_0^t T_{134a}(t)dt \quad (2.5)$$

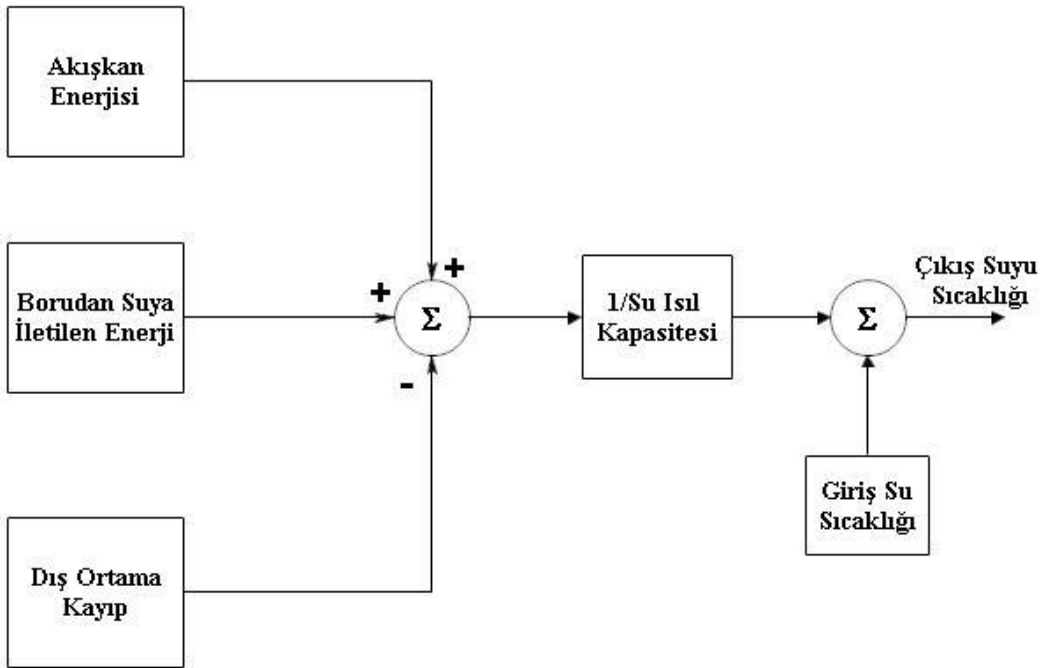
Denklem 2.5’de E_B suyun başlangıçta sahip olduğu enerjidir. Sistem mükemmel bir şekilde izole edilemediğinden dış havaya enerji geçişi olacak ve bu da sistemi etkileyecektir. Dış hava sıcaklığı sistem için bozucu etken olarak kabul edilirse enerji dengesi eşitliği aşağıdaki gibi olacaktır.

$$E_T = E_B + c_1 \int_0^t \dot{m}_{134a}(t) dt + c_2 \int_0^t T_{134a}(t) dt - c_3 \int_0^t T_{su} - T_{dış} dt \quad (2.6)$$

Denklem 2.6’da c_3 yoğuşturucu dış yüzeyine bağlı bir sabit, T_{su} su sıcaklığı ve $T_{dış}$ dış hava sıcaklığıdır. c_2 sabiti soğutucu akışkan ve su sıcaklıkları arası farkla doğru orantılı bir sabittir.

$$c_2 = c_4(T_{134a} - T_{su}) \quad (2.7)$$

Şekil 2.3’de sistemin blok diyagramı verilmiştir.

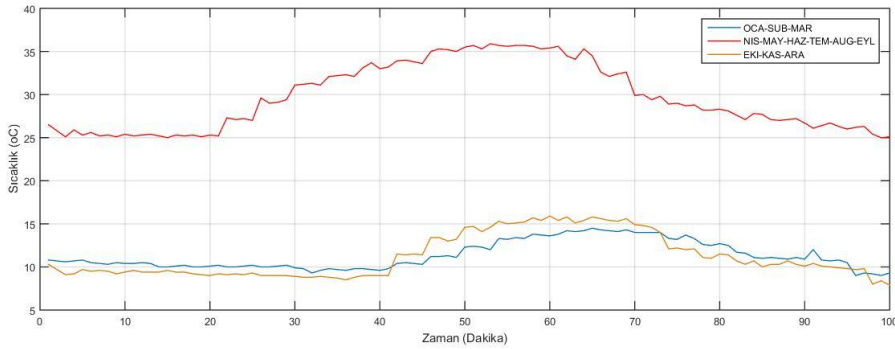


Şekil 2.3 : Sistemin blok diyagramı.

Denklem 2.7’de c_4 su ve soğutucu akışkan arasındaki toplam ısı transfer katsayısıdır [21]. Yoğuşturucu çıkışı su sıcaklığı, yoğuşturucuya giren su sıcaklığına bağlıdır. Giriş suyu kütlesi, çıkış suyu sıcaklığı ile ters orantılı olup sistemin ısı geçişi ile doğru orantılıdır. Katsayı hesaplarına ait program kodları Ek A.1 ve A.2’de verilmiştir. Sistem ısı geçişinde, akışkanların kinetik ve potansiyel enerji değişimleri göz ardı edilmiştir. Boru cidarlarının ısı direnci ve kirlilik faktörü göz ardı

2.3 Dış Hava Sıcaklığı ve Sistem

Dış hava sıcaklığı ya da ortam sıcaklığı zamanla ve iklim koşullarına göre değişmektedir. Dış hava sıcaklığı farklı mevsimlerde doğal olarak farklıdır. Meteoroloji Genel Müdürlüğü'ne bağlı meteorolojik veri satış ve sunum sistemi üzerinden alınan verilere göre Bodrum yöresinde, ocak-şubat-mart, nisan-mayıs-haziran-temmuz-ağustos-eylül ve ekim-kasım-aralık olmak üzere yıl boyunca üç farklı dönemden bahsetmek mümkündür. 2014 ve 2016 yılları arasında dakikalık ortalama sıcaklık değerleri, sistemin gün içerisindeki tahmin edilen çalışma aralığı göz önünde bulundurularak sistemde bozucu etki olarak değerlendirilecektir. Ele alınan ısı pompası yoğuşturucusu plastik bir koruyucuya sahip olup ısı taşınım katsayısı hayli düşüktür. Sistemin dış hava koşullarından etkileneceği aşikardır. Şekil 2.5'de üç farklı döneme ait dış hava sıcaklık değişimleri gösterilmiştir.



Şekil 2.5 : Hava sıcaklığı değişimi.

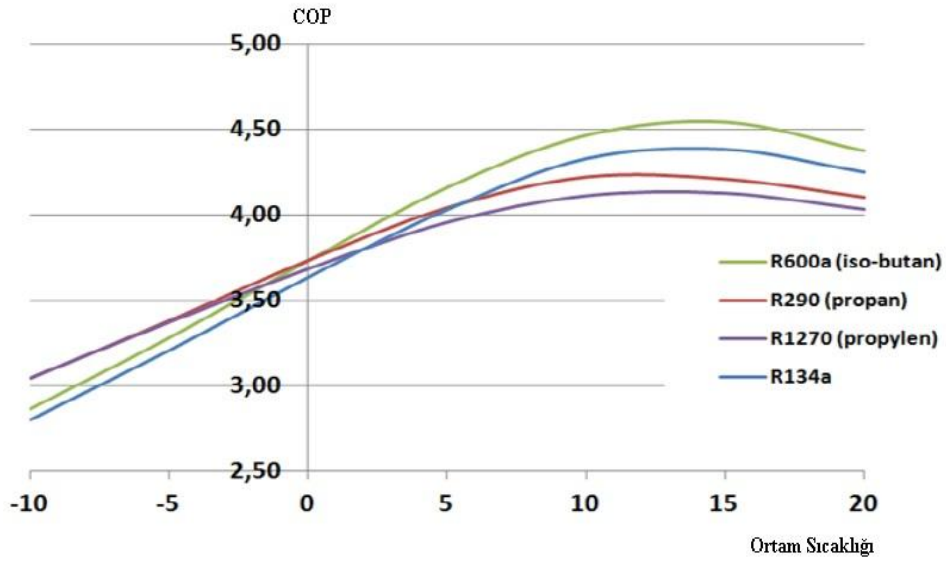
Yukarıda görüleceği üzere dış hava sıcaklığı bu üç dönemde en düşük 8.4 °C, en yüksek 35.9 °C olarak tespit edilmiştir. Dış hava sıcaklığının düşük olduğu iki dönemin en düşük sıcaklıkları arasında 1 °C, en yüksek sıcaklıkları arasında ise 1.5 °C fark olup her ne kadar aynı iklime ait gibi görünseler de, işletmede sıcak su kullanımı karakteristikleri bu iki dönemde farklı olduğundan çalışmada ayrıca değerlendirilmesine ihtiyaç görülmüştür.

2.4 Sistemde Kullanılan Soğutucu Akışkan

Sistemin yoğuşturucu girişi olarak soğutucu akışkan debisi ele alınmıştır. Soğutucu akışkan sıcaklığı, bu akışkanın debisine bağlı olarak değişen bir değişkendir. Yoğuşturucunun ortam sıcaklığı ya da dış yüzey sıcaklığı, sistemin bozucu etkileri olarak kabul edilmiştir. Soğuk su ısıtılmak üzere yoğuşturucu içinde akmaktadır ve

sisteme doldurulan suyun başlangıç sıcaklık değeri incelenecek olan mevsimsel dönemlere göre değişmektedir. Giriş suyu debisi son kullanıcı tarafından kullanılan sıcak su miktarına bağlıdır. Ne kadar çok su kullanımı olursa o kadar çok soğuk suyun ısıtılmaya ihtiyacı olsa da yoğuşturucu içinde ısıtılacak olan su miktarı sabittir ve Ek A.3’de gösterildiği ve hesap edildiği üzere bu miktar 18.9 kg’dır.

Oluşturulacak olan model soğuk suyun debisine değil, yoğuşturucu içerisindeki su miktarına bağlıdır. Isı pompaları evsel ya da endüstriyel anlamda sıcak su üretimi için popüler cihazlar olmakla beraber verimlilikleri bu cihazlarda kullanılan soğutucu akışkana bağlıdır. R134a akışkanı gerek endüstriyel gerekse evsel kullanım cihazlarında yaygın olarak kullanılan bir akışkandır. Şekil 2.6’da görüldüğü üzere aslında bu tür sistemlerde kullanılan akışkanın sistem üzerinde çok büyük etkisi olmayacak ve akışkan COP’si dış hava sıcaklığının düşmesi ile zamanla azalacaktır. Sistem için en iyi akışkanı tespit edebilmek için diğer akışkan türleri olan R600a, R290’ın lamelli boru içerisindeki performanslarının havadan soğutucu akışkana geçiş sağlayan bir buharlaştırıcıda değerlendirilerek sistem performansı üzerindeki etkileri araştırılmalıdır [22]. R134a kullanımında, bakır borulu yoğuşturucuda giriş suyu sıcaklığındaki artış ve dış hava sıcaklığının COP üzerindeki etkisi diğer akışkanlara oranla %4 ila %8 daha fazladır [23]. Akışkanlara ait COP değerleri P-h diagramlarından tespit edilmektedir. Ek B.1’de R134a akışkanına ait P-h diyagramı verilmiştir. Ek B.2’de akışkana ait termodinamik özellikler verilmiştir.

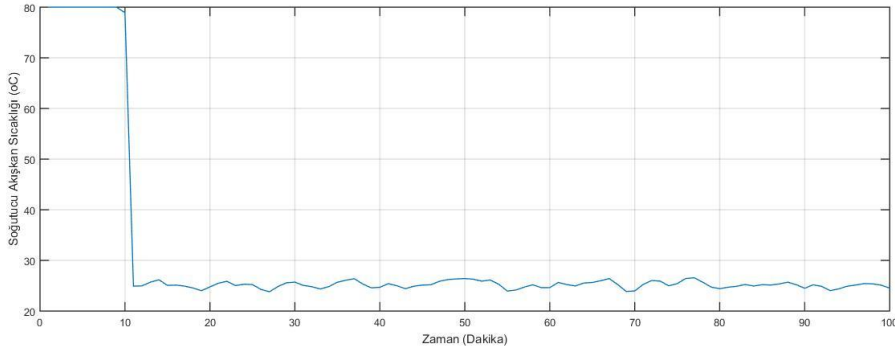


Şekil 2.6 : Soğutucu akışkanların performans katsayıları karşılaştırması.

Sistemde soğutucu akışkan debisi zaman ve değişen buharlaşma sıcaklığı ile değişmektedir. Simülasyon için soğutucu akışkan debisi sistem veri analizinden elde edilecektir. Buharlaşma sıcaklığının en düşük olduğu değerde, ki mevcut sistem için -15°C 'dir, soğutucu akışkan debisi 9.40 kg/saat'dir.

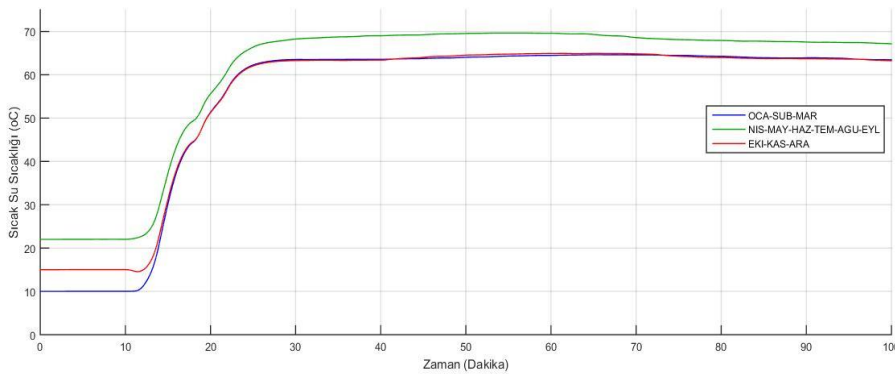
2.5 Yoğuşturucuda Isı Geçişi

Soğuk su ısıtılmak üzere yoğuşturucudan geçmektedir. Sistemde ısı geçişi yoğuşturucuda soğuk ve sıcak ortamlar arasında gerçekleşmektedir. Şekil 2.7'de soğutucu akışkanın ısı kaybı sonrası sıcaklıklarının sistem verileri üzerinden alınan değerler ile oluşturulmuş grafiği verilmiştir.



Şekil 2.7 : Yoğuşturucuda soğutucu akışkan çıkış sıcaklığı.

Elde edilen çıkış suyu sıcaklığı oluşturulacak olan simülasyonun çıkış cevabıdır. Su başlangıç sıcaklığından maksimum ulaşacağı sıcaklığa kadar ısınacaktır. Yoğuşturucu çıkış suyu sıcaklığı, soğutucu akışkan debisi, giriş suyu sıcaklığı ve ortam sıcaklığına bağlı olarak değişmektedir. Şekil 2.8'de yoğuşturucu çıkış suyu sıcaklığının üç farklı dönemde değişimi verilmiştir.



Şekil 2.8 : Sistem su çıkış sıcaklığı.

Görüleceği üzere sistemin performansının artırılabilmesi için doğru bir modelleme ve kontrolör tasarımına ihtiyaç bulunmaktadır. Çizelge 2.1’de ise sistemin geçici rejim cevabı karakteristikleri gösterilmektedir. Açıkça görülmektedir ki 60 °C hedef sıcaklığına göre hesap edilmiş değerler sistemin performansının yetersiz olduğunu göstermektedir. Çıkış suyu sıcaklığının istenilen değerde kontrol edilmesi maksimum aşmanın, yükselme ve durulma zamanlarının azaltılabilmesi için bir kontrolör tasarımı gerekmektedir.

Çizelge 2.1 : Sistemin geçici rejim cevabı.

Aylar	M_p	t_r	t_s	t_p	e_{ss}
Oca-Şub-Mar	% 5.95	21.1 dk	40 dk	30 dk	% 5.76
Nis-Eyl	% 14.15	19.5 dk	48.8 dk	34.7 dk	% 12.05
Eki-Kas-Ara	% 5.58	21.2	38.7 dk	32.8 dk	% 5.41



3. SİSTEMİN MODELLENMESİ

3.1 Sistem Tanımlamaya Giriş

Sistem tanımlama, fiziksel sisteme ait veriler ile bir matematiksel model bulma yöntemidir. Dinamik sistemlerde sistemin davranış karakteristiğini tanımlamak önemli bir görevdir. Sistem tanımlama, gözlemlenen giriş ve çıkışlar üzerinden bir matematiksel model bulma bilimidir. Modeli kestirilecek dinamik sistemlere göre, sistem tanımlama geniş bir yelpazaya sahip bir alandır. İteratif bir yöntem olup kimi zaman bir önceki adımlara dönerek tüm adımların tekrar edilmesi gerekebilir.

3.2 Tanımlama Yöntemi İçin Model Yapısı

Verilen bir t anında sistem giriş ve çıkışı sırası ile $u(t)$ ve $y(t)$ olarak alınırsa ayrık zamanlı sistemin transfer fonksiyonu ;

$$H(z) = \frac{b_1z^{-1} + b_2z^{-2} + \dots + b_mz^{-m}}{1 + a_1z^{-1} + \dots + a_{n-1}z^{-(n-1)} + a_nz^{-n}} \quad (3.1)$$

olarak verilir. Denklem 3.1'de verilen transfer fonksiyonu aşağıda verilen doğrusal ayrık zamanlı fark denklemi ile özdeştir.

$$y(t) + a_1y(t-1) + \dots + a_ny(t-n) = b_1u(t-1) + \dots + b_mu(t-m) \quad (3.2)$$

Sistem giriş ve çıkışları ayrık zamanlıdır. Bu sebeple ölçülen veriler her zaman örnekler halinde toplanmıştır. Denklem 3.1 bir sonraki çıkış değerini bir önceki gözleme dayanarak aşağıdaki şekilde vermektedir.

$$y(t) = -a_1y(t-1) - \dots - a_ny(t-n) + b_1u(t-1) + \dots + b_mu(t-m) \quad (3.3)$$

Denklem 3.3 vektör notasyonu ile tekrar yazılacak olursa, denklemin katsayılarından oluşan vektör ile giriş ve çıkışların eski değerlerinden oluşmuş olan matris elde edilecektir. Denklem 3.4 ve denklem 3.5'de bu matrisler verilmiştir

$$\theta = [a_1 \dots a_n b_1 \dots b_m]^T \quad (3.4)$$

$$\varphi(t) = [-y(t-1) - \dots - y(t-n) u(t-1) \dots u(t-m)]^T \quad (3.5)$$

Denklem 3.2 tekrar yazılacak olursa,

$$y(t) = \varphi^T(t)\theta \quad (3.6)$$

elde edilir. Denklem 3.2’de $n=0$ olarak alındığında gözlem verisi aşağıdaki gibi yazılabilir,

$$y(t) = b_1 u(t-1) + \dots + b_m u(t-m) + e(t) \quad (3.7)$$

Denklem 3.7’de $e(t)$ λ varyansına sahip beyaz gürültü dizisidir. Böylece denklem 3.6 aşağıdaki gibi yazılabilir,

$$y(t) = \varphi^T(t)\theta + e(t) \quad (3.8)$$

Denklem 3.7’de giriş dizisi $u(t) = 1, 2, 3, \dots, m$ $y(t)$ ile değiştirilirse,

$$\hat{\theta}_N = \left[\sum_{t=1}^N \varphi(t)\varphi^T(t) \right]^{-1} \sum_{t=1}^N \varphi(t)y(t) \quad (3.9)$$

$$\hat{\theta}_N = \left[\sum_{t=1}^N \varphi(t)\varphi^T(t) \right]^{-1} \left[\sum_{t=1}^N \varphi(t)\varphi^T(t)\theta_0 + \sum_{t=1}^N \varphi(t)e(t) \right] \quad (3.10)$$

$$\tilde{\theta}_N = \hat{\theta}_N - \theta_0 = \left[\sum_{t=1}^N \varphi(t)\varphi^T(t) \right]^{-1} \sum_{t=1}^N \varphi(t)e(t) \quad (3.11)$$

$$R_N = \sum_{t=1}^N \varphi(t)\varphi^T(t) \quad (3.12)$$

$$\tilde{\theta}_N = \hat{\theta}_N - \theta_0 = R_N^{-1} \sum_{t=1}^N \varphi(t)e(t) \quad (3.13)$$

u girişinin e gürültüsünden bağımsız olduğu kabulü yapılmaktadır. e'nin ortalama değerinin sıfır olduğu bilindiğine göre $E\tilde{\theta}_N = 0$ olacaktır. Burada E sistemin matematiksel beklentisi olarak tanımlanır. Sistemin parametre hatası aşağıdaki gibi tanımlanacaktır.

$$P_N = E\tilde{\theta}_N\tilde{\theta}_N^T = R_N^{-1} \sum_{t,s=1}^N \varphi(t)\varphi^T(s) Ee(t)e(s)R_N^{-1} = \lambda R_N^{-1} \quad (3.14)$$

Elimizde $\tilde{\theta}_N$ 'e ait hesaplanmış, girişlerin özelliklerine ve gürültü seviyesine bağlı kovaryans matrisi bulunmaktadır. Böylece,

$$\bar{R} = \lim_{N \rightarrow \infty} \frac{1}{N} R_N \quad (3.15)$$

bulunur. i. ve j. elemana ait giriş \bar{R} 'nin kovaryans matrisi ise,

$$\lim_{N \rightarrow \infty} \frac{1}{N} \sum_{t=1}^N u(t-i)u(t-j) \quad (3.16)$$

olarak bulunur. Eğer \bar{R} tekil olmayan bir matris ise parametre kestirimine ait kovaryans matrisi aşağıdaki gibi olacaktır [24].

$$P_N = \frac{\lambda}{N} \bar{R}^{-1} \quad (3.17)$$

Denklem 3.17'den görüldüğü üzere kovaryans giriş kuvveti ile ters orantılı, gürültü varyansı ile doğru orantılıdır.

3.3 Sistem Tanımlama Prensipleri

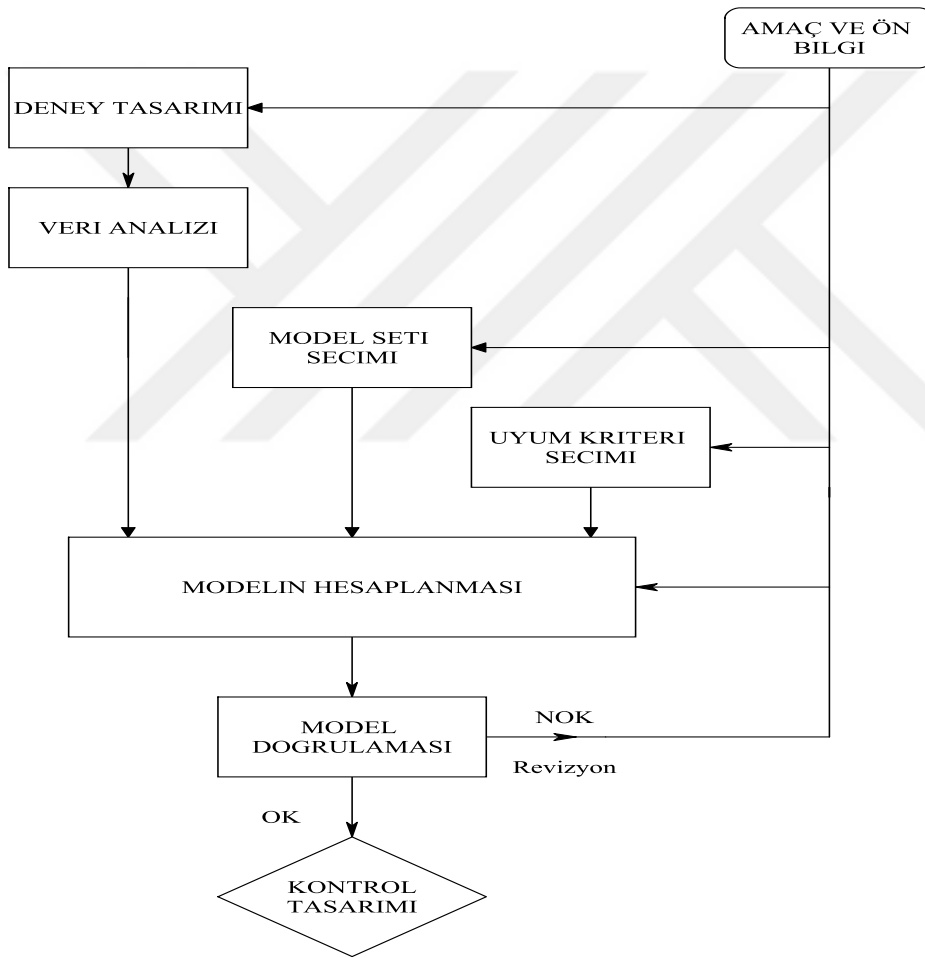
Sistem tanımlamada model kestirimi istatistiki bir prosedürdür [25]. Bu prosedür aşağıda belirtilen konseptler etrafında gelişir. Model, doğru sistemin tanımlanması, model sınıfı, kestirim, doğrulama ve model uygulanması.

Model, gözlemlenen parametreler arasındaki ilişkiler bütünü olup sistemin davranış özellikleri hakkında bilgi verir. Doğru tanımlama, model tanımıyla paralellik gösterir fakat model karmaşıklığı ile ilgili daha fazla bilgi verir. Model sınıfı, model grupları

olarak tanımlanır. Kestirim, model seçimi yapmaktır. Model seçimi yapmada kullanılan veriler kestirim verisi olarak adlandırılırlar. Doğrulama, seçilen modelin sadece kestirim verileri ile değil başka veriler ile de doğru olduğunu göstermektir. Model uydurma ise belli bir modelin belli bir veri setine ne kadar uygun olduğunun ölçüsüdür.

3.4 Sistem Tanımlamada İş Akışı

Şekil 3.1’de sistem tanımlamada izlenen adımlar hem sırasına göre hem de birbirlerine olan etkilerini gösterecek şekilde gösterilmiştir.



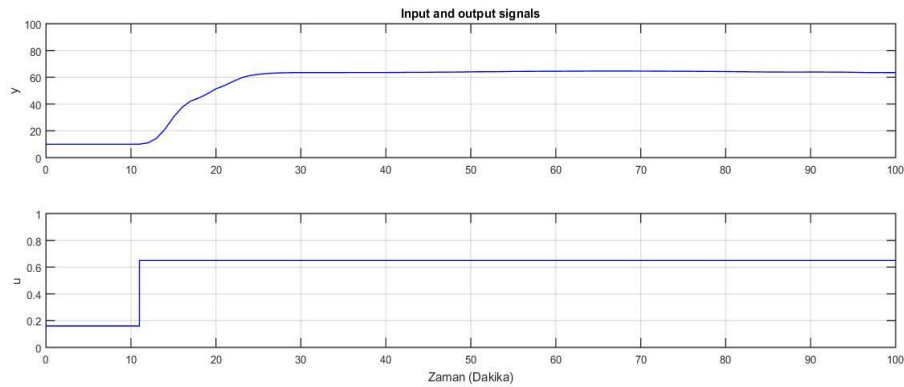
Şekil 3.1 : Sistem tanımlama döngüsü.

Sistem tanımlamanın ilk adımında modelin oluşturulma amacının iyi bir şekilde tespit edilmesi gerekmektedir. Kurulacak olan model, sinyal işleme, kontrol tasarımı, simülasyon ve ya sistem hatalarının tespiti amacı güdebilir. Tanımlama yöntemleri

ve deneysel yöntemler modelin kurulma amacına bağlı olacağından amacın belirlenmesi önemli bir adımdır. Eğer amaç kontrolör tasarımı ise modelin arzu edilen değerler etrafında kurgulanması gerekmektedir. Tanımlama, deney tasarımı, hangi sinyalin ölçüleceği ve ya manipüle edileceği ve bu işlemlerin nasıl yapılacağına bağlıdır. Tanımlama deneysel tasarımları ana olarak iki adımda yapılır. İlk adımda sistemin karakteristikleri ile ilgili birincil veriler toplanır. Bu adımda basamak cevabı ve impuls cevabı gibi veriler toplanır. Bu adımda toplanan veriler ana deneyde kullanılmak üzere toplanır. Birincil deneyler lineerlik, geçici rejim cevabı ve frekans cevabı gibi sistem karakteristiklerini içerir. Ana deneyde giriş sinyali incelenir. Sistem tanımlama kestirim hatalarının daha az olduğu durumlarda doğru model yaklaşımında bulunur.

3.5 Isı Pompası İçin Sistem Tanımlama Yöntemi

Daha önce tanımlanmış olan sistem tanımlama prosedürü ele alınan ısı pompası sistemi için üç farklı dönem için ayrı ayrı gerçekleştirilmiştir. Ek C’de sistem tanımlama modülünde kullanılan farklı modeller gösterilmiştir. Modülde ısıtma sistemi, u soğutucu akışkan girişi ve y elde edilen sıcak su çıkışı olarak tanımlanmıştır. Sistem tanımlama modülünde soğutucu akışkan debisi veri takımı giriş olarak, elde edilen suyun sıcaklığı ise çıkış veri takımı olarak kullanılmıştır. Şekil 3.2 giriş ve çıkış sinyallerini göstermektedir.



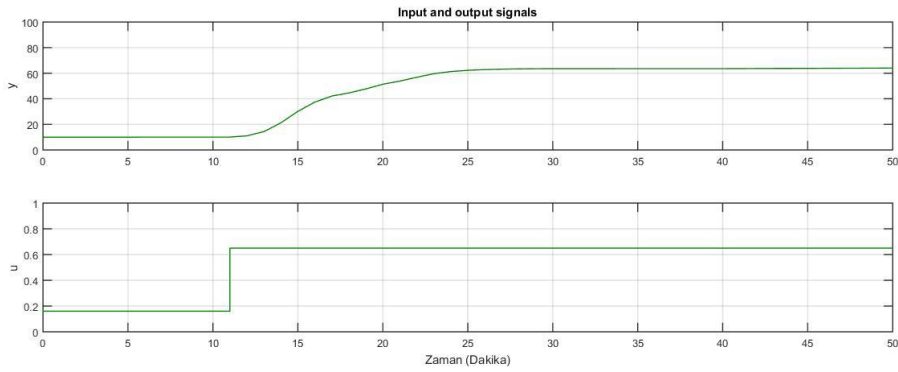
Şekil 3.2 : 1. dönem için ısı pompası veri takımı.

Şekil 3.2’de, Ek C.1’de verilen ve sistemin matematiksel modeli ile elde edilmiş olan simülasyon çıktıları sıcak su veri takımı olarak kullanılmıştır. Bu setlerde 100 adet veri kullanılmıştır. Örnekleme periyodu 1 dakikadır. Dış hava sıcaklığı ihmal edilmemiş olup, soğutucu akışkan debisi ve kompresörün standart çalışma

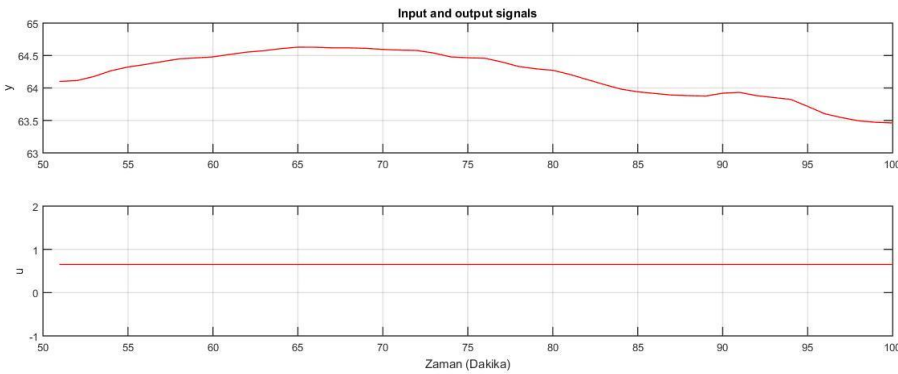
kondüsyonlarındaki değerleri göz önüne alınarak tespit edilmiştir. Sistem tanımlama prosedürü, veri incelemesi, model yapısı seçimi, model kestirimi ve model doğrulaması basamakları takip edilerek gerçekleştirilmiştir.

3.6 Veri İncelemesi

Dış hava sıcaklığı, soğutucu akışkan özellikleri ve kompresörün standart verileri kullanılarak oluşturulmuş olan giriş ve çıkış veri takımları Şekil 3.3 ve Şekil 3.4'de sırasıyla kestirim ve doğrulama dataları olarak bölünmüşlerdir. Verinin ilk %50'si kestirim verisi, diğer %50'si doğrulama verisi olarak kullanılmıştır.



Şekil 3.3 : 1. dönem için kestirim veri takımı.



Şekil 3.4 : 1. dönem için doğrulama veri takımı.

Veri takımlarının kestirimi ve doğrulamasından sonra sapma değerlerinin, örtüşme etkisinin ve trendlerin kontrol edilmesi gerekmektedir. Sapmalar, gözlemlenen değerlerden büyük farklılıklar gösteren gözlem değerleri olarak tanımlanmıştır. Buldukları yere göre sapmalar, regresyon modelleri üzerindeki şiddetli etkileri yumuşatabilirler [26]. Veri incelemesi ele alındığında sistemde ciddi sapma değerleri

görülmemiştir. Örtüşme etkisi var ise de bu etki örnekleme frekansı artırılarak giderilebilir. İncelenen sistemde örnekleme periyodu 1 dakika olarak alınmıştır.

3.7 Model Yapısı Seçimi

Model kestirimi model yapısına karar verilmek için yapılmaktadır. Bu statik bir kazanca sahip basit bir model olabileceği gibi daha karmaşık bir yapı da olabilir. Sistem tanımlamada kullanılan en yaygın ayrık zamanlı model yapısı,

$$A(q)y(t) = \frac{B(q)}{F(q)}u(t - n_k) + \frac{C(q)}{D(q)}e(t) \quad (3.18)$$

olarak verilir. u ve y sırasıyla giriş ve çıkış dizileri, $e(t)$ ise sıfır ortalamalı beyaz gürültüdür. Polinomlar ise,

$$A(q) = 1 + a_1q^{-1} + \dots + a_{na}q^{-na} \quad (3.19)$$

$$B(q) = b_1 + b_2q^{-1} + \dots + b_{nb}q^{-nb+1} \quad (3.20)$$

$$C(q) = 1 + c_1q^{-1} + \dots + c_{nc}q^{-nc} \quad (3.21)$$

$$D(q) = 1 + d_1q^{-1} + \dots + d_{nd}q^{-nd} \quad (3.22)$$

$$F(q) = 1 + f_1q^{-1} + \dots + f_{nf}q^{-nf} \quad (3.23)$$

Sistem modelleri AR, ARX, ARMAX, BJ ve OE olarak adlandırılırlar.

AR model ;

$$A(q)y(t) = e(t) \quad (3.24)$$

ARX model ;

$$A(q)y(t) = B(q)u(t - n_k) + e(t) \quad (3.25)$$

ARMAX model ;

$$A(q)y(t) = B(q)u(t - n_k) + C(q)e(t) \quad (3.26)$$

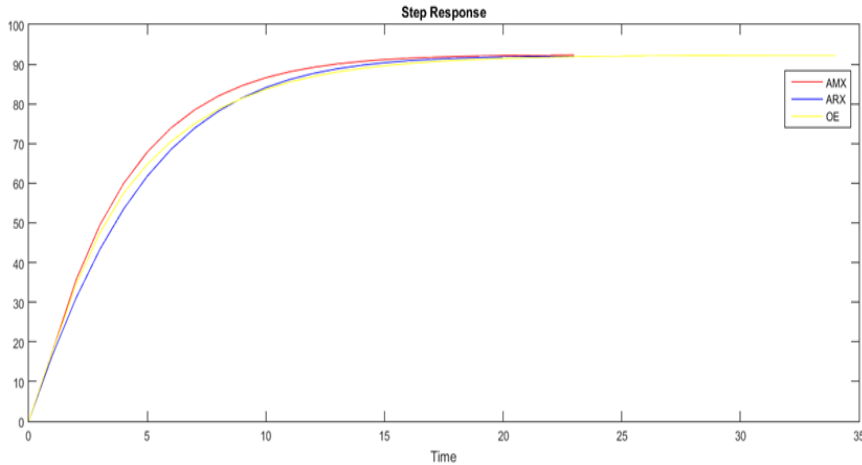
Box-Jenkins (BJ) model,

$$y(t) = \frac{B(q)}{F(q)}u(t - n_k) + \frac{C(q)}{D(q)}e(t) \quad (3.27)$$

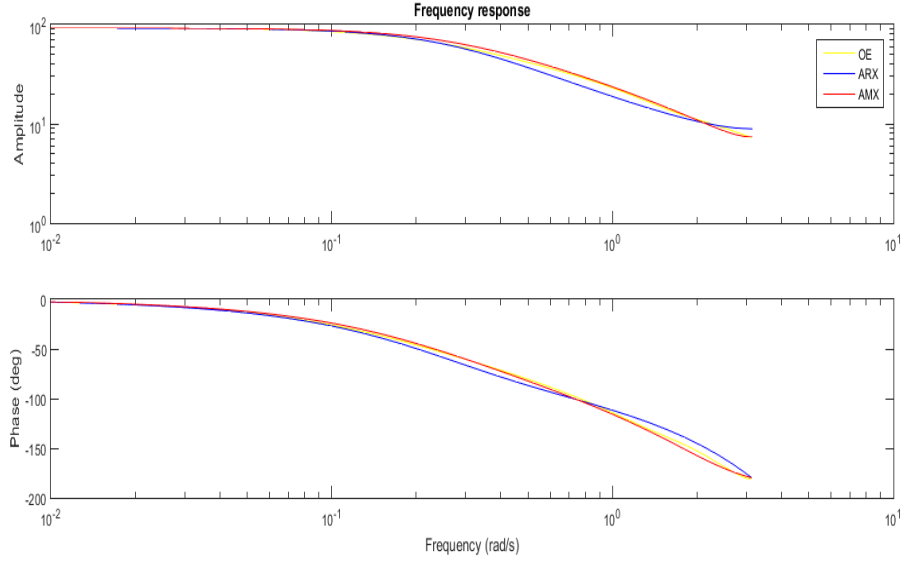
Output-Error model,

$$y(t) = \frac{B(q)}{F(q)}u(t - n_k) + e(t) \quad (3.28)$$

Denklem 3.24 ile denklem 3.28 arasında verilen modeller Ek.B.1’de gösterildiği üzere sistem tanımlama modülünde kullanılmış olup sistem için en uygun yapının belirlenebilmesi için bazı test ve analizler yapılmıştır. Model yapısının seçimi giriş ve çıkış setleri kestirimine bağlıdır. Daha çok parametrelili ve ya daha karmaşık yapıların olması modelin daha uygun olduğu anlamına gelmeyecektir. En uygun model, daha düşük derecelerde ve daha az kök sayısına sahip yapıyı seçebilmek ile ortaya çıkarılacaktır. ARX, ARMAX, BJ ve OE modellerinin kestirilmiş basamak cevapları şekil 3.5’de, frekans cevapları ise şekil 3.6’da verilmiştir. Frekans cevabı sistemlerin toplam çıkış spektrumunu incelemek ve sistem dinamiğini karakterize etmek için kullanılmaktadır. ARX model yapısı büyük bir faz offset’i göstermektedir. Bunun sebebi sistemin polinom yapısı ve sistemdeki e(t) terimidir. BJ modeli bir frekans cevabı vermemektedir. Kestirim modelinin uygun olabilmesi için modeldeki C(q) ve F(q) polinomlarının her durumda kararlı olması gerekmektedir. ARX, ARMAX ve OE tüm polinom derecelerinde bu kararlılığı gösterirken BJ modeli bunu gösterememiştir.



Şekil 3.5 : Çeşitli modellerin basamak cevabı.



Şekil 3.6 : Çeşitli modellerin frekans cevabı.

Yukarıdaki analizler ışığında ve BJ-OE modellerinin genellikle kararsız sistemlerin kestiriminde kullanıldığının pratik bilgileri ile ARX ve ARMAX modellerinin farklı polinom derecelerinde hesaplanması ile ısı pompası sistemi prosesinin gerçek modelinin elde edilebileceğine karar verilmiştir [27].

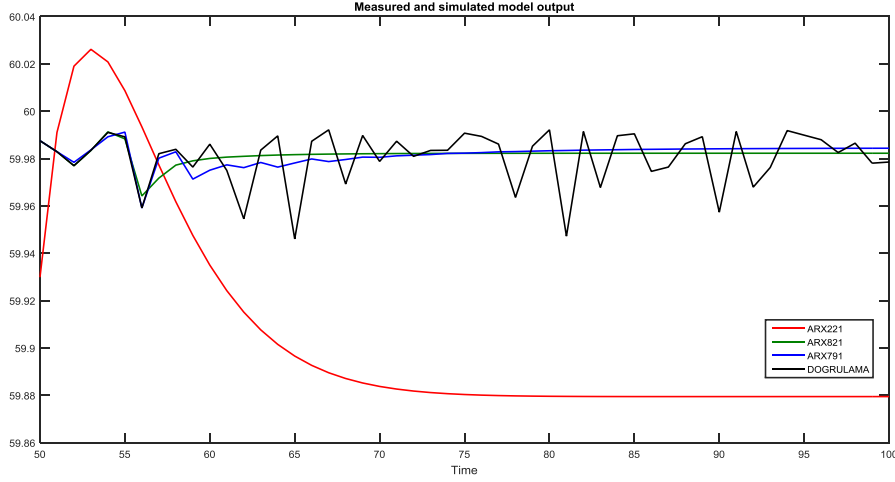
3.8 Model Kestirimi

Model kestirimi denklem 3.24 ila denklem 3.28 arasında verilen model yapıları kullanılarak sistem için en uygun modelin bulunması işlemleridir. Modelleme hataları gözlemlerdeki sistematik hatalar olarak kabul edilmezler [28]. Modellerin ARX, ARMAX, BJ, OE gibi farklı yapıları bulunmaktadır.

3.8.1 ARX model yapısı kestrimi

$$\begin{aligned}
 y(t) + a_1y(t-1) + \dots + a_{n_a}y(t-n_a) \\
 = b_1u(t-n_k) + \dots + b_{n_b}u(t-n_k-n_b+1)
 \end{aligned}
 \quad (3.29)$$

Hesaplanacak olan ARX modeli denklem 3.29'a uygun polinom derecesi ve gecikmeler bularak farklı polinom dereceleri için bu yapıyı hesap edecektir. n_a , n_b , ve n_k 1 ile 10 arasında seçilecektir. Her kestirilen model için kestirim hatası ve karelerinin toplamı hesap edilecektir. Şekil 3.7'de hata ve kestirim datasıyla uyumu anlamında en iyi üç ARX modeli sunulmaktadır. Şekil 3.7'de y eksenini su sıcaklığını x eksenini ise zaman adımlarını göstermektedir.



Şekil 3.7 : ARX model yapıları kestirimi.

Çizelge 3.1’de ARX model yapısının farklı polinom derecelerindeki nihai tahmin hataları ve ortalama karesel hataları gösterilmiştir. Ek B.1’de verilen ARX modeli için ARX791, ARX611 ve ARX221 yapıları diğerlerine göre daha iyi sonuçlar verdiği için doğrulama testlerinde kullanılmak üzere seçilmişlerdir.

Çizelge 3.1 : ARX model yapısı özellikleri.

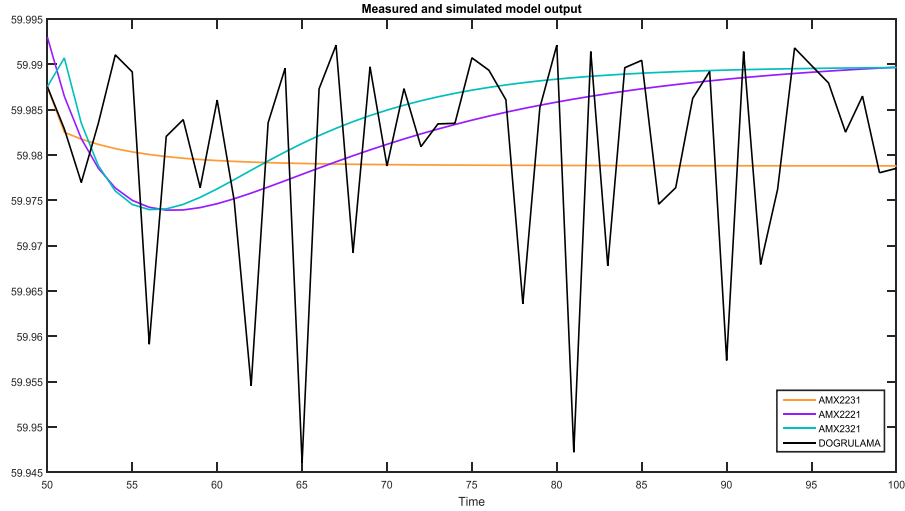
Model	Nihai Kestirim Hatası	Ortalama Karesel Hata	Uyum(%)
ARX791	0.0612	0.0469	98.69
ARX821	0.0720	0.0525	98.43
ARX221	0.0720	0.0667	98.43

3.8.2 ARMAX model yapısı kestirimi

$$\begin{aligned}
 y(t) + a_1y(t-1) + \dots + a_nay(t-n_a) \\
 = b_1u(t-n_k) + \dots + b_nbu(t-n_k-n_b+1) \\
 + c_1e(t-1) + \dots + c_nce(t-n_c)
 \end{aligned}
 \quad (3.30)$$

$$c(q) = 1 + c_1q^{-1} + \dots + c_nq^{-nc}
 \quad (3.31)$$

ARMAX modeli denklem 3.30 için farklı polinom dereceleri için yazılım tarafından hesap edilecektir. Kestirilen her ARMAX modeli için nihai öngörü hataları, toplam karesel hatalar hesap edilecektir. Şekil 3.8’de hataları ve uyum yüzdeleri en uygun olan üç ARMAX modeli gösterilmektedir. y eksenini su sıcaklığını göstermektedir.



Şekil 3.8 : ARMAX model yapıları kestirimi.

Farklı polinom derecelerindeki ARMAX modellere ait nihai öngörü hataları ve toplam karasel hatalar hesap edilmiştir. Çizelge 3.2’de bu değerler verilmiştir.

Çizelge 3.2 : AMX model yapısı özellikleri.

Model	Nihai Kestirim Hatası	Ortalama Karesel Hata	Uyum(%)
AMX2221	0.0539	0.0474	98.68
AMX2321	0.0573	0.0495	98.65
AMX2231	0.0544	0.0463	98.69

3.9 Model Doğrulaması

Elde edilen modeller, sistem tanımlama prosedüründe bir çok yolla doğrulanabilir. Bu yolların amacı en doğru model seçimini yapmaktır.

3.9.1 Artık analizi

Artık analizi en iyi model seçiminde önemli yollardan biridir. Proses sonucunda, sinyalin taşıdığı tüm bilginin analiz edildiği bir yöntemdir [29]. Bölüm 3.7’de verilen parametrik denklem,

$$y(t) = H_u(q)u(t) + H_e(q)e(t) \quad (3.32)$$

şeklinde yazılabilir. Denklem 3.14’de H_u ve H_e rasyonel transfer fonksiyonlarıdır. Hatalar giriş ve çıkış verilerinden,

$$e(t) = H_e^{-1}(q)\{y(t) - H_u(q)u(t)\} \quad (3.33)$$

şeklinde yazılır. Hatalar, tanımlanan veriler ve tanımlanmış model üzerinden hesap edilir. Hatalar, beyaz ve giriş sinyalinden bağımsız olmalıdır. Artık analizi, giriş çıkış verilerinin otokorelasyonundan ve ya artıkların çapraz korelasyonundan yapılabilir.

$$\hat{C}_{yu}(\tau) = \frac{1}{N} \sum_{t=1}^N y(t-\tau)u(t) \quad (3.34)$$

Kovaryans fonksiyonu denklem 3.34 ile verilmiştir.

Burada $\hat{C}_{yu}(\tau)$ giriş ve çıkışın çapraz korelasyonu olarak tanımlanır. Benzer olarak $\hat{C}_{uu}(\tau)$ ve $\hat{C}_{yy}(\tau)$ de sırasıyla otokovaryans ve otokorelasyon fonksiyonu olarak tanımlanır. İmpuls cevabı,

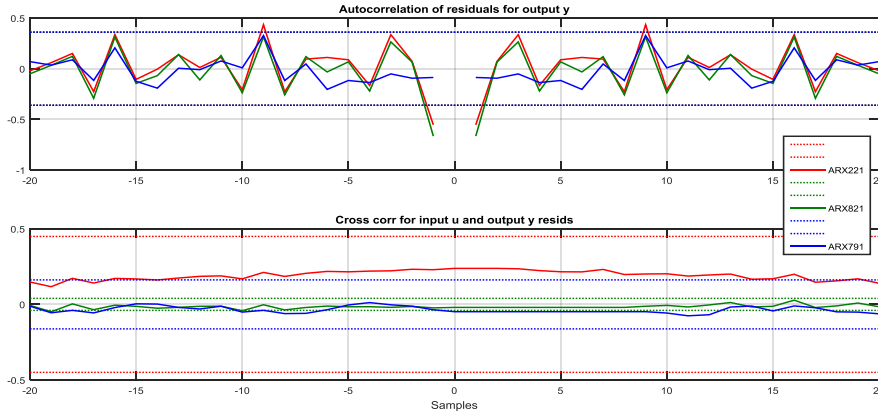
$$\hat{C}_{yu}(\tau) = \sum_{l=0}^{\infty} h(l) \hat{C}_{uu}u(t-l) \quad (3.35)$$

olarak verilir. u beyaz gürültü olarak kabul edildiğinde denklem 3.35'in sadeleşmiş hali,

$$\hat{h}(t) = \frac{1}{\sigma_u^2} \hat{C}_{yu}(t) \quad (3.36)$$

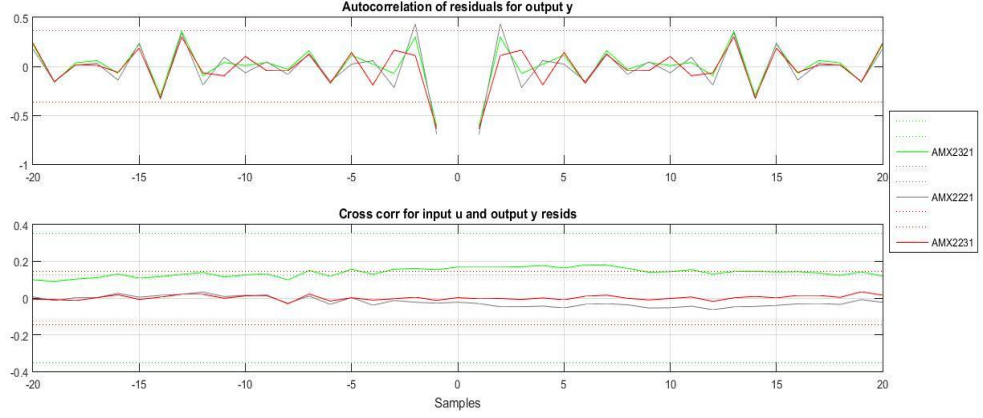
olarak verilir.

Şekil 3.9'da seçilen ARX modelleri için doğrulama verisi çıkışının hata otokorelasyonunu gösteren artık analizi verilmiştir [30].



Şekil 3.9 : ARX modeli artık analizi.

Korelasyon fonksiyonu ölçüldüğünde güvenilmez olabilir. Ölçüm metodunun kendisinin büyük hatalara yol açmaması için büyük dikkat gösterilmelidir. Şekil 3.10'da farklı polinom derecelerine sahip ARMAX modeli için artık analizi verilmiştir.

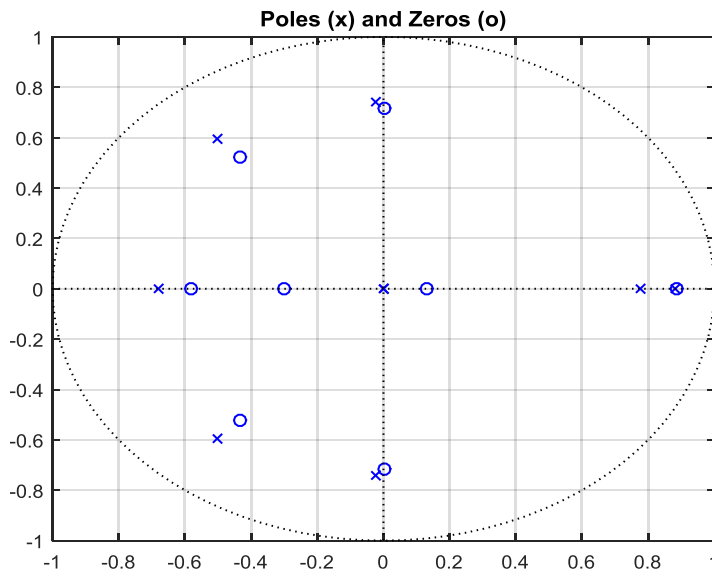


Şekil 3.10 : ARMAX modeli artk analizi.

Şekil 3.9 ve şekil 3.10'da görüleceği üzere modeller beyaz ve bağımsızdırlar. Geçmiş girişler ve artıklar arasında mükemmel korelasyonu sağlamışlardır. Kontrol sistemleri tasarımında kararlılık en önemli faktörlerdendir. Sistemin kökleri ancak birim çember içerisindeyse giriş ve çıkış kararlılığından söz edilebilir [31].

3.9.2 Köklerin geometrik yeri çözümlemesi

Şekil 3.11'de ARX791 modeli için köklerin geometrik yeri verilmiştir.



Şekil 3.11 : ARX791 modeli köklerin geometrik yeri

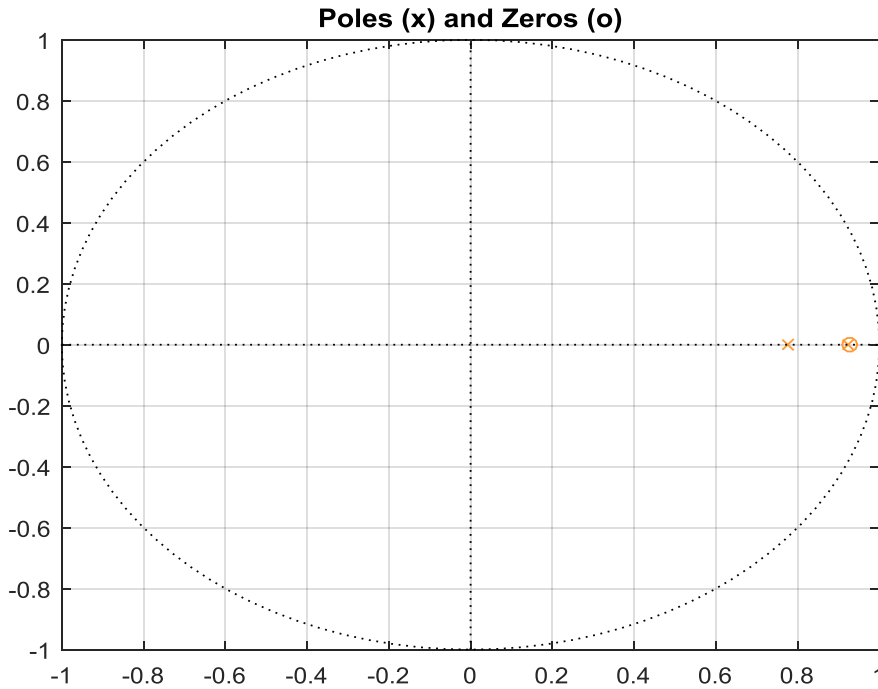
Bir sistem kökleri ve sıfırları ile karakterize edilir. Kökler ve sıfırlar karmaşık düzlemde çizilerek yerleri tanımlanır. Karmaşık düzlemde sanal ve reel eksenler bulunmaktadır. Köklerin yeri x işareti ile sıfırların yeri ise o işareti ile belirlenir. Köklerin ve sıfırların yeri sistem cevabı hakkında niteliksel özellikleri anlatır.

Buna göre ARX791 modeli için 9 adet kök ve 8 adet sıfır bulunmaktadır. Modelin derecesi köklerin sayısına eşittir [32]. ARX791 modeli 9. dereceden bir sistemdir. Çizelge 3.3’de AMX2231 modeli için kök ve sıfırların değerleri verilmiştir.

Çizelge 3.3 : ARX791 modeli köklerinin geometrik yeri

Kök/Sıfır No	Kök Yeri	Sıfır Yeri
1	0	0.8863
2	0	0.0029+0.7162i
3	0.8816	0.0029-0.7162i
4	0.7761	-0.4334+0.5225i
5	-0.0238+0.7412i	-0.4334-0.5225i
6	-0.0238-0.7412i	-0.5814
7	-0.5025+0.5951i	-0.3
8	-0.5025-0.5951i	0.1309
9	-0.6804	

Şekil 3.12’de amx2231 için köklerin geometrik yeri verilmiştir.



Şekil 3.12 : ARMAX2231 modeli köklerinin geometrik yeri

Çizelge 3.4’de AMX2231 modeli için kök ve sıfırların değerleri verilmiştir. Görüleceği üzere bu model yapısının 2 adet kökü ve 1 adet sıfırı bulunup 2. dereceden bir sistemdir. amx2231 modelinin hem daha az kökü bulunmaktadır hem de tüm kök ve sıfırlar birim çember içerisindedir. Yani sistem kararlıdır. Sistem derecesinin küçük olması ve kararlı olması kontrolör tasarımında büyük avantajları beraberinde getirecektir.

Çizelge 3.4 : AMX2231 köklerinin geometrik yeri

Kök/Sıfır No	Kök Yeri	Sıfır Yeri
1	0.7758	0.9273
2	0.9233	

3.10 Kontrolör Tasarımı İçin Modelin Hesaplanması

ARMAX (2,2,3,1) modelin nümerik gösterimi polinom dereceleri ile ilgilidir. Bu gösterimde A(q) polinomunun derecesi olan $n_a=2$, B(q)+1 polinomunun derecesi olan $n_b=2$, C(q) polinomunun derecesi olan $n_c=3$ ve $n_k=1$ ’dir. Sistemimizde ARMAX (2,2,3,1) tüm doğrulama testlerini geçtiği, köklerinin tamamının yeri birim çember içinde olduğu ve derecesi diğerlerine göre daha düşük olduğu için en iyi model olarak seçilmiştir. Eğer bu model hesap edilirse,

$$A(q) = 1 - 1.699(\pm 0.02986)q^{-1} + 0.7163(\pm 0.02276)q^{-2} \quad (3.37)$$

$$B(q) = 21.82(\pm 0.6414)q^{-1} - 20.23(\pm 1.245)z^{-2} \quad (3.38)$$

$$C(q) = 1 - 1.319(\pm 0.2119)q^{-1} + 0.3812(\pm 0.1686)q^{-2} - 0.06187(\pm 0.1409)q^{-3} \quad (3.39)$$

AMX2231 modeli standart durum uzayı modelinde yazılırsa,

$$\begin{aligned} \dot{x} &= Ax + Bu \\ y &= Cx + Du \end{aligned} \quad (3.40)$$

Lineer durum uzay modeli ayrık zamanlı formda yazılırsa, denklem 3.41’de verilmiş olan ifadeler elde edilmiş olacaktır. Elde edilecek lineer durum uzay modeline ait matrisler ve transfer fonksiyonu hesap edilebilecektir.

$$x(q + 1) = Ax(q) + Bu(q) \quad (3.41)$$

$$y(q) = Cx(q)$$

Denlem 3.40'da ters Laplace uygulanırsa,

$$y(q) = [C(zI - A)^{-1}B + D]u(q) \quad (3.42)$$

elde edilir.

Burada D matrisi sıfırdır. Böylece, girişler aynı anda çıkışları etkileyememektedir. A, B ve C matrisleri sistemin durum uzay modelinden hesap edilmiştir.

$$A = \begin{bmatrix} 1.699 & -0.7163 \\ 1 & 0 \end{bmatrix}, B = \begin{bmatrix} 8 \\ 0 \end{bmatrix}, C = \begin{bmatrix} 2.727 \\ -2.529 \end{bmatrix}^T$$

Sisteme ait transfer fonksiyonu ise ,

$$G(z) = \frac{21.82z^{-1} - 20.23z^{-2}}{1 - 1.699z^{-1} + 0.7163z^{-2}} = \frac{21.82z - 20.23}{z^2 - 1.699z + 0.7163}$$

olarak hesap edilmiştir.

Bir sistemin frekans cevabı, sistemin bir uyarana karşı verdiği çıkış spektrumunun hesaplanabilir bir ölçüsüdür. Sürekli rejim dinamiklerinin anlaşılması için kullanılır. Çıkışın genliğinin ve faz farkının frekansın bir fonksiyonu olarak tanımlanmasıdır. Frekans cevabı Bode diyagramı kullanılarak da hesap edilir [33]. Frekans cevabı transfer fonksiyonu olarak aşağıdaki gibi verilir.

$$H(e^{jw\Delta t}) \frac{y(e^{jw\Delta t})}{u(e^{jw\Delta t})}$$

$$y(e^{jw\Delta t}) = \sum_{q=-1}^T \{y(q + 1) - y(q)\}ye^{-jw\Delta t(i+1)}$$

$$u(e^{jw\Delta t}) = \sum_{q=-1}^T \{u(q + 1) - u(q)\}ye^{-jw\Delta t(i+1)}$$

Artık analizi ve köklerin geometrik yeri analizleri neticesinde, AMX2231 modeli sistem için en uygun model olarak seçilmiştir. Diğer model olan ARX791'e göre daha düşük derecede bir model olup tüm kökler birim çember içerisinde olduğu için önerilen kontrolör tasarımında 1. dönem sistem modeli olarak kullanılmasına karar verilmiştir.

2. dönem olan nisan, mayıs, haziran, ağustos ve eylül ayları için ARMAX 2111 modeli hesap edilmiştir.

$$A(q) = 1 - 1.675q^{-1} + 0.7062q^{-2}$$

$$B(q) = 3.345q^{-1}$$

$$C(q) = 1 + 0.7285q^{-1}$$

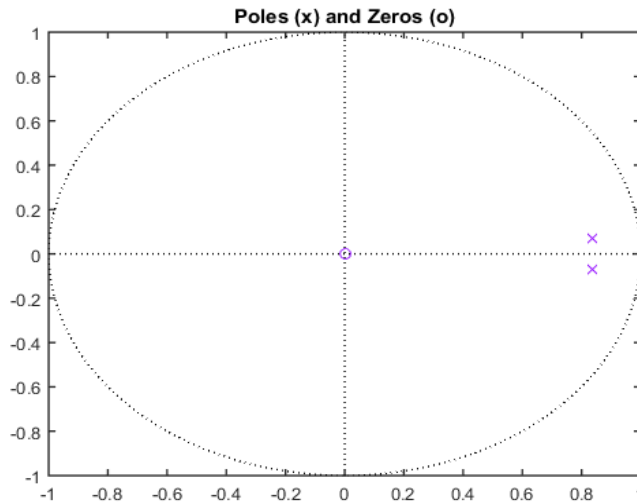
Durum uzayı formunda ,

$$A = \begin{bmatrix} 1.645 & -0.7062 \\ 1 & 0 \end{bmatrix}, B = \begin{bmatrix} 2 \\ 0 \end{bmatrix}, C = \begin{bmatrix} 1.672 \\ 0 \end{bmatrix}^T$$

Sisteme ait transfer fonksiyonu ise ,

$$G(z) = \frac{3.345z^{-1}}{1 - 1.675z^{-1} + 0.7062z^{-2}} = \frac{3.345z}{z^2 - 1.675z + 0.7062}$$

Şekil 3.13'de bu modele ait köklerin geometrik yeri verilmiştir.



Şekil 3.13 : ARMAX2111 modeli köklerinin geometrik yeri

Birinci ve üçüncü dönem mevsimsel değişimler birbirlerine çok yakın olacağından üçüncü dönem incelemelerinde de birinci dönem için hesap edilmiş olan sistem modeli kullanılacaktır.

Çizelge 3.5’de AMX2111 modeli için kök ve sıfırların değerleri verilmiştir.

Çizelge 3.5 : AMX2111 köklerinin geometrik yeri

Kök/Sıfır No	Kök Yeri	Sıfır Yeri
1	$0.8374+0.07128j$	0
2	$0.8374-0.07128j$	

4. KONTROLÖR TASARIMI

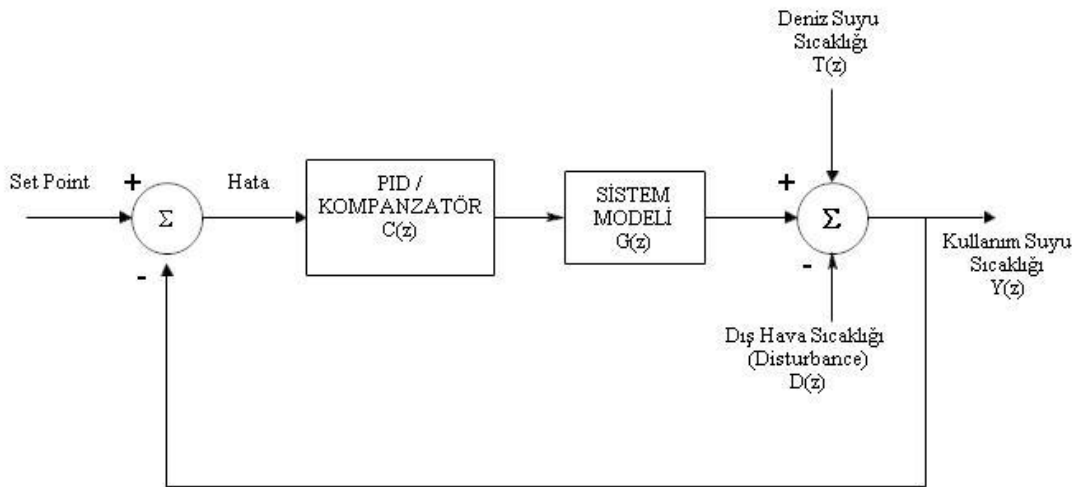
Bu bölümde, PID kontrolörün tasarım ve değerlendirme süreci ele alınmıştır.

4.1 Bir Sistemin Kontrolörleri

Kontrolörler, istenilen sistem davranışının ayarlanabilmesini sağlayan araçlardır. Amaç, sistem çıkışının ayar noktasına pozitif ve negatif yönlerde minimum aşmalarla ulaşmasını sağlamaktır. Günümüzde, PI, PD, PID, LQG, phase lag/lead kompanzatorler gibi bir çok kontrolör kullanılmaktadır. Bu tez çalışmasında kompanzator ve PID kontrolörleri tasarlanacaktır.

4.1.1 Sistem için önerilen kontrolörler

Kontrolör tasarımında birinci ve üçüncü mevsimsel dönem için armax2231 modeli, ikinci mevsimsel dönem için ise armax2221 modeli kullanılacaktır. Çıkış suyu sıcaklığının kontrol edilebilmesi için faz ilerlemeli, gecikmeli kompanzatorler ve PID kontrolörler tasarlanacaktır. Şekil 4.1'de önerilen kontrol yöntemine ait blok diyagramı verilmiştir.



Şekil 4.1 : Önerilen kontrol sistemi blok diyagramı.

Pratik endüstriyel uygulamalarda, her ne kadar ayar yöntemleri bir nebze karmaşık olsa da, iyi performansa sahip oldukları için PID kontrolörleri ve kompanzatörler çok sık olarak kullanılmaktadır. Sistemin elde edilmiş olan ayrık zamanlı modeli yine ayrık zamanlı bir kontrolör elde etmekte kullanılacaktır. Sistemde, sıcak su elemanları çok iyi izole edilmediğinden dış hava sıcaklığı bir bozucu etken olarak kabul edilecek ve ilgili dönemler için meteorolojik veriler kullanılacaktır. Ayrıca, sistemde ısıtılmak için kullanılan su deniz suyundan elde edildiği için, yine deniz suyuna ait meteorolojik veriler de sisteme dahil edilecektir. Kompanzatör ve PID tasarımlarında ayrık zamanlı sistem kullanılacağından frekans cevabı yöntemi ile tasarımlar gerçekleştirilecektir.

4.2 PID Kontrolörü

PID, günümüzde bir çok kontrol uygulamalarında kullanılan bir geri besleme kontrolüdür. PID kontrolün temel amacı, kontrol edilmek istenen değişken ile ayar noktası arasındaki fark olan hatayı minimum seviyede tutmaktır. Bunun için ayar noktası ve ölçülen değer karşılaştırılarak sistem üzerinde düzeltici etkiler yapar. Oransal terim mevcut hata üzerinden, integral terim mevcut hataların toplamı üzerinden ve türev terim ise hatanın değişme oranı üzerinden kontrol aksiyonu sağlamaktadır. Bu üç terimin birleştirilmiş hali, gerçekleşen işlemin istenilen değerler etrafında gerçekleşmesi için bir kontrol sinyali oluşturmakta kullanılır. PID kontrolü ,

$$u(t) = K_p e(t) + K_I \int_{t_0}^t e(t) dt + K_D \frac{de(t)}{dt} \quad (4.1)$$

olarak verilir. Denklem 4.1'deki parametrelerin ayarlanması ile uygun bir kontrol sinyali elde edilmiş olur. PID kontrolörünün cevabı çoğunlukla, hataya karşı cevap verilebilirlik ve sistem salınımlarına bağlıdır. PID algoritması tek başına bir optimal kontrol ve ya kararlılığı garanti edemez.

Kimi kontrol uygulamalarında yukarıda bahsedilmiş olan parametrelerden sadece bir ve ya ikisi kullanılır. Kullanılmayacak olan terim katsayısı sifıra eşitlenir. Bu durumda kontrolör, P, PI, PD ya da I kontrolör adını alır. Bu anlamda en yaygın kullanılan tip PI kontroldür. Kimi uygulamalarda türev teriminin kullanılmamasının

sebebi bu terimin bozucu etkenlere karşı duyarlı olmasıdır. Çok karmaşık sistemlerde PID performansı bu durumdan etkilenebilir [34]. Eğer integral terimi ihmal edilirse sistem hiç bir zaman hedeflenen değere ulaşamaz. Bu sebeple PI kontrolün kullanımı yaygındır. PID uygulamaları çok geniş alanlara yayılmış olup, sistem hakkında ne kadar az bilgiye sahip olursa da uygulanabilme özelliği bulunmaktadır.

4.2.1 PID kontrolörü teorisi

PID kontrolör, oransal, integral ve türev terimlerinin toplamından gelen ayarlanmış değişkeni oluşturur.

$$AD(t) = P + I + D \quad (4.2)$$

Denklem 4.2'de her bir terimin çıkışının toplamı PID kontrolörünün toplam çıkışını vermektedir.

4.2.2 Orantı terimi

Oransal terim sistemin mevcut hatasına oransal olarak çıkış değerini ayarlar. Oransal cevap terimi oransal kazanç ile ayarlanır.

$$P = K_p e(t) \quad (4.3)$$

Denklem 4.3'de K_p oransal kazanç ve e sistem hatasıdır. Büyük bir oransal kazanç çıkışta hata değişimine bağlı olarak büyük bir değişime sebep olur. Büyük bir oransal kazanç sistemi kararsız kılabilceği gibi, çok küçük bir oransal kazanç ise sistem üzerinde etki oluşturamayı bozucu etkileri karşılayamayabilir. Bozucu etkinin olmadığı durumlarda oransal kazanç, sistem kazancına da bağlı olarak bir sürekli rejim hatası üretecektir. PID kontrolde, çıkışdaki değişimi en çok etkileyen terim oransal terimdir.

Büyük oransal terimler daha hızlı sistem cevabını doğurur. Daha önce de değinildiği üzere bu durum sistemi kararsız hale getirebilir. Daha küçük oransal kazançlar ise sistemin cevabının çok yavaş olması sonucunu doğurabilir.

4.2.3 İntegral terimi

İntegral terim, hatanın genliği ve süresi ile orantılıdır. Kontrolör çıkışını sürekli olarak arttırarak ya da azaltarak sistem hatasını azaltmaya çalışır. Eğer hata büyükse,

kontrolör çıkışını hızlı olarak azaltacak ve ya arttıracak, eğer hata küçükse kontrolör çıkışındaki değişim yavaş olacaktır. İntegral zamanı büyük olduğunda kontrolör cevabı yavaş, küçük olduğunda ise hızlı olacaktır. İntegral teriminin toplam kontrol çıkışına etkisi,

$$I = K_I \int_0^t e(t) dt \quad (4.4)$$

olarak verilir. Denklem 4.4'de K_I integral kazancı, I toplam integral etki ve e sistem hatasıdır. İntegral terimin oransal terim ile olan kombinasyonunda ayar noktasına daha yakın sistem çıkışı verecek olup, sadece oransal terim kullanıldığında ortaya çıkacak olan sürekli rejim hatasını telafi edecektir. İntegral terim toplam hataya gecikme ile cevap vereceğinden mevcut hatanın ayar noktasından aşırı sapmasına sebep verebilir. Bu sebeple oransal terimle birlikte kullanılması daha iyi sistem cevaplarını sağlayacaktır.

Büyük integral kazanç değerleri ile sürekli rejim hatası daha hızlı elimine edilecektir fakat maksimum aşma değeri yüksek olacaktır. Sistem geçici rejimi esnasında negatif hatalar sürekli rejim hatasına ulaşmadan pozitif hatalar ile dengelenmelidir.

4.2.4 Türev terimi

Sistem hatasının değişim oranı, hatanın türevinin zamana göre hesap edilmesi ile bulunur. Türev teriminin kontrol sinyaline katkısı,

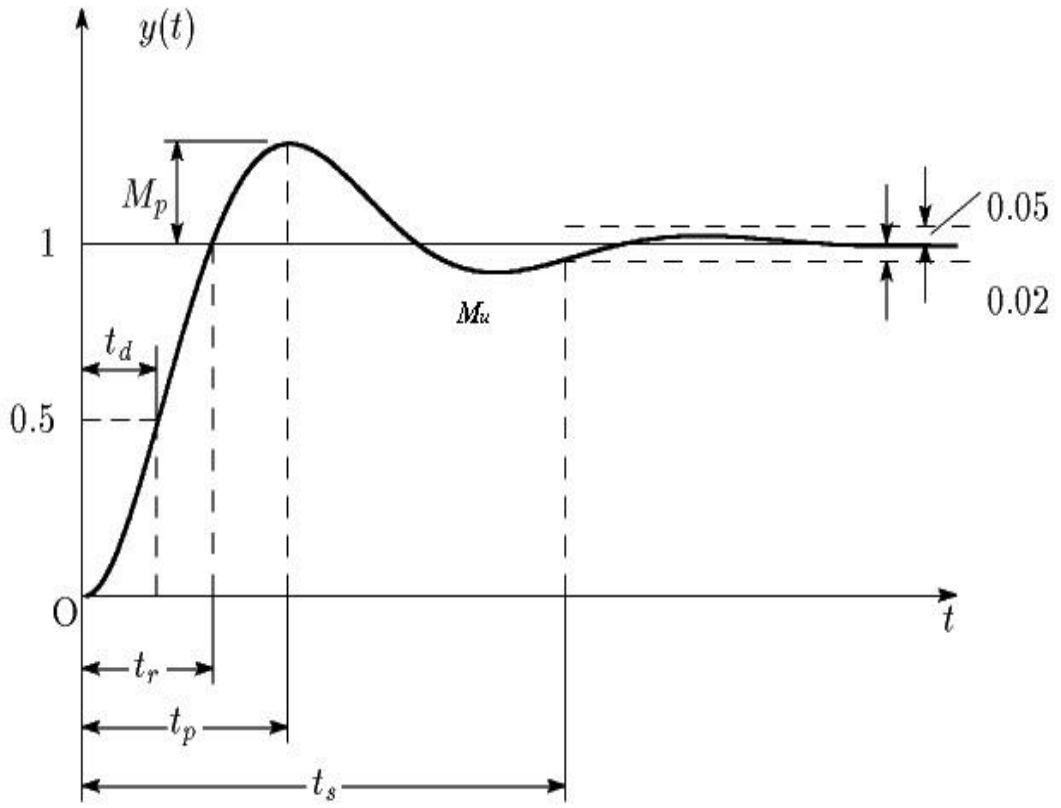
$$D = K_D \frac{de(t)}{dt} \quad (4.5)$$

olarak verilir. Denklem 4.5'de K_D türev kazancı, D toplam türev etkisi ve e hatadır. Türev teriminin görevi, integral terim tarafından oluşturulan aşma değerinin dengelenerek toplam kontrol sinyalinin performansının iyileştirilmesidir. Bir sinyalin türevinin alınması gürültüyü arttıracığından bu terim mevcut gürültülere karşı çok hassas olup büyük değerlerde kararsız sistemlere sebep olabilir. Türevsel kontrol bu gürültünün dengelenmesi için kullanılmaktadır. Büyük türev kazancı integral terim tarafından oluşturulan aşmaları dengeleyebilir fakat kontrol sinyalinde gürültüye de sebebiyet verebilmektedir.

4.3 Geçici Rejim Özellikleri

Geçici rejim cevabı, kontrol sistemlerinin en önemli özelliklerini göstermektedir. Kontrol sisteminin istenilen performans karakteristikleri çoğu zaman sistemin geçici rejim cevabı özellikleri olarak verilir.

Bir kontrol sisteminin geçici rejimi, sürekli rejime kavuşmadan önce sönümlü titreşimler göstermektedir. Şekil 4.2'de sistemlerin geçici cevabı özellikleri gösterilmektedir.



Şekil 4.2 : Geçici rejim cevabı özellikleri.

M_p maksimum aşma istenilen değer ile eğri zirve noktası arasındaki farktır. M_u minimum sapma ayar değerine ulaşıldıktan sonra ulaşılan ve bu değerden en küçük değerdir. Yükselme zamanı t_r cevabın son değerinin %10'undan %90'ına, %5'inden %95'ine ya da %0'ından %100'üne ulaşmasına kadar geçen zamandır. Zirve zamanı t_p yanıtın salınımın ilk zirvesine ulaşması için geçen zamandır. Yerleşme zamanı t_s cevap eğrisinin final değerine erişip bu değer %2 ila %5'i aralığında kalması için gerekli zamandır.

4.4 Ayrık Zamanlı Sistemlerin Zaman Cevabı Karakteristikleri

Analog sistemlerin zaman uzayındaki karakteristikleri incelenirken, sistemin köklerinin yerlerinin ayarlanması ile sistem karakteristikleri belirlenebilmektedir [35]. Bu yöntemlerin -z uzayında da uygulanabilir olması arzu edilen bir durumdur ve kontrol sistemi tasarımında kolaylıklar sağlayacaktır.

-s uzayında, reel ve sanal eksenler arasındaki gridlerden yatay olanlar zaman sabitinin tersini, düşey olanlar ise frekansı temsil etmektedir. Fakat -z uzayında aynı durumdan bahsetmek mümkün değildir. z operatörü ile s operatörü arasında ,

$$z = e^{sT} \quad (4.6)$$

ilintisi bulunmaktadır.

$$s = \sigma + j\omega \quad (4.6)$$

$$z = e^{sT} = e^{\sigma T} e^{j\omega T} = e^{\sigma T} \angle \omega T \quad (4.7)$$

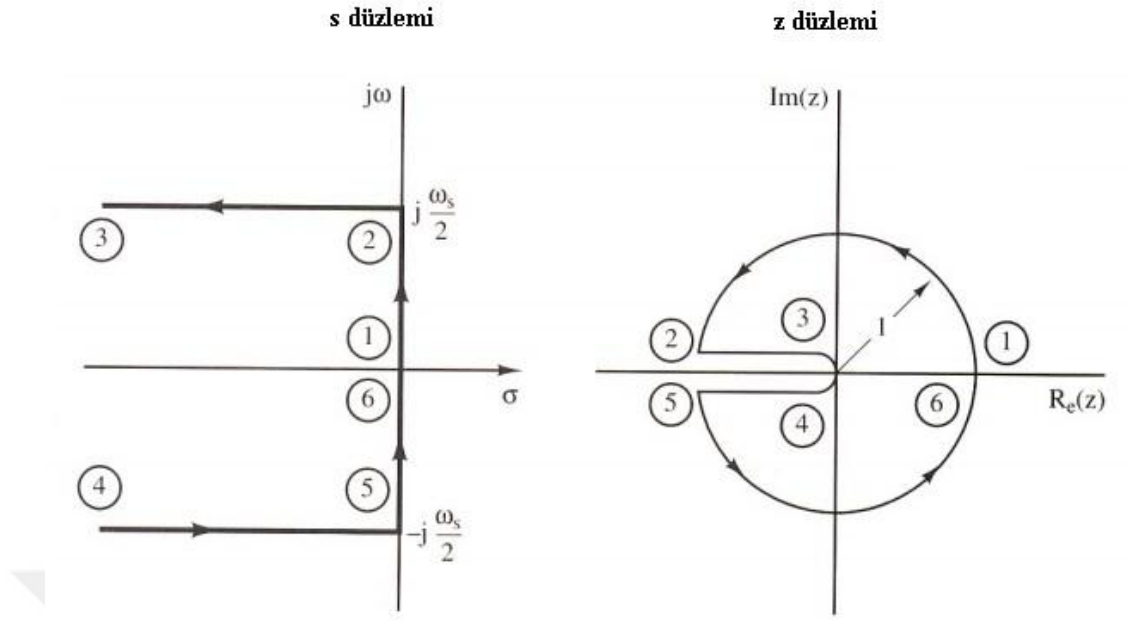
Böylece, -z uzayında birim çember üzerinde bulunan kökler, s uzayında sanal eksen üzerinde olacaktır. Böylece, birim çember üzerindeki köklere sahip sistem, doğal cevabında kararlı hal salınımı yapacaktır. Denklem 4.7'de salınının frekansı, radyan cinsinden kökün açısının T ile bölümü olarak verilmiştir.

Frekans, örnekleme frekansının yarısı olarak seçildiğinde ;

$$\omega = \pm \omega_s/2 \quad (4.8)$$

$$\omega_s = \frac{2\pi}{T}, \omega T = \pi \quad (4.9)$$

Denklem 4.9'da ω_s örnekleme frekansı ve T örnekleme periyodudur. Böylece -s uzayında $-j\omega_s/2$ ile $+j\omega_s/2$ arası -z uzayında birim çembere denk gelecektir. Şekil 4.3'de iki uzay arasındaki ilişki verilmiştir. Kontrol sistemi tasarımlarında, tasarlanacak sistemin özellikleri genellikle kapalı çevrim sistemin birim basamak yanıtı özellikleri cinsinden verilmektedir. Bu kapsamda, -s ve -z düzlemleri arasında kurulan ilişkiden yola çıkarak, ayrık zamanlı sistemin birim basamak cevabı karakteristikleri bulunmalıdır.



Şekil 4.3 : -s ve -z düzlemleri.

4.4.1 Sönümlenme oranı

Sistem yanıtına ait karakteristiklerin incelenmesi için $-s$ ve $-z$ düzlemleri arasında matematiksel ilintinin kurulması gerekmektedir. $-s$ uzayında ikinci mertebeden bir sistemin standart gösterimi,

$$G(s) = \frac{\omega_n^2}{s^2 + 2\zeta\omega_n s + \omega_n^2} \quad (4.10)$$

olarak verilir. Denklem 4.10'da ζ sönümlenme oranı, ω_n ise doğal frekanstır. Sisteme ait kökler,

$$s = -\zeta\omega_n \pm j\omega_n\sqrt{1 - \zeta^2} \quad (4.11)$$

olarak verilir. $-z$ düzleminde köklerin yeri,

$$z = e^{sT} \Big|_{s_{1,2}} = e^{-\zeta\omega_n T} \angle \pm \omega_n T \sqrt{1 - \zeta^2} = r \angle \pm \theta \quad (4.12)$$

Böylece,

$$e^{-\zeta\omega_n T} = r, \quad \zeta\omega_n T = -\ln r \quad (4.13)$$

$$\omega_n T \sqrt{1 - \zeta^2} = \theta \quad (4.14)$$

Denklem 4.13 ve 4.14 birbirine oranlanırsa,

$$\frac{\zeta}{\sqrt{1 - \zeta^2}} = \frac{-\ln r}{\theta}, \quad \zeta = \frac{-\ln r}{\sqrt{\ln^2 r + \theta^2}} \quad (4.15)$$

olarak bulunur.

4.4.2 Doğal frekans

Denklem 4.10 ila 4.15 göz önüne alındığında,

$$\omega_n = \frac{1}{T} \sqrt{\ln^2 r + \theta^2} \quad (4.16)$$

bulunur.

4.4.3 Zaman sabiti

Zaman sabiti aşağıdaki ifade ile verilmektedir [11].

$$\tau = \frac{1}{\zeta \omega_n} \quad (4.17)$$

4.4.4 Doğal ve sönümlü frekanslar

Doğal ve sönümlü frekanslar arasındaki ilişki ,

$$\omega_d = \omega_n \sqrt{1 - \zeta^2}, \quad \omega_n = \frac{\omega_d}{\sqrt{1 - \zeta^2}} \quad (4.18)$$

Denklem 4.17'ye göre sönümlenme oranı sıfır olduğunda, sönümlenmiş frekans doğal frekansa eşit olacaktır. Doğal frekans sönümlenme oranının bir fonksiyonu olduğuna göre, doğal frekansın geometrik yeri, sönümlenmiş frekans doğrusuna asimptotik olarak yaklaşan bir eğri olacaktır.

4.4.5 Yüzde maksimum aşma (overshoot)

$$M_p = 100 \times e^{-\frac{\zeta}{\sqrt{1-\zeta^2}}\pi} \quad (4.19)$$

olarak verilmektedir.

4.4.6 Yerleşme zamanı

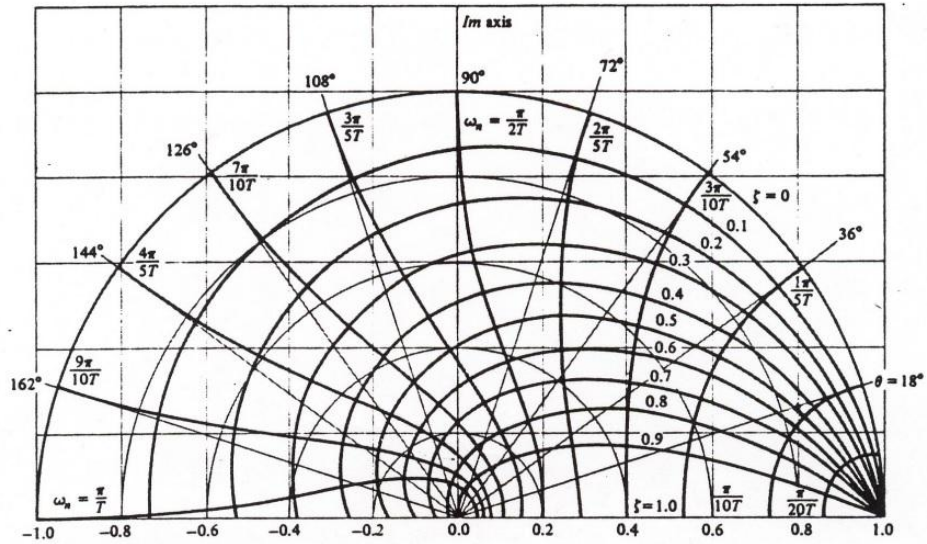
% 5 nihai hata kriterine göre,

$$t_s = \frac{3}{\zeta\omega_n} = 3\tau \quad (4.20)$$

% 2 nihai hata kriterine göre ,

$$t_s = \frac{4}{\zeta\omega_n} = 4\tau \quad (4.21)$$

olarak verilir. Şekil 4.4'de sabit sönümlenme oranı ve doğal frekansa sahip köklerin geometrik yeri gösterilmiştir.

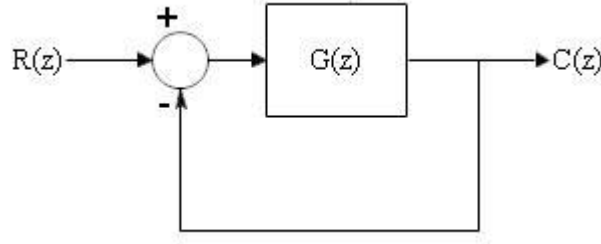


Şekil 4.4 : -z düzleminde köklerin geometrik yeri.

4.4.7 Kararlı hal hatası

Bir kontrol sisteminin önemli karakteristiklerinden biri de, uygulanan girişleri minimum hata ile takip edebilme yeteneğidir. Kontrol sistemi tasarımcısı, öngörülen girişler için kararlı hal hatasını minimize etmeye çalışmalıdır. Aşağıda sistem

transfer karakteristiklerinin kararlı hal hatası üzerine etkileri tartışılacaktır. Şekil 4.5’de tipik bir ayrık zamanlı sistem ele alınmıştır.



Şekil 4.5 : Ayrık zamanlı sistem.

$$\frac{C(z)}{R(z)} = \frac{G(z)}{1 + G(z)} \quad (4.22)$$

Bir sistemin transfer fonksiyonu her zaman aşağıdaki gibi tanımlanabilir,

$$G(z) = \frac{K \prod_1^m (z - z_i)}{(z - 1)^N \prod_1^p (z - z_j)}, z_i \neq 1 \text{ ve } z_j \neq 1 \quad (4.23)$$

Denklem 4.23’de N’e sistem tipi adı verilmektedir. Buradan,

$$K_{DC} = \frac{K \prod_1^m (z - z_i)}{\prod_1^p (z - z_j)} \Big|_{z=1} \quad (4.24)$$

Denklem 4.24’de K_{DC} açık çevrim DC kazancı olarak tanımlanmaktadır. Şekil 4.5’de sisteme ait hata sistem girişi ve çıkışı arasındaki fark olarak tanımlanırsa,

$$E(z) = R(z) - C(z) = R(z) - R(z) \frac{G(z)}{1 + G(z)} = \frac{R(z)}{1 + G(z)} \quad (4.25)$$

elde edilir. Kararlı hal hatası yukarıdaki ifadelerden, basamak cevabı (pozisyon girişi) için elde edilirse,

$$R(z) = \frac{z}{z - 1} \quad (4.26)$$

$$e_{ss} = \lim_{z \rightarrow 1} (z - 1)E(z) = \lim_{z \rightarrow 1} (z - 1) \frac{R(z)}{1 + G(z)} \quad (4.27)$$

bulunur. Kararlı hal hatasının sonlu bir değere sahip olduğu kabulü ile,

$$e_{ss} = \lim_{z \rightarrow 1} \frac{z}{1 + G(z)} = \frac{1}{1 + \lim_{z \rightarrow 1} G(z)} \quad (4.28)$$

bulunur. Pozisyon hatası katsayısı K_p olarak tanımlanırsa,

$$K_p = \lim_{z \rightarrow 1} G(z) \quad (4.29)$$

$$e_{ss} = \frac{1}{1 + K_p} \quad (4.30)$$

olarak bulunur.



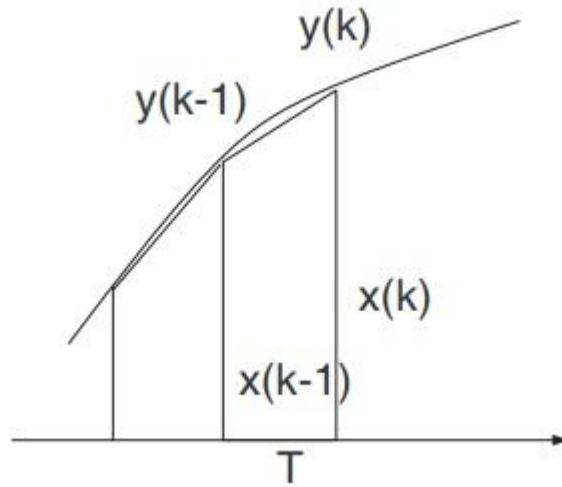
5. KONTROLÖR TASARIMI İÇİN FREKANS CEVABI YÖNTEMİ

Sürekli zaman LTI sistemlerin kontrol tasarımı ve analizlerinde kullanılmakta olan bir çok kararlılık analizi yöntemi, örnek olarak, Bode Diyagramı Yöntemi, Routh-Hurwitz Yöntemi gibi teknikler -s uzayı incelemesi yapar ve bu uzayda kararlılık sınırı sanal eksendir. Lineer ayrık zamanlı sistemler, -z uzayında incelenirler ve kararlılık sınırı birim çember olduğundan, bahsedilen yöntemler bu tür sistemler için kullanılamazlar. Ancak, bilineer dönüşüm ile (Tustin Dönüşümü) yeni bir -w uzayı tanımlanacak, böylece -z düzlemindeki birim çember -w uzayının sol yarı düzlemine haritalandırılarak, sürekli sistemlerde kullanılan yöntemler kullanılacak ve tekrar -z düzlemine dönüş yapılacaktır.

Bu bölümde, bahsedilen yöntemler ile, ısı pompası sistemi için faz ilerlemeli, gecikmeli ve PID kontrolörler tasarlanacak ve sistem için en uygun kontrolörler belirlenecektir.

5.1 Bilineer (Tustin) Dönüşümü

Şekil 5.1'de trapezoidal integral kuralı göz önüne alındığında,



Şekil 5.1 : Trapezoidal integral kuralı.

Eğri altında kalan alan,

$$y(k) = y(k-1) + \frac{T}{2} [x(k) + x(k-1)] \quad (5.1)$$

Denklem 5.1'de z dönüşümü yapılırsa,

$$Y(z) = z^{-1}Y(z) + \frac{T}{2} [X(z) + z^{-1}X(z)] \quad (5.2)$$

$$(1 - z^{-1})Y(z) = \frac{T}{2}(1 + z^{-1})X(z) \quad (5.3)$$

$$\frac{Y(z)}{X(z)} = \frac{T}{2} \frac{1 + z^{-1}}{1 - z^{-1}} \quad (5.4)$$

bulunur. -s uzayında 1/s integrasyon terimi olduğuna göre,

$$\frac{1}{s} = \frac{T}{2} \frac{1 + z^{-1}}{1 - z^{-1}} \quad s = \frac{2z - 1}{Tz + 1} \quad (5.5)$$

-s ve -z uzayları arasındaki bu yeni dönüşüm bilineer dönüşüm olarak tanımlanır ve artık -w uzayı olarak tanımlanacaktır.

$$w = \frac{2z - 1}{Tz + 1} \Leftrightarrow z = \frac{1 + \frac{T}{2}w}{1 - \frac{T}{2}w} \quad (5.6)$$

5.1.1 Frekanslar arası lineer olmayan ilişki

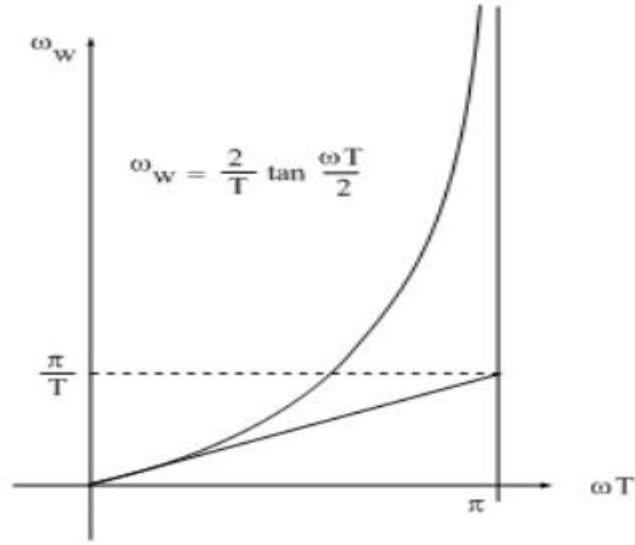
Denklem 5.6'da $z = e^{sT} = e^{j\omega T}$ ifadesi yerine konulursa,

$$\begin{aligned} \left. \frac{2z - 1}{Tz + 1} \right|_{z = e^{j\omega T}} &= \frac{2(1 - e^{-j\omega T})}{T(1 + e^{-j\omega T})} = \frac{2e^{-j\frac{\omega T}{2}}(e^{j\frac{\omega T}{2}} - e^{-j\frac{\omega T}{2}})}{e^{-j\frac{\omega T}{2}}(e^{j\frac{\omega T}{2}} + e^{-j\frac{\omega T}{2}})} \\ &= j \frac{2}{T} \tan \frac{\omega T}{2} \end{aligned} \quad (5.7)$$

elde edilir. Denklem 5.7'deki çözümlenmeden -w uzayındaki frekans ,

$$\omega_w = j \frac{2}{T} \tan \frac{\omega T}{2} \quad (5.8)$$

olarak bulunur. ω_w ile ω arasında lineer olmayan bir ilişki söz konusudur. Şekil 5.2’de bu ilişki gösterilmiştir.



Şekil 5.2 : Frekanslar arasındaki lineer olmayan ilişki.

-s ve -z uzayları arasındaki $z = e^{sT}$ ilişkisi ve analog frekansın $s = j\omega$ olduğu bilindiğine göre,

$$\omega = \frac{\omega_z}{T} \quad (5.9)$$

olarak tanımlanır. Denklem 5.9’da ω_z -z uzayındaki frekanstır.

5.1.2 ω , ω_z ve ω_w frekans aralıkları

$$\omega \rightarrow 0 \leq \omega \leq \frac{\omega_s}{2} = \frac{2\pi f_s}{2} = \frac{\pi}{T} \quad (5.10)$$

$$\omega_z \rightarrow 0 \leq \omega_z = \omega T \leq \pi \quad (5.11)$$

$$\omega_w \rightarrow 0 \leq \omega_w = \frac{T}{2} \tan \frac{\omega T}{2} \leq \frac{T}{2} \tan \frac{\pi}{2} = \infty \quad (5.12)$$

Yukarıdaki ifadeler, -s uzayında örnekleme sonucu $\pm \frac{\pi}{T}$ aralığında oluşturulan periyodik frekans alanı -w uzayının frekans ekseninde $0 \leq \omega_w \leq \infty$ aralığında bir frekans oluşturması anlamına gelmektedir. Bu da -z uzayının birim çember alanının,

-w uzayının sol yarı düzlemi tarafına eşleştirildiği anlamına gelir. Böylece elde edilmiş -z uzayındaki transfer fonksiyonları -w uzayına geçirilerek gerekli kararlılık analizleri ve kontrolör tasarımları bilinen yöntemler kullanılarak gerçekleştirilebilir.

5.2 Faz İlerlemeli (Phase Lead) ve Faz Gecikmeli Kompanzatörler

Ayrık zamanlı faz ilerlemeli ya da faz gecikmeli kompanzatörler, -s uzayının sol yarı düzlemine -z uzayındaki birim çember alanı ile eşleştiren Tustin Dönüşümü kullanılarak tasarlanırlar. Sürekli zamanlı sistemler için mevcut bulunan tasarım yöntemleri -w uzayında kullanılarak kompanzatörler tasarlanır ve daha sonra tekrar ayrık zamanlı sisteme geçiş yapılır.

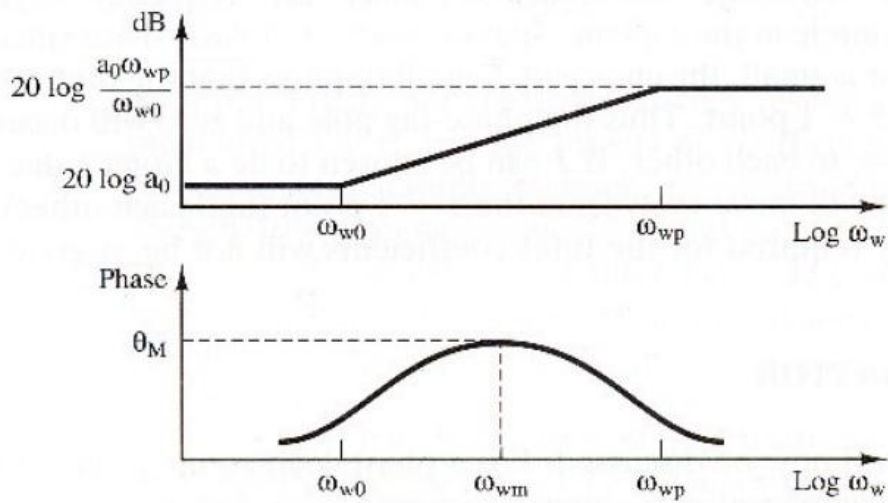
Birinci mertebeden bir -w uzayı kompanzatörü, -s uzayı analogjisi kullanılarak,

$$C(w) = a_0 \frac{1 + \frac{w}{\omega_{w_0}}}{1 + \frac{w}{\omega_{w_p}}} \quad (5.13)$$

Kompanzatöre ait bir kök $w = \omega_{w_p}$ ve bir adet sıfır $w = \omega_{w_0}$ 'dir.

5.2.1 Faz ilerlemeli kompanzatör

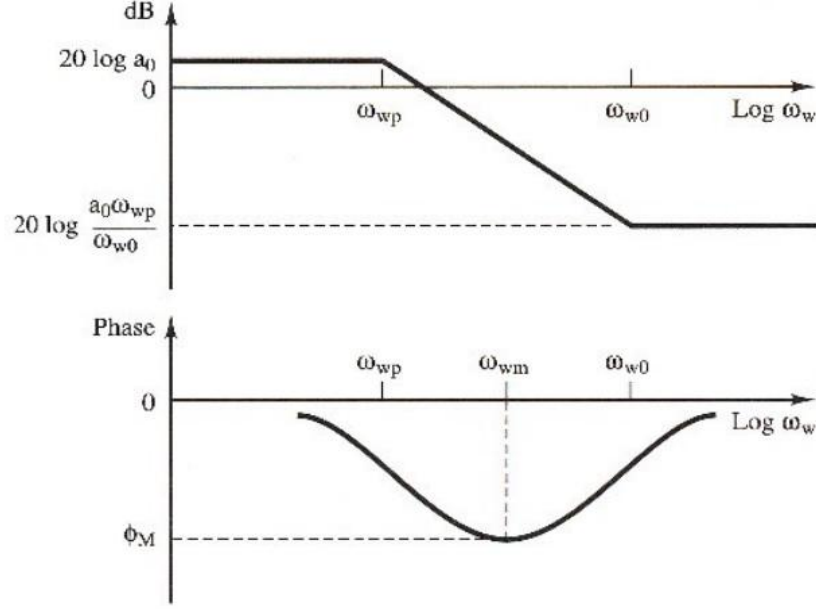
Faz ilerlemeli kompanzatör durumunda $\omega_{w_p} > \omega_{w_0}$ olacaktır. Şekil 5.3'de faz ilerlemeli kompanzatöre ait frekans cevabı karakteristiği gösterilmiştir.



Şekil 5.3 : Faz ilerlemeli kompanzatör frekans cevabı karakteristiği.

5.2.2 Faz gecikmeli kompanzator

Faz gecikmeli kompanzator durumunda $\omega_{wp} < \omega_{w0}$ olacaktır. Şekil 5.4'de faz gecikmeli kompanzator aitt frekans cevabi karakteristiği gosterilmiştir.



Şekil 5.4 : Faz gecikmeli kompanzator frekans cevabi karakteristiği

Kompanzator transfer fonksiyonunda denklem 5.6 ifadesi yerine konulacak olursa,

$$\begin{aligned}
 C(z) &= a_0 \frac{1 + \frac{2z-1}{Tz+1}}{1 + \frac{2z-1}{Tz+1}} \frac{\omega_{w_0}}{\omega_{w_p}} = a_0 \frac{\omega_{w_0} \omega_{w_p} + \omega_{w_p} \frac{2z-1}{Tz+1}}{\omega_{w_0} \omega_{w_p} + \omega_{w_0} \frac{2z-1}{Tz+1}} \\
 &= a_0 \frac{\omega_{w_0} \omega_{w_p} T(z+1) + 2\omega_{w_p}(z-1)}{\omega_{w_0} \omega_{w_p} T(z+1) + 2\omega_{w_0}(z-1)}
 \end{aligned} \tag{5.14}$$

$$C(z) = a_0 \frac{\omega_{w_p}(\omega_{w_0}T + 2)}{\omega_{w_0}(\omega_{w_p}T + 2)} \times \frac{z + \frac{(\omega_{w_0}T - 2)}{(\omega_{w_0}T + 2)}}{z + \frac{(\omega_{w_p}T - 2)}{(\omega_{w_p}T + 2)}} \tag{5.15}$$

$$C(z) = K_D \frac{z - z_0}{z - z_p} \tag{5.16}$$

olarak bulunur. Buradan,

$$K_D = a_0 \frac{\omega_{w_p}(\omega_{w_0}T + 2)}{\omega_{w_0}(\omega_{w_p}T + 2)} = a_0 \frac{\omega_{w_p} \left(\omega_{w_0} + \frac{2}{T} \right)}{\omega_{w_0} \left(\omega_{w_p} + \frac{2}{T} \right)} \quad (5.17)$$

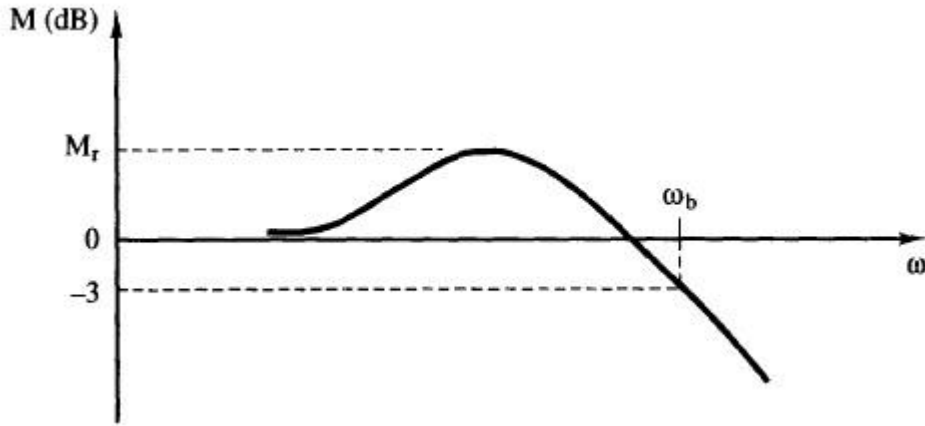
$$z_0 = -\frac{\omega_{w_0}T - 2}{\omega_{w_0}T + 2} = -\frac{\omega_{w_0} - \frac{2}{T}}{\omega_{w_0} + \frac{2}{T}} \quad (5.18)$$

$$z_p = -\frac{\omega_{w_p}T - 2}{\omega_{w_0}T + 2} = -\frac{\omega_{w_p} - \frac{2}{T}}{\omega_{w_p} + \frac{2}{T}} \quad (5.19)$$

olarak bulunur.

5.3 Frekans Cevabı ve Geçici Cevap Arası İlişki

Denklem 4.10'da ele alınan ikinci mertebeden sistem ele alındığında, sistemin kapalı çevrim frekans cevabı ile geçici cevabı arasında bir ilişki olduğu görülür. Şekil 5.5'de sadece genlik değerinin olduğu tipik bir frekans cevabı gösterilmiştir.



Şekil 5.5 : İkinci mertebe sistem kapalı çevrim frekans cevabı

Şekil 5.5'de M_r değeri rezonans tepe değeri olup, daha yüksek bir M_r değeri, sistemin basamak girişe olan yanıtın da daha yüksek bir M_p değeri vermesine sebep olacaktır. Denklem 4.10'da verilen ikinci mertebe sistemin birim basamak girişe cevabı,

$$c(t) = 1 - \frac{1}{\beta} e^{-\zeta\omega_n t} \sin(\beta\omega_n t + \theta) \quad (5.20)$$

$$\beta = \sqrt{1 - \zeta^2} \text{ ve } \theta = \tan^{-1} \frac{\beta}{\zeta} \quad (5.21)$$

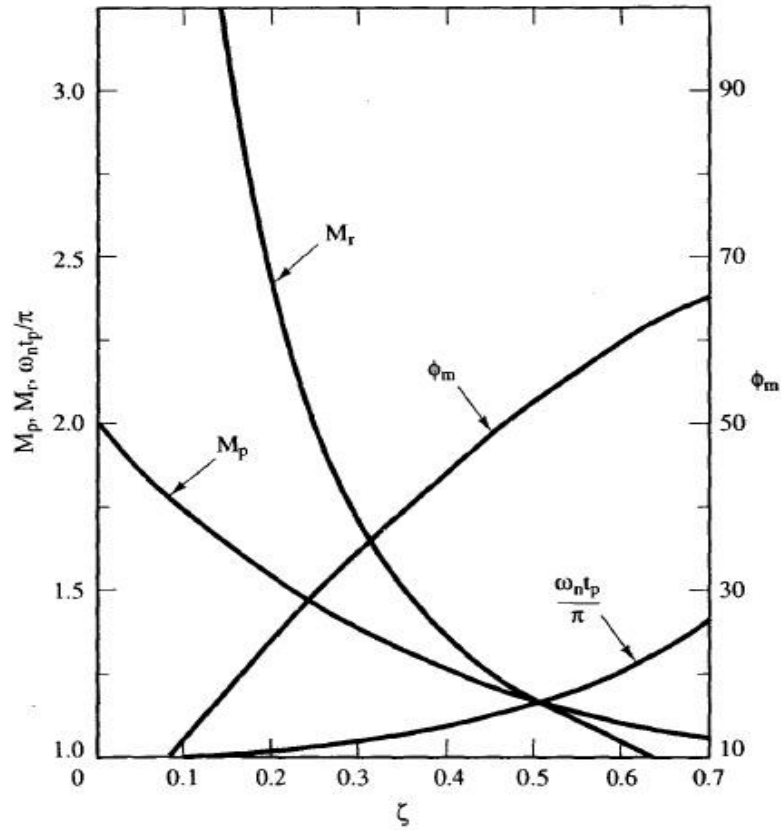
Şekil 5.6'da ikinci mertebe sisteme ait M_r , M_p ve t_p değerleri arasındaki ilişkiyi gösteren grafik verilmiştir.

$$M_p = 1 + e^{-\zeta\pi/\sqrt{1-\zeta^2}} \quad (5.22)$$

$$M_r = \frac{1}{2\zeta\sqrt{1-\zeta^2}} \quad (5.23)$$

$$\frac{\omega_n t_p}{\pi} = \frac{1}{\sqrt{1-\zeta^2}} \quad (5.24)$$

Şekil 5.6 denklem 5.22 ila 5.24 ifadeleri kullanılarak oluşturulmuştur. ϕ_m faz marjini göstermektedir.



Şekil 5.6 : İkinci mertebe sistem karakteristikleri

Yukarıdaki ifadelerden anlaşıldığı üzere M_r ve M_p birbirleriyle ilişkilidir. Bu, sistemin kararlılık marjınları olan faz ve genlik marjınları ile maksimum aşma olan M_p arasında da bir ilişki olduğunu göstermektedir.

Denklem 4.10'da verilen kapalı çevrim sistemin açık çevrim transfer fonksiyonu ele alınırsa,

$$G_P(s) = \frac{\omega_n^2}{s(s + 2\zeta\omega_n)} = \frac{G_P(s)}{1 + G_P(s)} \quad (5.25)$$

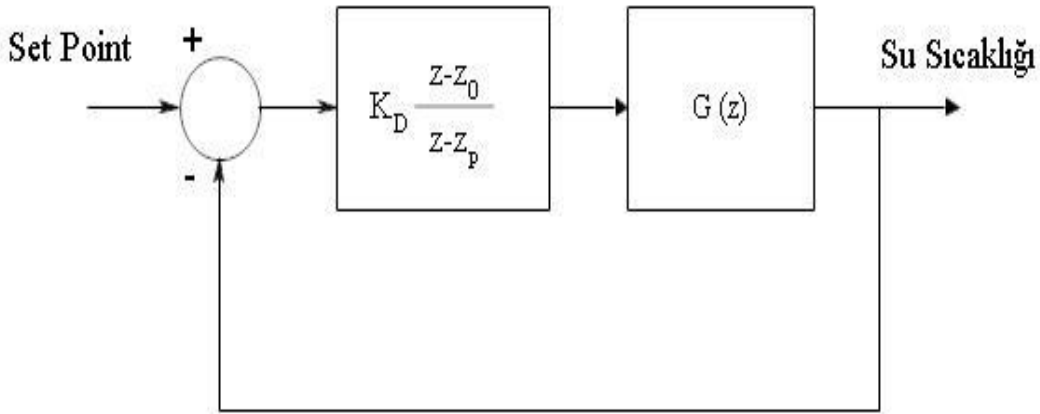
Bu sistem için faz marjini φ_m ve maksimum aşma M_p arasındaki ilişki ,

$$\varphi_m = \tan^{-1} \left[\frac{2\zeta}{(\sqrt{4\zeta^4 + 1} - 2\zeta^2)^{1/2}} \right] \quad (5.26)$$

olarak verilir. Denklem 5.26 $\varphi_m \approx 100\zeta$ olarak kabul edilir [11].

5.4 Tasarım Metodolojisi

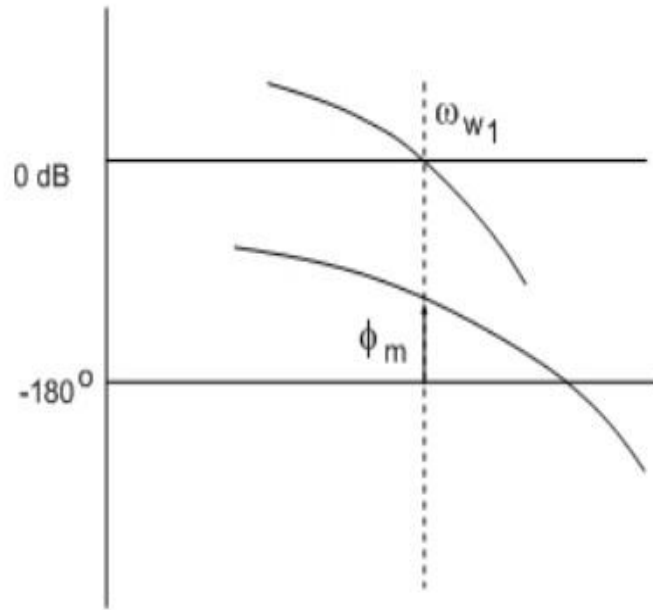
Şekil 5.7'de frekans cevabı yönteminde kullanılacak olan faz ilerlemeli ya da faz gecikmeli kontrolörlere ait blok diyagramı gösterilmiştir.



Şekil 5.7 : Kompanzatör blok diyagramı.

Frekans cevabı yöntemi, -s uzayında faz ve genlik marjınlarının tespiti üzerinden geliştirildiğinden, kontrolör $C(z)$ ve ısı pompası sistemi $G(z)$ den oluşan sistem daha önce tanımlanmış olan -w uzayına bilinear dönüşüm (Tustin Yöntemi) ile geçirilecektir. K , z_0 ve z_p parametreleri -w uzayındaki a_0 , ω_{w_0} , ω_{w_p} parametreleri ile

tanımlanacaktır. $-w$ uzayında Bode diyagramları tasarım esnasında kullanılacaktır. Şekil 5.8’de $-w$ uzayında karakteristik bir Bode diyagramı verilmiştir.



Şekil 5.8 : $-w$ uzayında Bode diyagramı.

$C(z)$ kontrolör transfer fonksiyonunun belirlenmesinde kullanılacak olan frekans cevabı yönteminde φ_m faz marjini anahtar parametredir. Tasarım, açık çevrim transfer fonksiyonu olan $C(w)G(w)$ 'nin ω_{w1} frekansında belirlenmiş olan φ_m faz marjinine sahip olmasını sağlamalıdır. Yeni kazanç geçiş frekansının (gain cross-over frequency) tespit edilebilmesi için bazı koşulların sağlanmış olması ve bunun yanısıra en iyi neticenin alınabilmesi için denemeler yapılması gerekmektedir.

5.4.1 Kapalı çevrim karakteristik denklemi

ω_{w1} frekansında sağlanan eşitlik,

$$C(j\omega_{w1})G(j\omega_{w1}) = 1 \angle(-180^\circ + \varphi_m) = 1 \angle(180^\circ + \varphi_m) \quad (5.27)$$

olarak verilir.

Genlik için,

$$|C(j\omega_{w1})||G(j\omega_{w1})| = 1 \text{ ise } |C(j\omega_{w1})| = \frac{1}{|G(j\omega_{w1})|} \quad (5.28)$$

Faz için,

$$\angle C(j\omega_{w_1}) + \angle G(j\omega_{w_1}) = \pm 180^\circ + \varphi_m \quad (5.29)$$

$$\theta = \angle C(j\omega_{w_1}) = \pm 180^\circ + \varphi_m - \angle G(j\omega_{w_1}) \quad (5.29)$$

tanımlamaları yapılır. Açık çevrimin belirlenecek olan frekansta istenilen faz marjini sağlama için tanımlanan a_1 ve b_1 parametrelerinin ;

$$C(w) = \frac{a_1 w + a_0}{b_1 w + 1} = a_0 \frac{1 + \frac{a_1}{a_0} w}{1 + b_1 w} = a_0 \frac{1 + \frac{w}{\omega_{w_0}}}{1 + \frac{w}{\omega_{w_p}}} \quad (5.30)$$

$$\omega_{w_0} = \frac{a_0}{a_1} \quad \text{ve} \quad \omega_{w_p} = \frac{1}{b_1} \quad (5.31)$$

$$a_1 = \frac{1 - a_0 |G(j\omega_{w_1})| \cos \theta}{\omega_{w_1} |G(j\omega_{w_1})| \sin \theta} \quad \text{ve} \quad b_1 = \frac{\cos \theta - a_0 |G(j\omega_{w_1})|}{\omega_{w_1} \sin \theta} \quad (5.32)$$

eşitliklerini sağlama gerekir. a_0 değerinin sürekli rejim hatasından ve ya dc kazancından hesaplanması gerekmektedir.

5.4.2 Yöntemin sağlama

$$C(j\omega_{w_1}) = \frac{ja_1\omega_{w_1} + a_0}{jb_1\omega_{w_1} + 1} = \frac{j \frac{1 - a_0 |G(j\omega_{w_1})| \cos \theta}{\omega_{w_1} |G(j\omega_{w_1})| \sin \theta} \omega_{w_1} + a_0}{\frac{\cos \theta - a_0 |G(j\omega_{w_1})|}{\omega_{w_1} \sin \theta} \omega_{w_1} + 1} \quad (5.33)$$

$$= \frac{1}{|G(j\omega_{w_1})|} x \frac{j(1 - a_0 |G| \cos \theta) + a_0 |G| \sin \theta}{j(\cos \theta - a_0 |G|) + \sin \theta}$$

$$C(j\omega_{w_1})^2 = \frac{1}{|G|^2} \frac{(1 - a_0 |G| \cos \theta)^2 + (a_0 |G| \sin \theta)^2}{(\cos \theta - a_0 |G|)^2 \sin^2 \theta} \quad (5.34)$$

$$= \frac{1}{|G|^2} \frac{1 - 2a_0 |G| \cos \theta + a_0^2 |G|^2}{1 - 2a_0 |G| \cos \theta + a_0^2 |G|^2} = \frac{1}{|G|^2}$$

Faz açısı için,

$$\angle C(j\omega_{w_1}) = \angle \frac{1 + j \frac{a_1}{a_0} \omega_{w_1}}{1 + j b_1 \omega_{w_1}} = \tan^{-1} \frac{a_1}{a_0} \omega_{w_1} - \tan^{-1} b_1 \omega_{w_1} \quad (5.35)$$

$$\begin{aligned} \tan \angle C(j\omega_{w_1}) &= \frac{\tan(\tan^{-1} \frac{a_1}{a_0} \omega_{w_1}) - \tan(\tan^{-1} b_1 \omega_{w_1})}{1 + \tan(\tan^{-1} \frac{a_1}{a_0} \omega_{w_1}) \times \tan(\tan^{-1} b_1 \omega_{w_1})} \\ &= \frac{\frac{a_1}{a_0} \omega_{w_1} - b_1 \omega_{w_1}}{1 + \frac{a_1}{a_0} \omega_{w_1} \times b_1 \omega_{w_1}} \end{aligned} \quad (5.36)$$

$$a_1 \omega_{w_1} = \frac{1 - a_0 |G| \cos \theta}{|G| \sin \theta} \quad \text{ve} \quad b_1 \omega_{w_1} = \frac{\cos \theta - a_0 |G|}{\sin \theta} \quad (5.37)$$

Denklem 5.37 değerleri denklem 5.36'da yerlerine konulursa,

$$\tan \angle C(j\omega_{w_1}) = \frac{\sin \theta (1 - 2a_0 |G| \cos \theta + a_0^2 |G|^2)}{\cos \theta (1 - 2a_0 |G| \cos \theta + a_0^2 |G|^2)} = \tan \theta \quad (5.38)$$

Böylece,

$$|C(j\omega_{w_1})| = \frac{1}{|G(j\omega_{w_1})|} \quad \text{ve} \quad \angle C(j\omega_{w_1}) = \theta$$

olarak bulunur.

5.4.3 Faz ilerlemeli kompanzatör için frekans aralığı

Faz ilerlemeli kompanzatör tasarımında, ω frekansları arasından seçilecek olan yeni kazanç geçiş frekansının belirlenmesinde aşağıdaki kriterler sağlanmalıdır,

$$\theta = \angle C(j\omega_{w_1}) = \pm 180^\circ + \varphi_m - \angle G(j\omega_{w_1}) > 0 \quad (5.39)$$

olduğuna göre, seçilecek ω_{w_1} , aşağıdaki koşulu sağlamalıdır.

$$\angle G(j\omega_{w_1}) < \pm 180^\circ + \varphi_m \quad (5.40)$$

$$|C(j\omega_w)| > a_0 \Rightarrow |C(j\omega_{w_1})| > a_0 \quad (5.41)$$

Denklem 5.41'deki koşul gereği,

$$|G(j\omega_{w_1})| = \frac{1}{|C(j\omega_{w_1})|} < \frac{1}{a_0} \quad (5.42)$$

olmalıdır. C(w) transfer fonksiyonunda a_0 a_1 ve b_1 pozitif değerlere sahip olmalıdır buradan hareketle, faz ilerlemeli kompanzator için,

$$\omega_{w_0} = \frac{a_0}{a_1} > 0 \text{ ve } \omega_p = \frac{1}{b_1} \sin \theta > 0 \quad (5.43)$$

olmalıdır. Böylece denklem 5.37'de verilen ifadelerin de paylarının pozitif olması gerekir.

$$1 - a_0|G| \cos \theta > 0 \text{ ve } \cos \theta - a_0|G| > 0 \quad (5.43)$$

$$\frac{1}{a_0|G(j\omega_{w_1})|} > \cos \theta > a_0|G(j\omega_{w_1})| \quad (5.44)$$

Denklem 5.44'den,

$$|G(j\omega_{w_1})| < \frac{\cos \theta}{a_0} \quad (5.45)$$

elde edilir. Denklem 5.45 koşulu denklem 5.42'deki koşuldan daha kısıtlayıcı bir kriter olarak seçilebilir.

5.4.4 Faz gecikmeli kompanzator için frekans aralığı

Faz gecikmeli kompanzator tasarımında, w frekansları arasından seçilecek olan yeni geçiş frekansının belirlenmesinde aşağıdaki kriterler sağlanmalıdır,

$$\theta = \angle C(j\omega_{w_1}) = \pm 180^\circ + \varphi_m - \angle G(j\omega_{w_1}) < 0 \quad (5.46)$$

olduğuna göre, seçilecek ω_{w_1} ,

$$\angle G(j\omega_{w_1}) > \pm 180^\circ + \varphi_m \quad (5.47)$$

koşulunu sağlamalıdır.

$$|C(j\omega_w)| < a_0 \Rightarrow |C(j\omega_{w_1})| < a_0 \quad (5.48)$$

Denklem 5.48'daki koşul gereği,

$$|G(j\omega_{w_1})| = \frac{1}{|C(j\omega_{w_1})|} > \frac{1}{a_0} \quad (5.49)$$

koşulu sağlanmalıdır. C(w) transfer fonksiyonunda a_0 , a_1 ve b_1 pozitif değerlere sahip olmalıdır buradan hareketle, gecikmeli kompanzatör için,

$$\omega_{w_0} = \frac{a_0}{a_1} < 0 \text{ ve } \omega_p = \frac{1}{b_1} \sin \theta < 0 \quad (5.50)$$

Böylece denklem 5.37'de verilen ifadelerin de paylarının negatif olması gerekir.

$$1 - a_0|G| \cos \theta < 0 \text{ ve } \cos \theta - a_0|G| < 0 \quad (5.51)$$

$$\frac{1}{a_0|G(j\omega_{w_1})|} > \cos \theta < a_0|G(j\omega_{w_1})| \quad (5.52)$$

Denklem 5.52'den,

$$|G(j\omega_{w_1})| > \frac{\cos \theta}{a_0} \quad (5.53)$$

elde edilir. Denklem 5.53 ifadesi, denklem 5.49 ifadesinden daha kısıtlayıcı bir seçim kriteri olarak kullanılabilir.

Faz gecikmeli kompanzatör tasarımı genel olarak faz ilerlemeli kompanzatör tasarımına benzer yöntemler ile gerçekleştiriliyor olsa da istenen faz marjininin elde edilebilmesi için bazı farklılıklar göz önünde bulundurulmalıdır. Faz ilerlemeli kompanzatör faz marjini artırarak için 0 dB geçiş frekansında çok büyük değişiklik yapmadan sisteme pozitif bir faz eklemektedir. Faz gecikmeli kompanzatör ise 0 dB geçiş frekansını, toplam kazancı düşürebilmek için çok daha küçük bir değere indirir ve daha büyük bir faz marjini elde edilir. 0 dB'deki geçiş frekansı (cross-over frequency) daha küçük bir değere indirildiğinden ve Bode

diyagramı kompanzâtörden etkilenmeyeceğinden ω_{w_1} $C(w)$ 'ye ait Bode diyagramından seçilebilir. Öncelikle,

$$\angle G(j\omega_{w_1}) = -180^\circ + \varphi_m + 5^\circ \quad (5.54)$$

koşulunu sağlayan faz açısı tespit edilir. Denklem 5.54'deki 5° kompanzâtörün sistemde ortaya çıkaracağı küçük bir faz açısı azalması olarak kabul edilir [35]. Kompanzâtör transfer fonksiyonunda sifıra ait olan ω_{w_0} ampirik olarak ω_{w_1} 'in onda biri olarak kabul edilir [35]. Faz gecikmeli kompanzâtörde,

$$|C(j\omega_{w_1})| = a_0 \left| \frac{1 + j \frac{\omega_{w_1}}{\omega_{w_0}}}{1 + j \frac{\omega_{w_1}}{\omega_{w_p}}} \right| \cong a_0 \frac{\omega_{w_p}}{\omega_{w_0}} = \frac{1}{|G(j\omega_{w_1})|} \quad (5.55)$$

$$\omega_{w_p} = \frac{\omega_{w_0}}{a_0 |G(j\omega_{w_1})|} = \frac{0.1 \omega_{w_1}}{a_0 |G(j\omega_{w_1})|} \quad (5.56)$$

olarak hesap edilir.

5.4.5 Frekans cevabı yöntemi ile PID kontrolör tasarımı

Ayrık zamanlı sistemler için denklem 4.2'de verilmiş olan ifadenin, $-w$ uzayında transfer fonksiyonu hali,

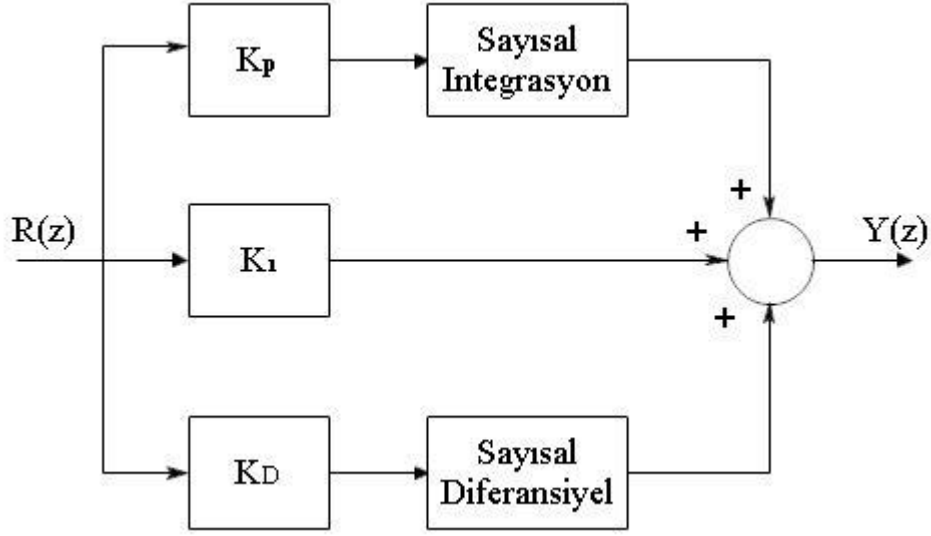
$$C(z) = K_P + K_I \frac{Tz + 1}{2z - 1} + K_D \frac{1z - 1}{Tz} \quad (5.57)$$

$$C(w) = K_P + \frac{K_I}{w} + K_D w \quad (5.58)$$

olarak verilir. Şekil 5.9'da ayrık zamanlı PID kontrolörün blok diyagramı verilmiştir. Denklem 5.57 ele alınarak ilk etapta PI kontrolörü düşünülürse, bu kontrolöre ait transfer fonksiyonu,

$$C(w) = K_P + \frac{K_I}{w} = \frac{K_P w + K_I}{w} = K_I \frac{1 + \frac{w}{\omega_{w_0}}}{w}, \quad \omega_{w_0} = \frac{K_I}{K_P} \quad (5.59)$$

olarak elde edilir.



Şekil 5.9 : Ayrık zamanlı PID blok diyagramı.

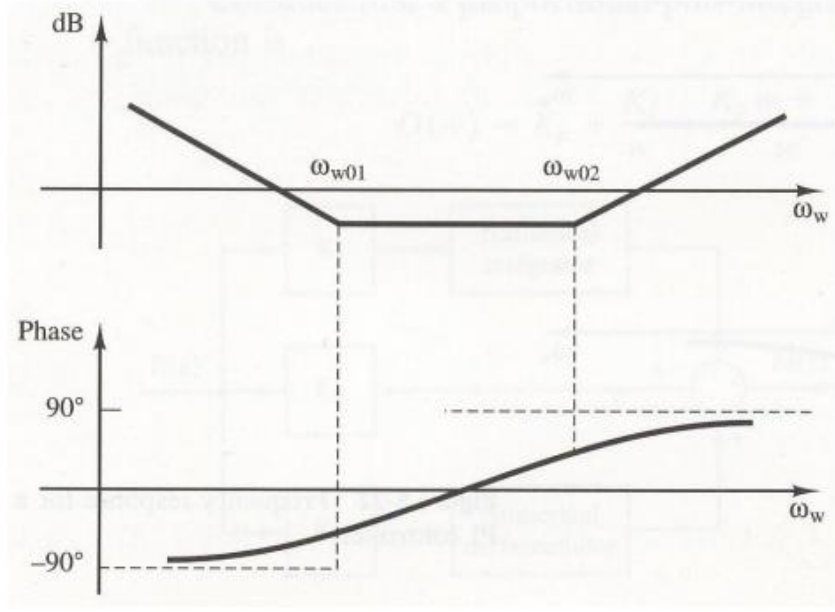
Denklem 5.59'da elde edilen ifadenin denklem 5.13'de verilen faz gecikmeli kompanzatorün ω_{wp} 'deki polünün sıfır olduğu haline eşit olduğu görülür. PI kontrolü sayesinde düşük frekans kazancı artırılarak sürekli hal hatası azaltılır. Faz gecikmeli kompanzator için ise kararlılık marjini artırılarak yine sürekli rejim hatasının azaltılması amaçlanmaktadır.

PD kontrolörü ele alındığında, bu kontrolöre ait transfer fonksiyonu,

$$C(w) = K_P + K_D w = K_P \left(1 + \frac{w}{\omega_{w_0}} \right), \quad \omega_{w_0} = \frac{K_P}{K_D} \quad (5.60)$$

Denklem 5.60'da elde edilen ifadenin denklem 5.13'de verilen faz ilerlemeli kompanzatorün ω_{wp} 'deki polünün sonsuz olduğu haline eşit olduğu görülür. PD kontrolörün amacı, açık çevrim frekans cevabına pozitif faz açısı ekleyerek kapalı çevrimin kararlılığını arttırmak ve sistem bant genişliğini arttırarak sistemin yanıt hızını arttırmaktır. PD kontrolörün etkileri PI kontrolörün etkilerinin aksine yüksek frekanslarda görülmektedir.

Denklem 5.57'ye ait karakteristik frekans cevabı şekil 5.10'da gösterilmiştir. PID kontrolör, faz ve kazanç marjinlerini ayarlayarak kapalı çevrimi kararlı hale getirmeye çalışacaktır. Çalışmada öncelikli olarak faz marjini, istenilen sistem özelliklerine göre tespit edilip, kontrolörün bu faz kazancını sağlaması sağlanacaktır.



Şekil 5.10 : Ayrık zamanlı PID kontrolörüne ait frekans cevabı.

Denklem 5.8 ifadesi gereği, $K_D\omega$ teriminden dolayı,

$$\omega_w = \frac{2}{T} \tan \frac{\omega T}{2}$$

$$\omega T \rightarrow \pi, |C(j\omega_w)| \rightarrow \infty$$

olacaktır. D etkisinin sonsuza ıraksamasının engellenmesi için D teriminde $\frac{2z+1}{Tz-1}$ ifadesi yerine $\frac{1z-1}{Tz}$ ifadesi kullanılır. Bu ifade w uzayında,

$$\frac{1z-1}{Tz} \Big|_z = \frac{1 + \frac{T}{2}w}{1 - \frac{T}{2}w} = \frac{w}{1 + \frac{T}{2}w} = \frac{w}{1 + \frac{w}{\frac{2}{T}}} = \frac{w}{1 + \frac{w}{\frac{\omega_s}{\pi}}} \quad (5.61)$$

olarak bulunur. Böylece,

$$\omega_w = \frac{\omega_s}{\pi} < \frac{\omega_s}{2} \quad (5.62)$$

koşulu D etkisinin sonsuza ıraksamasını engeller. Diğer bir değişle $z=1$ 'deki kök kararsız, $z=0$ 'daki kök ise kararlı olacaktır. Denklem 5.61'de ω $[0, \pi/T]$ aralığında değişirken z birim çember üzerinde hareket eder ve ω_w 0'dan ∞ 'a gider. Bu da w

uzayı ve s uzayı frekansları arasında bir bozulma olduğunu gösterir. Denklem 5.62 kabulü ile bu bozulma göz ardı edilmiş olur.

$$\omega \ll \frac{\omega_s}{\pi} < \frac{\omega_s}{2} \quad (5.63)$$

koşulu ile,

$$C(w) = K_P + \frac{K_I}{w} + K_D w$$

$$\begin{aligned} C(j\omega_w) &= K_P - jK_I \frac{1}{\omega_w} + jK_D \omega_w = K_P + j \left(K_D \omega_w - K_I \frac{1}{\omega_w} \right) \\ &= |C(j\omega_w)| \angle \theta \end{aligned} \quad (5.64)$$

$$|C(j\omega_w)| = \sqrt{K_P^2 + \left(K_D \omega_w - K_I \frac{1}{\omega_w} \right)^2} \quad (5.65)$$

$$\theta = \tan^{-1} \frac{K_D \omega_w - K_I \frac{1}{\omega_w}}{K_P} \quad (5.66)$$

bulunur. Belli bir ω_1 frekansında belirlenmiş bir faz marjinine sahip olacak sisteme ait K_P , K_I ve K_D parametrelerinin belirlenmesi için,

$$C(j\omega_{w_1})G(j\omega_{w_1}) = 1 \angle -180^\circ + \varphi_m \quad (5.67)$$

Kazanç ,

$$|C(j\omega_{w_1})| = \frac{1}{|G(j\omega_{w_1})|}$$

koşulu,

Faz için,

$$\begin{aligned} \angle C(j\omega_{w_1}) + \angle G(j\omega_{w_1}) &= \pm 180^\circ + \varphi_m \Rightarrow \angle C(j\omega_{w_1}) = \\ &= \pm 180^\circ + \varphi_m - \angle G(j\omega_{w_1}) \end{aligned} \quad (5.68)$$

koşulu,

$$K_P + j \left(K_D \omega_w - K_I \frac{1}{\omega_w} \right) = |D(j\omega_{w_1})| e^{j\theta} \quad (5.69)$$

olduğu için,

$$K_P + j \left(K_D \omega_w - K_I \frac{1}{\omega_w} \right) = |D(j\omega_{w_1})| (\cos \theta + j \sin \theta) \quad (5.70)$$

$$= \frac{1}{|G(j\omega_{w_1})|} (\cos \theta + j \sin \theta) \quad (5.71)$$

koşulu sağlanır. Denklem 5.69'dan,

$$K_P = \frac{1}{|G(j\omega_{w_1})|} \cos \theta \quad (5.72)$$

$$K_D \omega_{w_1} - K_I \frac{1}{\omega_{w_1}} = \frac{1}{|G(j\omega_{w_1})|} \sin \theta \quad (5.73)$$

elde edilir.

Faz gecikmeli durumda,

$$\theta < 0 \rightarrow \sin \theta < 0 \quad K_D \omega_{w_1} < K_I \frac{1}{\omega_{w_1}} \quad (5.74)$$

faz ilerlemeli durumda,

$$\theta > 0 \rightarrow \sin \theta > 0 \quad K_D \omega_{w_1} > K_I \frac{1}{\omega_{w_1}} \quad (5.75)$$

durumu sağlanmalıdır. K_D 'nin artması sistem bant genişliğini arttıracak, K_I 'nin artması nihai hatanın azalmasını sağlayacaktır. Yukarıdaki koşulların sağlanması ile değişen K_D ve K_I parametreleri kazanç marjini ayarlayacak ve faz marjini sabit kalacaktır. ω_{w_1} frekansı PID kontrolörün faz gecikmeli (I aksiyonu baskın) ve ya faz ilerlemeli (D aksiyonu) durumun hangisinin baskın olacağına göre seçilmelidir.

Isı pompası sisteminde hedef, istenilen çıkış suyu sıcaklığında hatanın minimum tutulması ve gereksiz ısıtma işleminden kurtularak enerji tasarrufu da sağlanması olduğundan, PID tasarımı I aksiyonu baskın olarak gerçekleştirilecektir.

PI ve PD filtrelerinin her ikisinde de K kazancı ortak olduğundan, PI kısmının tasarlanması PD'yi PD kısmının tasarlanması da PI'yi etkileyecektir. Hedef nihai hatanın minimum tutulması olduğundan tasarıma PI kısmı bir diğer bakış açısı ile faz gecikmeli kompanzator ile başlanarak K kazanç terimi hesap edilecek, buradan da PID tasarımına geçilecektir.

5.5 Isı pompası Sistemi İçin Kontrolör Tasarımı

Isı pompası sistemi, işletme sıcak su kullanım profiline göre üç, sistemin dinamik davranışı incelemelerine göre ise iki farklı sezonda incelenecektir. Birinci sezon olan, ocak, şubat, mart ayları ile üçüncü sezon olan ekim, kasım, aralık ayları için sistemin elde edilen ayrık zamanlı transfer fonksiyonu,

$$G(z) = \frac{21.83z - 20.23}{z^2 - 1.699z + 0.7163}$$

olarak bulunmuştur. Transfer fonksiyonu -w uzayına geçirildiğinde,

$$G(w) = \frac{-12.31w^2 + 23.69w + 1.862}{w^2 + 0.3323w + 0.02026} \quad (5.76)$$

olarak bulunur. Ek A.6'da dönüşüm için kullanılan program kodu verilmiştir.

Ele alınan ısı pompası sisteminde çıkış suyu sıcaklığı 60^0 olmalıdır. Maksimum yüzde aşmanın % 10, kararlı rejim hatasının %1 olması istenmektedir. Bu sebeple, denklem 4.19, denklem 4.29, denklem 4.30 ve denklem 5.26 göz önüne alınarak sistem kararlı hal karakteristikleri hesap edilecektir.

$$M_p = 100 \times e^{-\frac{\zeta}{\sqrt{1-\zeta^2}}\pi} = 10 \Rightarrow \ln 0.1 = -\frac{\zeta\pi}{\sqrt{1-\zeta^2}}$$

$$\zeta = 0.5911 \cong 0.6 = \%60$$

Kapalı çevrim sistemin sönüm oranının % 60 olması gerekmektedir. Denklem 5.26 ifadesi göz önüne alındığında,

$$\varphi_m = 100\zeta = 60^0$$

olarak bulunur. Kompanzator kazancı olan a_0 'ın bulunabilmesi için, denklem 4.29 ve 4.30 göz önüne alınarak,

$$e_{ss} = \frac{1}{1 + K_p} = 0.01 \Rightarrow K_p = 99$$

$$K_p = 99 = \lim_{w \rightarrow 0} C(w)G(w) = a_0 \times 91.9 \Rightarrow a_0 = 1.07$$

bulunur.

İkinci sezon olan, nisan, mayıs, haziran, temmuz, ağustos ve eylül ayları için ayrık zamanlı transfer fonksiyonu,

$$G(z) = \frac{3.345z}{z^2 - 1.675z + 0.7062}$$

olarak bulunmuştur. Transfer fonksiyonu -w uzayına geçirildiğinde,

$$G(w) = \frac{-0.9893w^2 + 3.957}{w^2 + 0.3476w + 0.03691} \quad (5.77)$$

olarak hesap edilir. Denklem 4.19, denklem 4.29, denklem 4.30 ve denklem 5.26 ifadeleri ile ikinci sezon için gerekli olan,

$$\zeta = 0.6, \varphi_m = 60^0 \text{ ve } a_0 = 0.92$$

olarak hesap edilir.

5.5.1 Birinci ve üçüncü sezonlar için faz gecikmeli kompanzator tasarımı

Denklem 5.48, denklem 5.49, denklem 5.53 ve denklem 5.54 göz önüne alınarak,

$$\angle G(j\omega_{w_1}) > -180^0 + \varphi_m + 5^0 \Rightarrow \angle G(j\omega_{w_1}) > -115^0,$$

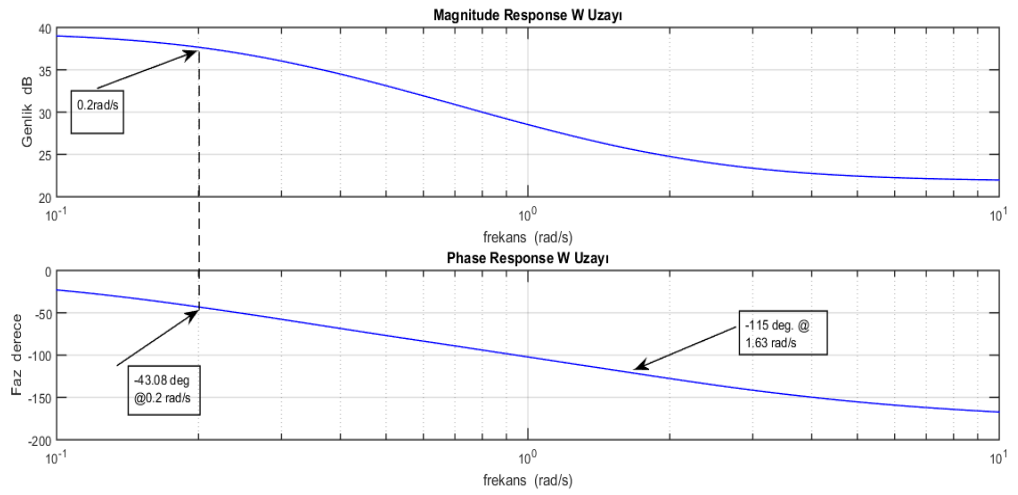
koşulunun sağlanabilmesi için ω_{w1} değerinin 1.63 rad/s'den küçük olması gerekmektedir. Yapılan denemeler neticesinde $\omega_{w1}=0.2$ rad/s için Bode diyagramından gerekli değerler okunursa,

$$\omega_{w1} = 0.2 \rightarrow \angle G(j\omega_{w1}) = -43.08^\circ > -115^\circ$$

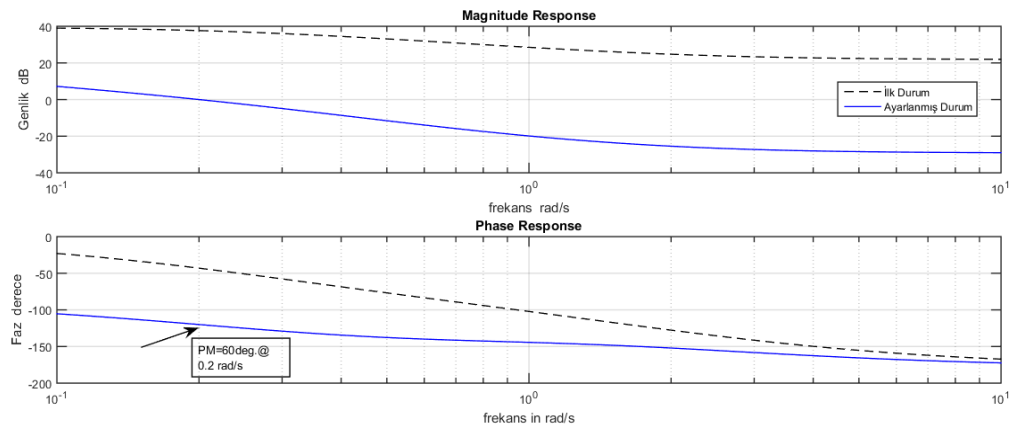
$$|G(j\omega_{w1})| = 76.4 \frac{1}{a_0} = 0.9346 \rightarrow |G(j\omega_{w1})| > \frac{1}{a_0}$$

$$\cos \theta = 0.2263 \rightarrow a_0 |G(j\omega_{w1})| = 81.75 > \cos \theta$$

koşullarının sağlanmış olduğu görülür. Şekil 5.11'de sistemin -w uzayında Bode diyagramı verilmiştir. Şekil 5.12'de kompanzator etkisini gösteren Bode diyagramı verilmiştir.



Şekil 5.11 : Birinci ve sezon transfer fonksiyonu Bode diyagramı.



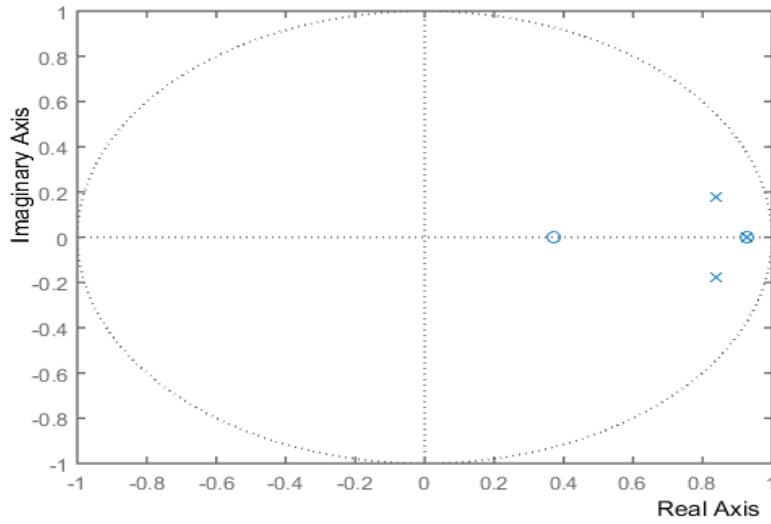
Şekil 5.12 : Birinci sezon için kompanzator etkisi Bode diyagramı.

$$\omega_{w_1} = 0.2 \frac{rad}{s}, a_0 = 1.07, \varphi_m = 60^\circ$$

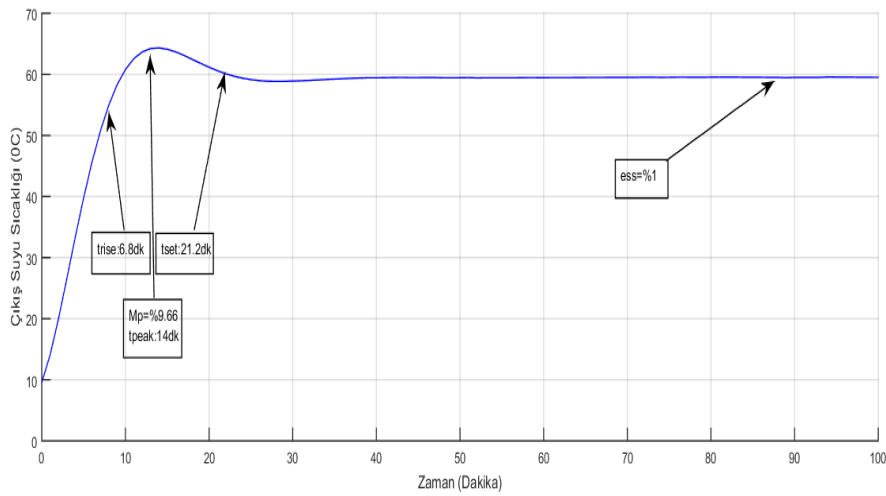
Değerleri kullanılarak Ek A.4’ de verilen kod yardımı ile yapılan hesaplar neticesinde kompanzator transfer fonksiyonu,

$$C(z) = 0.0041 \frac{z - 0.3704}{z - 0.9976} \quad (5.78)$$

olarak bulunur. Şekil 5.13’de, şekil 4.1’de önerilen kontrol sisteminin köklerinin geometrik yeri, şekil 5.14’de ise sistem çıkışı gösterilmiştir.



Şekil 5.13 : Faz gecikmeli kompanzator köklerin geometrik yeri.



Şekil 5.14 : Kompanzator kontrollü sistem çıkış suyu sıcaklığı.

Çizelge 5.1’de kompanzator kontrollü sisteme ait geçici rejim özellikleri verilmiştir. Görüldüğü üzere, kompanzator istenilen tasarım özelliklerini sağlamıştır.

Çizelge 5.1 : 1. sezon kompanzator kontrollü sistem geçici rejim özellikleri.

Kontrolör	M_p	t_r	t_p	t_s	e_{ss}
Kompanzator	% 7.2	6.8 dk	14 dk	21.2 dk	% 1

5.5.2 Birinci ve Üçüncü Sezonlar İçin PID Tasarımı

Denklem 5.63 ila denklem 5.73 ifadelerinde tanımlanan tasarım Ek A.7’de verilen program dosyası vasıtası ile çözüldüğünde bulunan PID transfer fonksiyonu $-w$ uzayında,

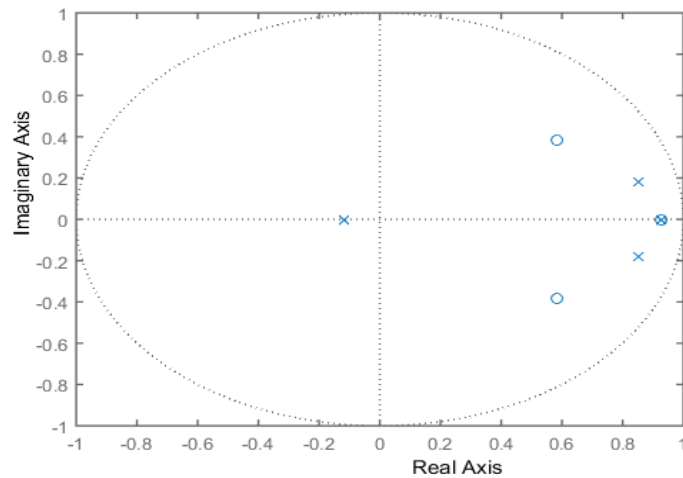
$$C(w) = 0.002939 + \frac{0.002717}{w} + 0.0041w \quad (5.79)$$

olarak bulunmuştur. Denklem 5.57’de verilen $-z$ uzayı formunda,

$$C(z) = \frac{0.0084z^2 - 0.0098z + 0.0041}{z^2 - z} \quad (5.80)$$

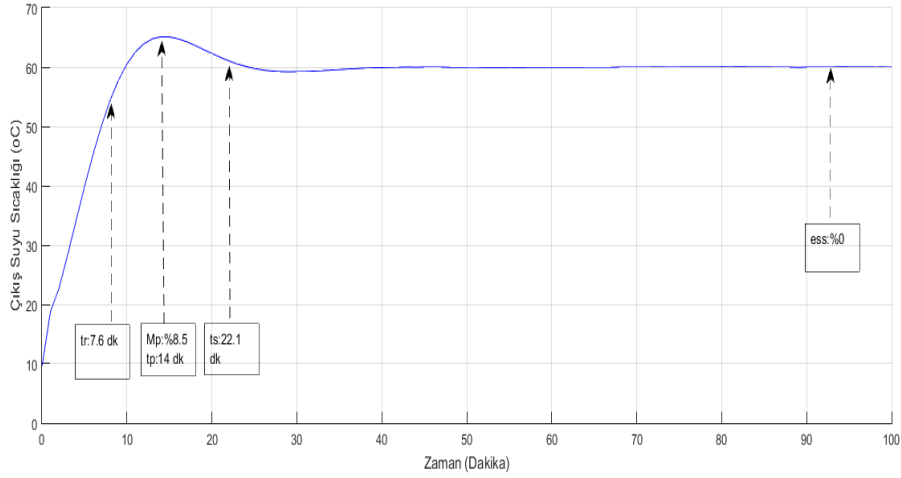
$$K_p = 0.00565 \quad K_I = 0.00270 \quad K_D = 0.00275 \quad (5.81)$$

olarak bulunmuştur. Şekil 5.15’de, bölüm 4’de önerilen kontrol sisteminin köklerinin geometrik yeri, şekil 5.16’de ise sistem çıkışı gösterilmiştir.



Şekil 5.15 : PID kontrollü sistemin köklerinin geometrik yeri

Tüm kökler ve sıfırlar birim çember içindedir ve sistem kararludur.



Şekil 5.16 : Birinci sezon PID kontrollü sistem çıkış suyu sıcaklığı.

Çizelge 5.2’de PID kontrollü sisteme ait kararlı hal özellikleri verilmiştir. Görüldüğü üzere, kontrolör istenilen tasarım özelliklerini sağlamıştır. Faz gecikmeli sisteme göre kararlı hal hatası % 0’a indirgenmiştir. Buna karşın maksimum aşmada % 1.3’lük bir artış gözlemlenmiştir.

Çizelge 5.2 : Birinci sezon PID kontrollü sistem geçici rejim özellikleri

Kontrolör	M_p	t_r	t_p	t_s	e_{ss}
PID	% 8.5	7.63 dk	14 dk	21.1 dk	% 0

5.5.3 İkinci sezon için faz gecikmeli kompanzator tasarımı

Denklem 5.48, denklem 5.49, denklem 5.53 ve denklem 5.54 göz önüne alınarak,

$$\angle G(j\omega_{w_1}) > -180^\circ + \varphi_m + 5^\circ \Rightarrow \angle G(j\omega_{w_1}) > -115^\circ,$$

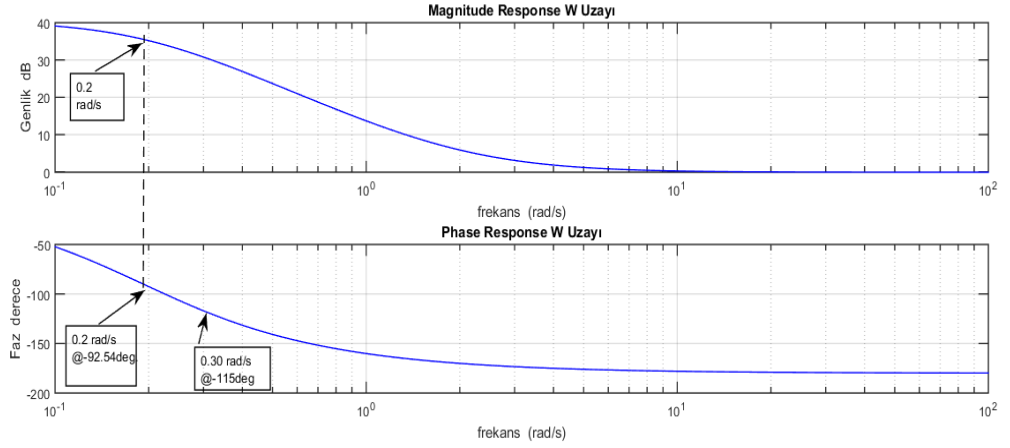
koşulunun sağlanabilmesi için ω_{w_1} değerinin 0.3 rad/s’den küçük olması gerekmektedir. Yapılan denemeler neticesinde $\omega_{w_1}=0.2$ rad/s için Bode diyagramından gerekli değerler okunursa,

$$\omega_{w_1} = 0.2 \rightarrow \angle G(j\omega_{w_1}) = -92.54^\circ > -115^\circ$$

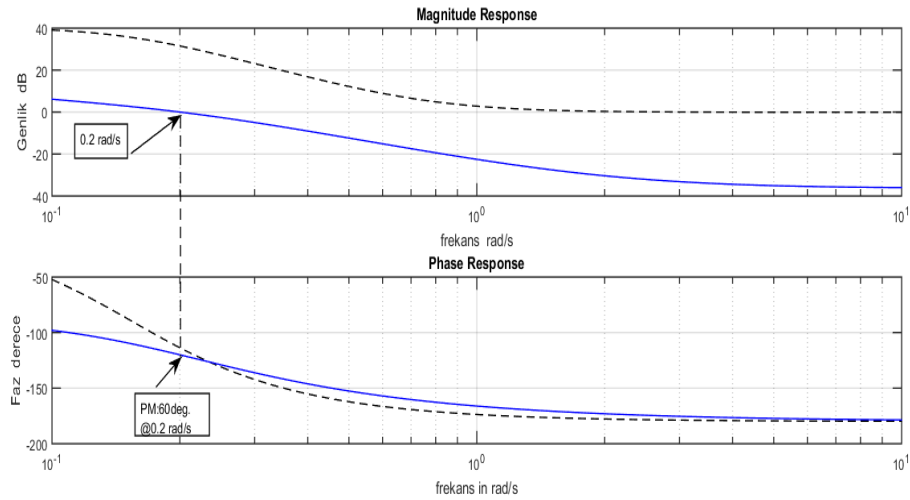
$$|G(j\omega_{w_1})| = 57.43 \cdot 1/a_0 = 1.063 \rightarrow |G(j\omega_{w_1})| > 1/a_0$$

$$\cos \theta = 0.8874 \rightarrow a_0 |G(j\omega_{w_1})| = 52.84 > \cos \theta$$

koşullarının sağlanmış olduğu görülür. Şekil 5.17’de sistemin -w uzayında Bode diyagramı verilmiştir. Şekil 5.18’de kompanzator etkisini gösteren Bode diyagramı verilmiştir.



Şekil 5.17 : İkinci sezon transfer fonksiyonu Bode diyagramı.

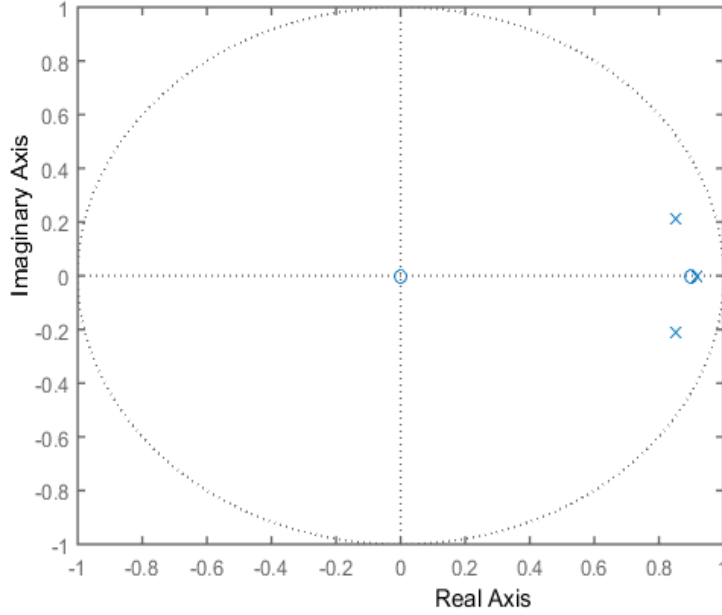


Şekil 5.18 : İkinci sezon için kompanzator etkisi Bode diyagramı.

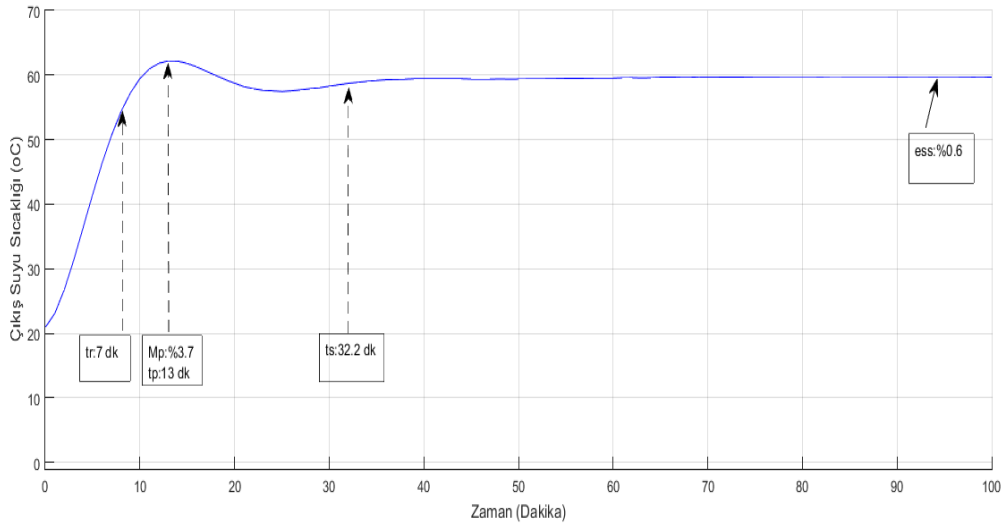
$$\omega_{w_1} = 0.2 \frac{rad}{s}, a_0 = 0.92, \varphi_m = 60^0$$

Değerleri kullanılarak Ek A.4’de verilen program dosyası ile yapılan hesaplar neticesinde kompanzator transfer fonksiyonu, denklem 5.81’deki gibi hesap edilebilecektir. Şekil 5.19’da, bölüm 4’de önerilen kontrol sisteminin köklerinin geometrik yeri, şekil 5.20’de ise sistem çıkışı gösterilmiştir.

$$C(z) = 0.0162 \frac{z - 0.8992}{z - 0.9982} \quad (5.81)$$



Şekil 5.19 : İkinci sezon kompanzator köklerin geometrik yeri.



Şekil 5.20 : İkinci sezon kompanzatorlü sistem çıkış suyu sıcaklığı.

Çizelge 5.3’de sisteme ait geçici rejim özellikleri verilmiştir.

Çizelge 5.3 : İkinci sezon kompanzatorlü sistem geçici cevap özellikleri

Kontrolör	M_p	t_r	t_p	t_s	e_{ss}
Kompanzator	% 3.7	7 dk	13 dk	32.2 dk	% 0.6

Görüldüğü üzere, tasarım kriterleri sağlanmış ve kapalı çevrim kontrol sistemi kararlıdır.

5.5.4 İkinci sezon için PID kontrolör tasarımı

Denklem 5.63 ila denklem 5.73 ifadelerinde tanımlanan tasarım Ek A.7’de verilen program dosyası vasıtası ile çözüldüğünde bulunan PID transfer fonksiyonu -w uzayında,

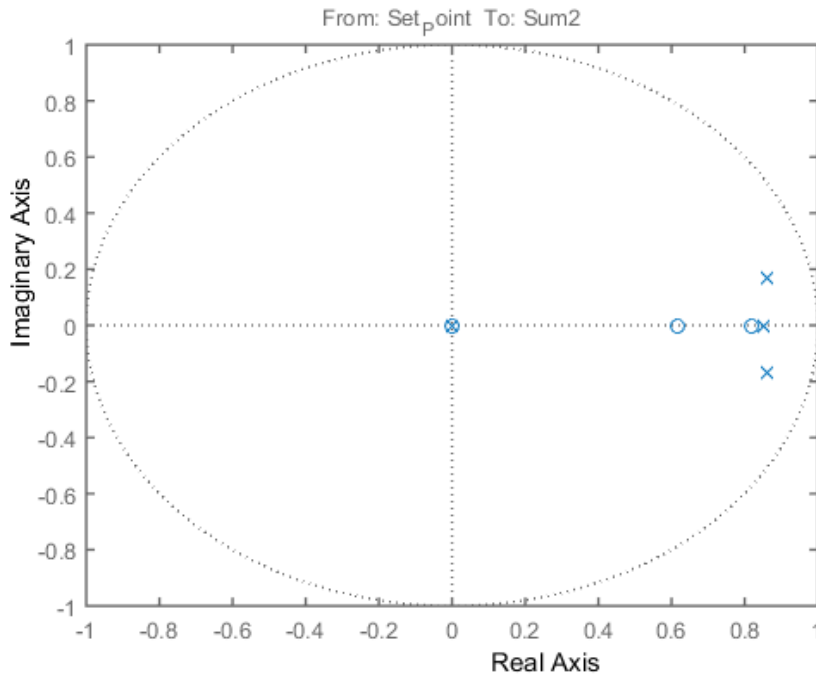
$$C(w) = 0.01545 + \frac{0.00225}{w} + 0.0162w \quad (5.82)$$

olarak bulunmuştur. Denklem 5.57’de verilen -z uzayı formunda,

$$C(z) = \frac{0.032z^2 - 0.046z + 0.0162}{z^2 - z} \quad (5.83)$$

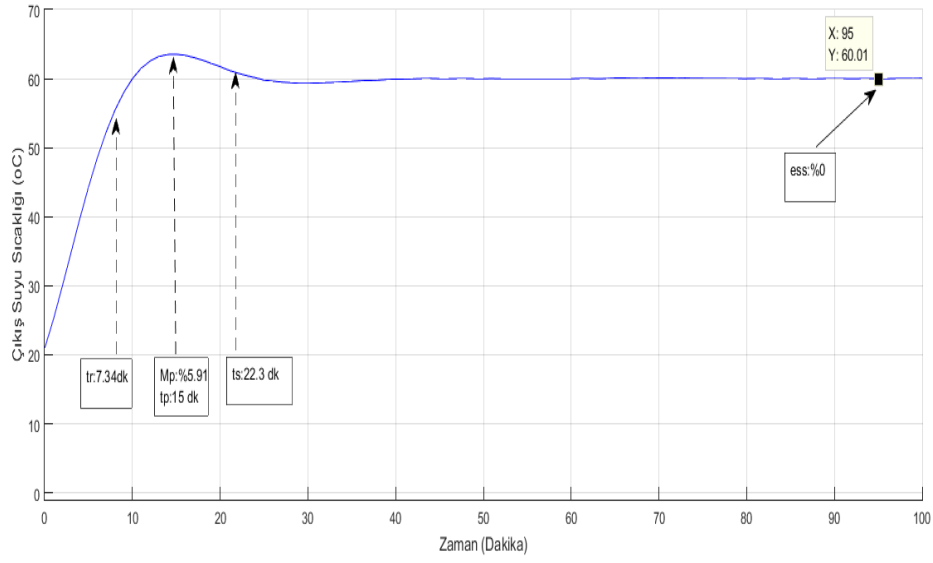
$$K_p = 0.01545 \quad K_I = 0.00225 \quad K_D = 0.0162 \quad (5.84)$$

olarak bulunmuştur. Şekil 5.21’de, bölüm 4’de önerilen kontrol sisteminin köklerinin geometrik yeri, şekil 5.22’de ise sistem çıkışı gösterilmiştir. Çizelge 5.4’de ise sisteme ait geçici rejim özellikleri verilmiştir.



Şekil 5.21 : İkinci sezon PID kontrolör köklerin geometrik yeri.

Tüm kökler birim çember içinde yer almaktadır ve sistem kararlıdır.



Şekil 5.22 : İkinci sezon PID kontrollü sistem çıkış suyu sıcaklığı.

Çizelge 5.4 : İkinci sezon PID kontrollü sistem geçici rejim özellikleri

Kontrolör	M_p	t_r	t_p	t_s	e_{ss}
PID	% 5.91	7.34 dk	15 dk	22.3 dk	% 0

Sistem istenilen tasarım kriterlerini yerine getiren özellikleri taşımaktadır.

6. SİSTEM SİMÜLASYON VE ANALİZLERİ

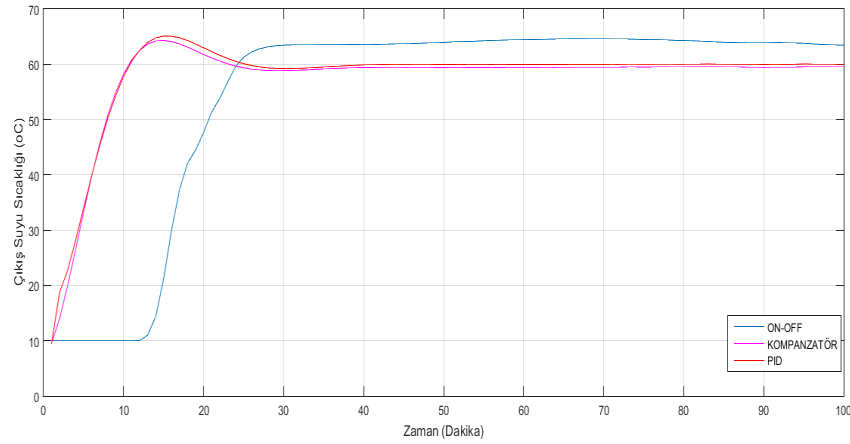
Bu bölümde elde edilen dönemsel sistem transfer fonksiyonları ve bu fonksiyonlar için tasarlanmış olan kontrolörler, mevsimsel koşul değişiklikleri, işletme sıcak su kullanım profilleri, kullanıcı sayısı gibi etkenler gözetilerek simüle edilecek ve sonuçlar tartışılacaktır.

6.1 Tasarlanan Kontrolörlerin Karşılaştırılması

Birinci sezon olarak tanımlanan ocak, şubat ve mart ayları ile üçüncü sezon olarak tanımlanan , ekim, kasım ve aralık ayları için tasarlanan kontrolörler ve mevcut sistem çıkış suyu sıcaklıkları ve sistem karakteristikleri karşılaştırılacaktır. Benzer şekilde ikinci sezon olarak tanımlanan, nisan, mayıs, haziran, temmuz ve ağustos ve eylül ayları için tasarlanan kontrolörler ve mevcut sistemin çıkış suyu sıcaklıkları ve sistem karakteristikleri karşılaştırılacaktır. Sistemde bozucu etki olarak dış hava sıcaklığı kullanılmış olup, veriler Meteoroloji Genel Müdürlüğü'ne ait meteorolojik veri bilgi satışı ve sunum sistemi üzerinden edinilmiş ve Ek E.2'de verilmiştir.

6.1.1 Birinci sezon kontrolörleri ve mevcut sistem karşılaştırması

Bölüm 4'de blok diyagramı verilmiş ve tasarlanmış olan faz gecikmeli ve PID kontrolörlerin, on/off kontrollü sistem ile karşılaştırılması şekil 6.1'de verilmiştir.



Şekil 6.1 : Birinci sezon sistem çıkış suyu sıcaklıkları.

Çizelge 6.1’de geçici rejim cevabı özellikleri verilmiştir.

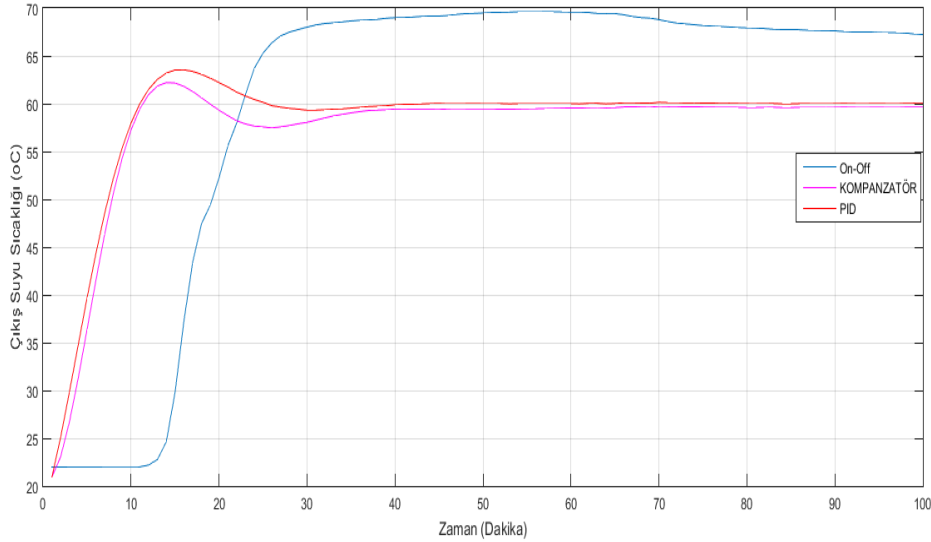
Çizelge 6.1 : Birinci sezon geçici rejim cevabı karşılaştırılması.

Kontrolör	M_p	t_r	t_p	t_s	e_{ss}	T_{su}
On-off	% 5.95	21.1 dk	40 dk	30 dk	% 5.76	63.45°
Kompanzator	% 7.2	6.8 dk	14 dk	21.2 dk	% 1	60.6°
PID	% 8.5	7.63 dk	14 dk	21.1 dk	% 0	60°

Çizelge 6.1’de görüldüğü üzere, tasarlanan PID kontrolör, hem tasarım kriterlerini yerine getirmiş hem de gerek yerleşme zamanı gerekse, tasarımda birincil öneme sahip olan çıkış suyu sıcaklığındaki minimum sürekli rejim hatası ile kullanılacak olan kontrolör olarak seçilmiştir.

6.1.2 İkinci sezon kontrolörleri ve mevcut sistem karşılaştırması

Şekil 6.2’de ikinci sezon değerleri ile yapılan simülasyona çıkış geçici rejim cevapları verilmiştir.



Şekil 6.2 : İkinci sezon sistem çıkış suyu sıcaklıkları.

Çizelge 6.2’de geçici rejim cevabı özellikleri verilmiştir.

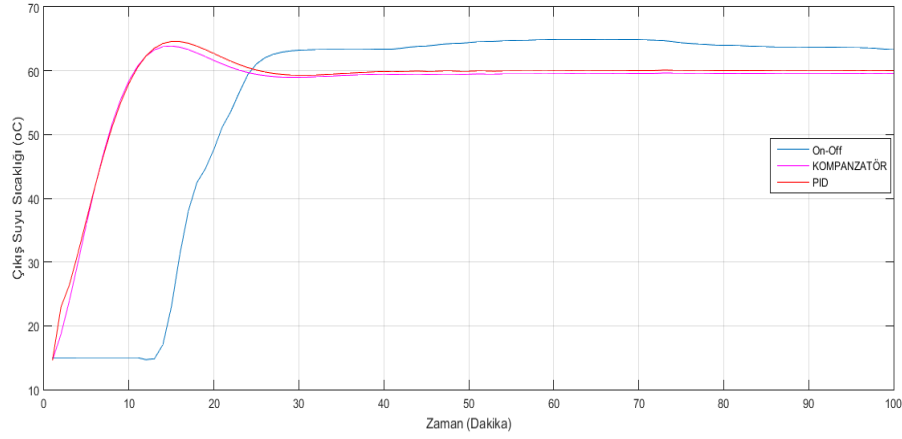
Çizelge 6.2 : İkinci sezon geçici rejim cevabı karşılaştırması.

Kontrolör	M_p	t_r	t_p	t_s	e_{ss}	T_{su}
On-off	% 14.15	19.5 dk	48.8 dk	34.7 dk	% 12.05	67.23°
Kompanzator	% 3.7	7 dk	13 dk	32.2 dk	% 0.6	60.36°
PID	% 5.91	7.34 dk	15 dk	22.3 dk	% 0	60°

İkinci sezon için de, PID kontrolör hem yerleşme zamanı hem de sürekli rejim hatasındaki performansı ile sistem simülasyonlarında kullanılacak olan kontrolör olarak seçilmiştir.

6.1.3 Üçüncü sezon kontrolörleri ve mevcut sistem karşılaştırması

Şekil 6.3’de üçüncü sezon değerleri ile yapılan simülasyona ait geçici rejim cevapları verilmiştir.



Şekil 6.3 : Üçüncü sezon sistem çıkış suyu sıcaklıkları.

Çizelge 6.3’de geçici rejim cevabı özellikleri verilmiştir.

Çizelge 6.3 : Üçüncü sezon geçici rejim cevabı karşılaştırması

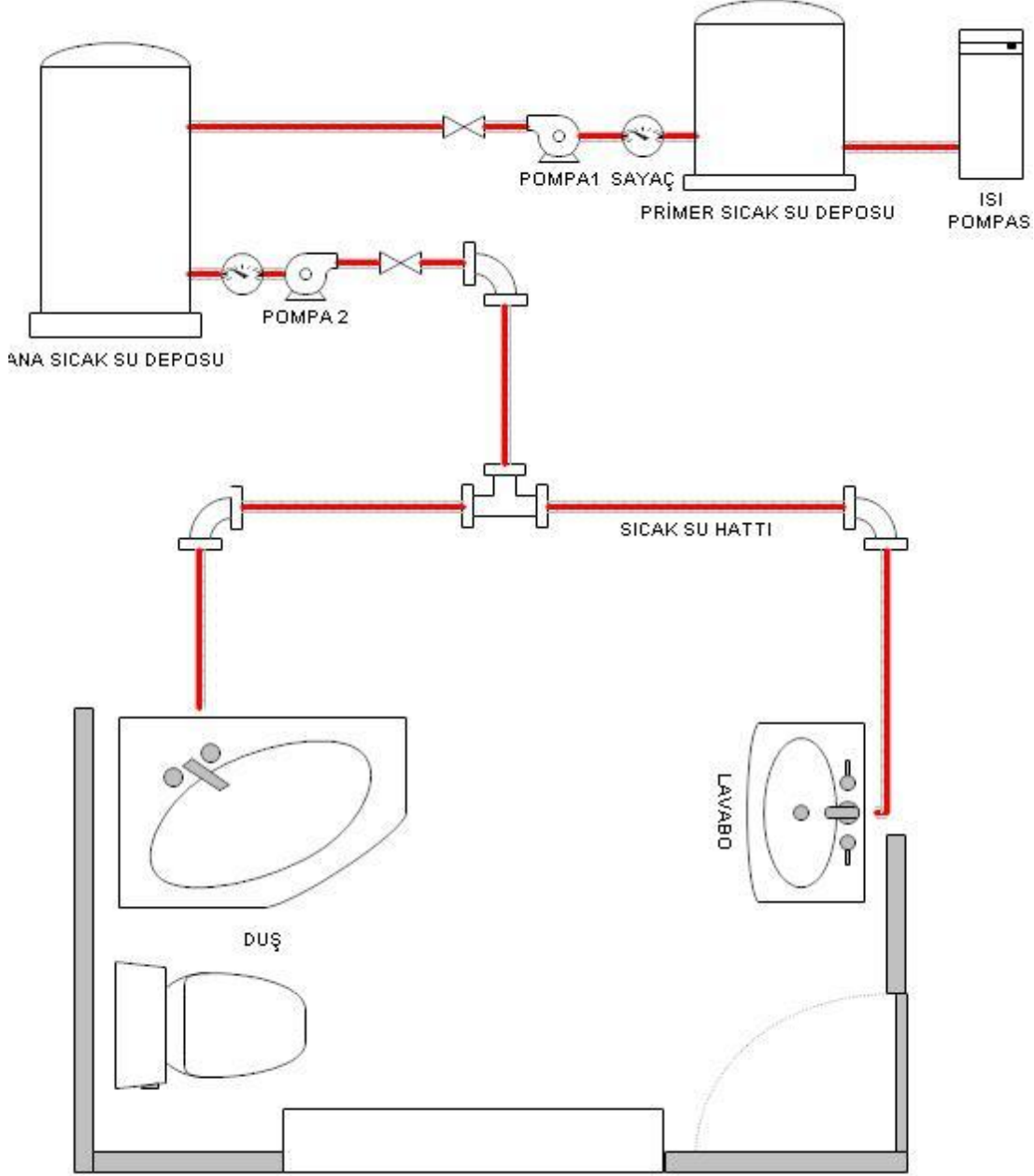
Kontrolör	M_p	t_r	t_p	t_s	e_{ss}	T_{su}
On-off	% 5.58	21.2	38.7 dk	32.8 dk	% 5.41	63.3°
Kompanzator	% 6.48	6.82 dk	14 dk	21.2 dk	% 1	60.6°
PID	% 7.68	7.63 dk	14 dk	22.1 dk	% 0	60°

Birinci ve üçüncü sezon karakteristik özellikleri birbirine bir hayli yakın olup, üçüncü sezon için de çıkış suyu sıcaklığını istenilen değere en yakın olarak sağlayan PID kontrolörü kontrolör olarak seçilmiştir.

6.2 Sıcak Su Dağıtım Şeması

Şekil 6.4’de otel sıcak su dağıtım şebekesi verilmiştir. Buna göre üretilen sıcak su antibakteriyel sıcak su depolarında depolanmakta ve daha sonra sıcak su pompaları vasıtası ile son kullanım noktalarına nakledilmektedir. Isı pompasında üretilen sıcak su önce 4 m³’lük primer depoda depolanır. Daha sonra otel odalarına sevk edilmek

üzere işletme dairesinde bulunan 8 m³'lük ana dağıtım tankına sevkedilir. Ana dağıtım tankından ise hat pompaları vasıtası ile otel odalarına ve ortak kullanım alanlarına iletilmiş olmaktadır.



Şekil 6.4 : Otel sıcak su dağıtım şebekesi.

Sıcak su dağıtım hattının ana elemanları , su sayaçları, su sevkiyatını sağlayan pompalar ve sıcak su depolarıdır. Sıcak su tüketim değerleri günlük olarak sayaçlardan okunmakta ve kayıt altına alınmaktadır. Ek E.1'de 2014 2016 yılları arasında otel sıcak su tüketim ortalamalarını gösteren tablo verilmiştir. Kayıt

değerlerinden gözlemleneceği üzere, 1 yıllık periyotta; ekim kasım ve aralık aylarında otel doluluk oranına bağlı olarak sıcak su kullanım miktarı en aza, günde ortalama 4.14 m³'e inmektedir. Otel doluluğunun en yüksek olduğu nisan, mayıs, haziran, temmuz, ağustos ve eylül aylarında ise sıcak su tüketimi en yüksek değerlere, günde ortalama 23.05 m³, değerine ulaşmaktadır.

6.3 Sıcak Su Kullanım Profili

Isı pompasının gün içerisinde çalışma profilinin belirlenebilmesi için, öncelikle yukarıda bahsi geçen pompa operasyonlarının bilinmesi, bunun için de ziyaretçilerin su kullanım profillerinin belirlenmesi önemlidir. Çalışmada ele alınan ısı pompasından elde edilen sıcak su sadece kişisel kullanımlar için kullanılmaktadır. Mutfak ve çamaşırhane operasyonlarında gerekli olan sıcak su, Ek E.1'de verilmiş olan değerlere dahil değildir. Kişisel kullanımlar ise duş, lavabo ve ortak kullanım wc'lerinde kullanılan sıcak sudan oluşmaktadır. Kullanım profilleri bu üç ana başlık için ve kullanım yoğunluğunun farklı olduğu üç sezon için oluşturulacaktır. Bu profiller oluşturulurken 1 kişinin olası kullanım özelliği göz önünde bulundurulacak ve otelde bulunan toplam kişi sayısı ise olası günlük toplam sıcak su kullanım miktarını vermiş olacaktır. Profiller oluşturulurken, kişinin ilgili elemanları kullanım miktarları ve gün içerisindeki olası kullanım saatleri göz önüne alınmıştır.

6.3.1 Ocak şubat ve mart ayları için sıcak su kullanım profili

Çizelge 6.4'de birinci sezon olarak tanımlanmış olan ocak, şubat ve mart ayları için 1 kişinin sıcak su kullanım profili ile ilgili değerler verilmiştir.

Çizelge 6.4 : Birinci sezon kişi başı sıcak su kullanım profili.

Kullanım Alanı	λ_{sabah}	$\lambda_{\text{öğle}}$	λ_{gece}	Süre	Debi (m ³ /dk)	Toplam (m ³)
Duş	1	0	0	8 dk	0.009	0.072
Lavabo	2	1	2	3 dk	0.004	0.060
Ortak WC	0	1	0	2 dk	0.004	0.008

Çizelge 6.4'de λ ile belirlenen değerler kullanım frekanslarıdır. Süre değeri, ilgili kullanım alanını bir kerede ortalama kullanım süresidir. Birinci sezon olan bu dönemde, 2014-2016 yılları arasında ortalama otel doluluk oranı % 30 olup, ortalama kişi sayısı 40'dır. Bu durumda, otel günlük sıcak su tüketimi 5.6 m³/dk olarak hesap

edilmiştir. Ek E.1’de verilen kayıt değerlerine göre ortalama kullanım değeri 5.03 m³/dk olup profil yaklaşımı gerçek kullanım değerlerine çok yakın bir değer olarak simülasyonlarda kullanılabilir bir profil oluşturulmuştur.

6.3.2 Nisan ve eylül ayları arası için sıcak su kullanım profili

Çizelge 6.5’de ikinci sezon olarak tanımlanmış olan nisan, mayıs, haziran, temmuz, ağustos ve eylül ayları için 1 kişinin sıcak su kullanım profili ile ilgili değerler verilmiştir.

Çizelge 6.5 : İkinci sezon kişi başı sıcak su kullanım profili.

Kullanım Alanı	λ_{sabah}	$\lambda_{\text{öğle}}$	λ_{gece}	Süre	Debi (m ³ /dk)	Toplam (m ³)
Duş	1	0	1	8 dk	0.009	0.144
Lavabo	1	0	1	3 dk	0.004	0.024
Ortak WC	0	2	1	2 dk	0.004	0.024

İkinci sezon olan bu dönemde, 2014-2016 yılları arasında ortalama otel doluluk oranı % 90 olup, ortalama kişi sayısı 120’dir. Bu durumda, otel günlük sıcak su tüketimi 23.04 m³/dk olarak hesap edilmiştir. Kayıt değerlerinde ortalama kullanım değeri 23.05 m³/dk olup, profil yaklaşımı gerçek kullanım değerlerine çok yakın bir değer olarak simülasyonlarda kullanılabilir bir profil oluşturulmuştur.

6.3.3 Ekim kasım ve aralık ayları için sıcak su kullanım profili

Çizelge 6.6’da üçüncü sezon olarak tanımlanmış olan ekim, kasım ve aralık ayları için 1 kişinin sıcak su kullanım profili ile ilgili değerler verilmiştir.

Çizelge 6.6 : Üçüncü sezon kişi başı sıcak su kullanım profili.

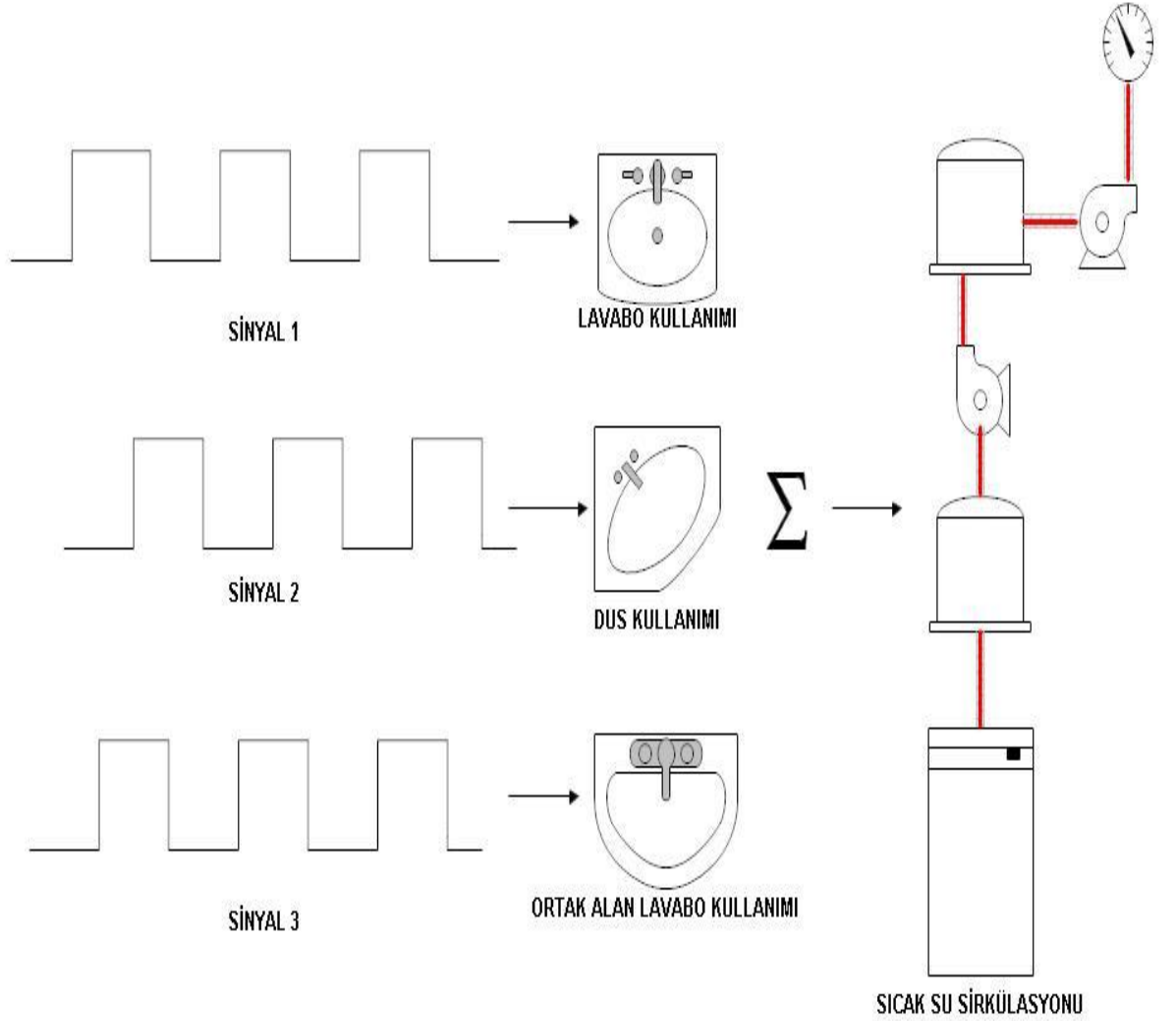
Kullanım Alanı	λ_{sabah}	$\lambda_{\text{öğle}}$	λ_{gece}	Süre	Debi (m ³ /dk)	Toplam (m ³)
Duş	1	0	0	8 dk	0.009	0.072
Lavabo	2	1	2	3 dk	0.004	0.060
Ortak WC	0	1	0	2 dk	0.004	0.008

İkinci sezon olan bu dönemde, 2014-2016 yılları arasında ortalama otel doluluk oranı % 20 olup, ortalama kişi sayısı 30’dur. Bu durumda, otel günlük sıcak su tüketimi 4.2 m³/dk olarak hesap edilmiştir. Kayıt değerlerinde ortalama kullanım değeri 4.14

m³/dk olup, profil yaklaşımı gerçek kullanım değerlerine çok yakın bir değer olarak simülasyonlarda kullanılabilir bir profil oluşturulmuştur.

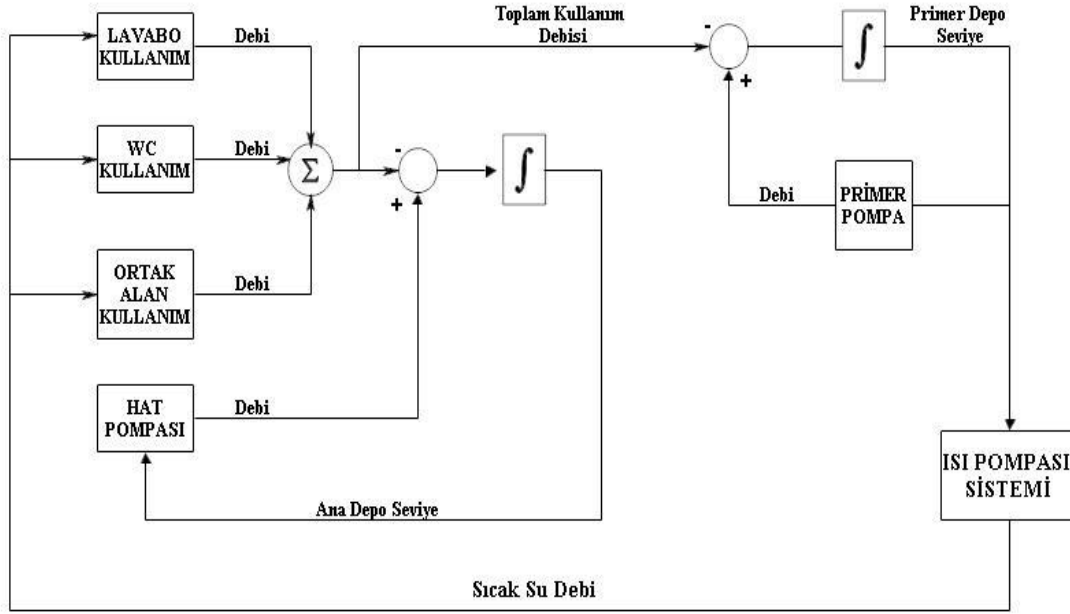
6.4 Sıcak Su Sarfiyatı Simülasyonu

Öncelikle her bir sıcak su talebi simülasyon sinyali olarak tanımlanacaktır. Bu sinyaller her bir sıcak su kullanım olayını tetikleyecek, hat pompası bu talepler doğrultusunda ana sıcak su deposundan sıcak su sevkiyatını sağlayacaktır. Primer depo pompası ise ana sıcak su deposu su seviyesini sabit tutmak için gerekli sıcak suyu ana depoya yollayacaktır. Primer depo seviye azalması ise ısı pompasını tetikleyerek sıcak su üretimini gerçekleştirecektir. Şekil 6.5’de simülasyon sinyal akışı diyagramı verilmiştir.



Şekil 6.5 : Sıcak su kullanımı sinyal akışı.

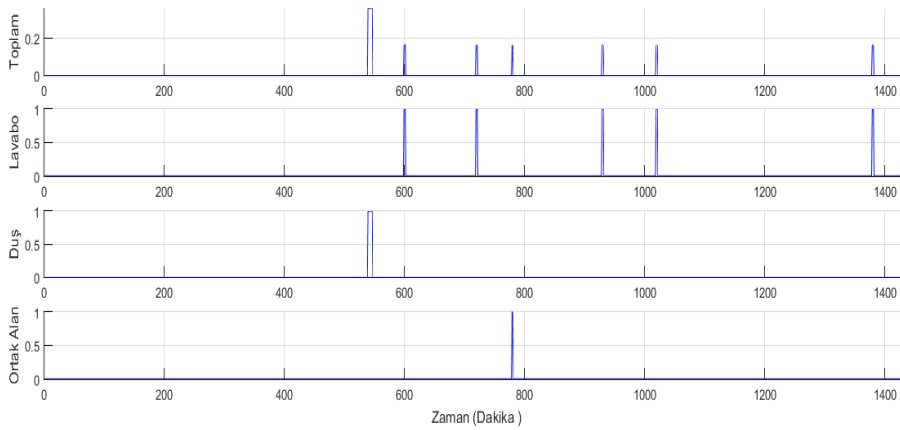
Şekil 6.6’da ise simülasyona ait blok diyagramı verilmiştir.



Şekil 6.6 : Otel sıcak su kullanımı simülasyonu blok diyagramı.

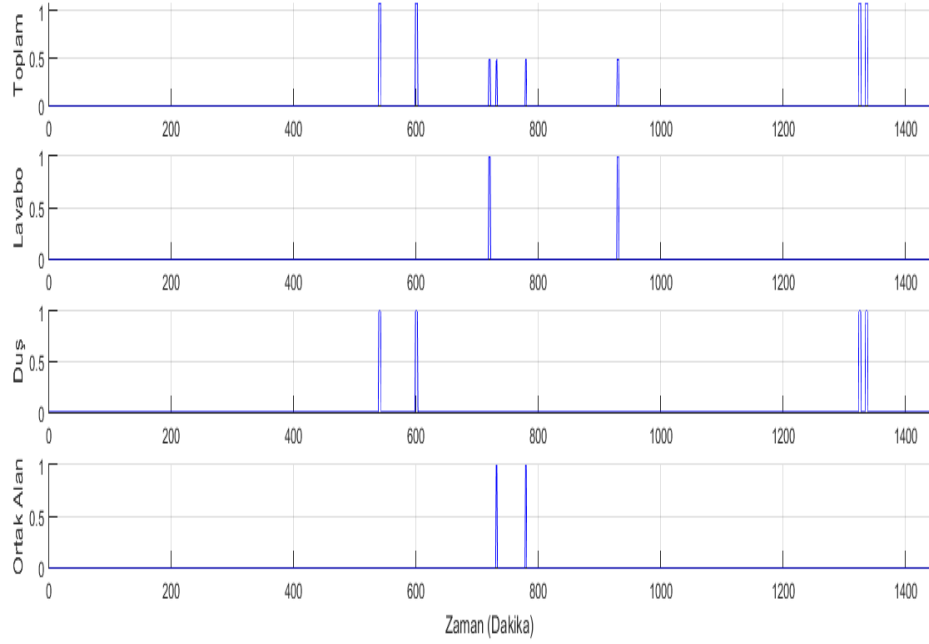
6.4.1 Kullanım sinyalleri

Çizelge 6.4, çizelge 6.5 ve çizelge 6.6’da oluşturulan su kullanım profilleri Ek A.8’de verilmiş olan program dosyaları ile oluşturulmuştur. Her bir sinyal bir günlük bir kişiye ait olan kullanım profilini temsil etmektedir. Her bir sinyal su tüketimini belli frekans, kullanım süresi ve zamanda temsil eden 1 ve 0’lardan oluşturulmuştur. Daha sonra bu sinyaller ayrık zamanlı sistem simülasyonunda ZOH bloğu ile kare dalgaya dönüştürülmüşlerdir. Simülasyon zaman adımı 1 dk.’dır. Simülasyon 1440 dakika (24 saat) boyunca çalıştırılmıştır. Şekil 6.7’de, ocak, şubat ve mart ayları için oluşturulmuş sıcak su kullanım sinyalleri verilmiştir.



Şekil 6.7 : Birinci ve üçüncü sezon için bir günlük sıcak su kullanım sinyalleri.

Şekil 6.8’de ikinci sezon olan, nisan, mayıs, haziran, temmuz, ağustos ve eylül ayları tüketim sinyalleri gösterilmiştir. Üçüncü sezon olan, ekim, kasım ve aralık aylarında kullanım sinyal profilleri aynı olup, kişi sayısı farklı olacağından toplam kullanım miktarları farklı olacaktır.



Şekil 6.8 : İkinci sezon bir günlük sıcak su kullanım sinyalleri.

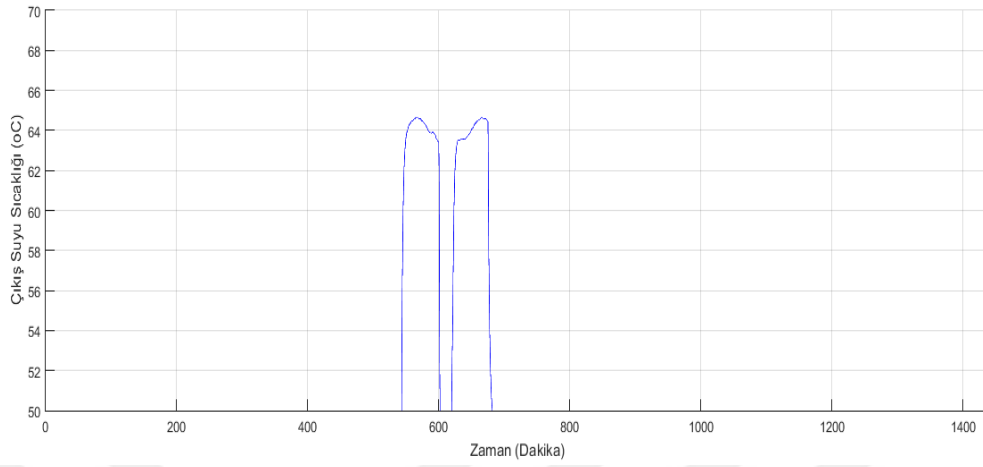
6.5 Sistem Simülasyonları

Oluşturulan sıcak su kullanım sinyalleri, meteorolojik veriler, otel doluluk oranları, elde edilen sistem modelleri ve kontrolörler üç ayrı sezon için simüle edilecektir. Ana hat pompası 0.21 m³/dk debiye sahiptir. Primer depoya sıcak su sağlayan hat pompası 0.02 m³/dk’ debiye sahiptir. Ana hat deposu seviyesi 1.5 m altına düştüğünde depo doldurulmaya başlanacaktır. Depo seviyesi üst limiti 2 m olarak belirlenmiştir. Primer depo hacmi 2.6 m³ altına düştüğünde ısı pompasından sıcak su çekilmeye başlanacaktır. Depo hacmi üst limit 3 m³ olarak belirlenmiştir.

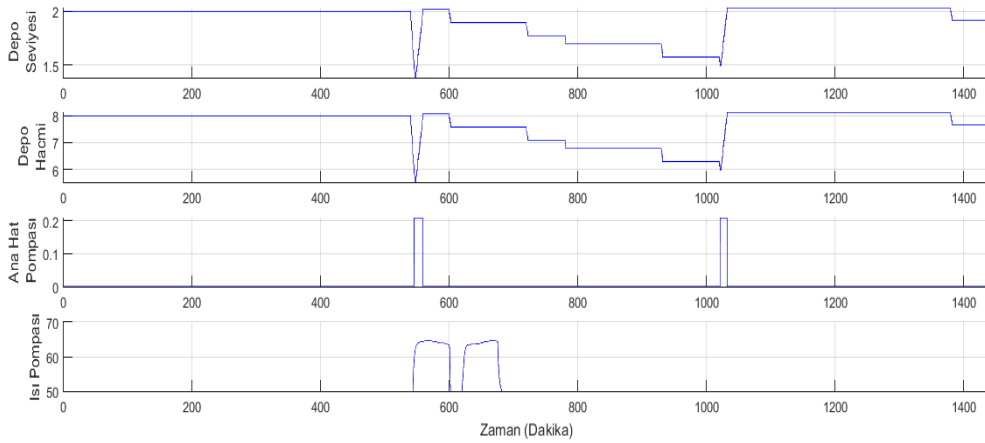
6.5.1 Ocak şubat mart ayları için sistem simülasyonu

Önce mevcut sistem çalışma çevrimi, daha sonra tasarlanan kontrolörler ile çalışma çevrimi simüle edilecektir. Şekil 6.9’da mevcut sistemin bir günlük ısı pompası

operasyonu, Şekil 6.10'da mevcut sistem pompa operasyonları, ana depo seviye ve hacim deęiŐimini ve ısı pompası çevrimi birlikte gösterilmiştir.

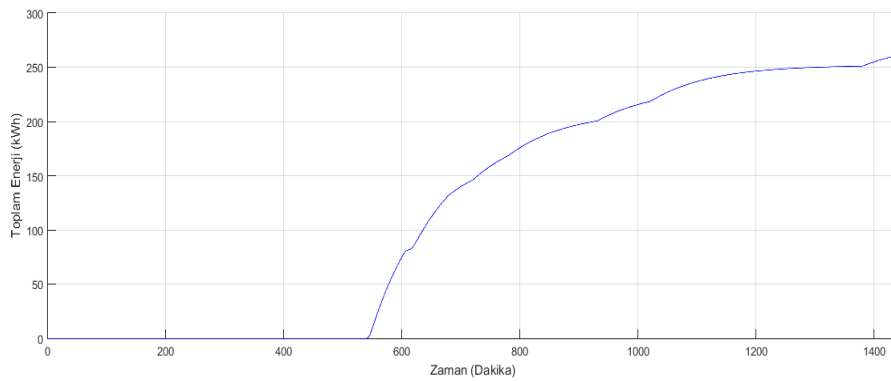


Şekil 6.9 : On-off kontrol bir günlük ısı pompası operasyonu.



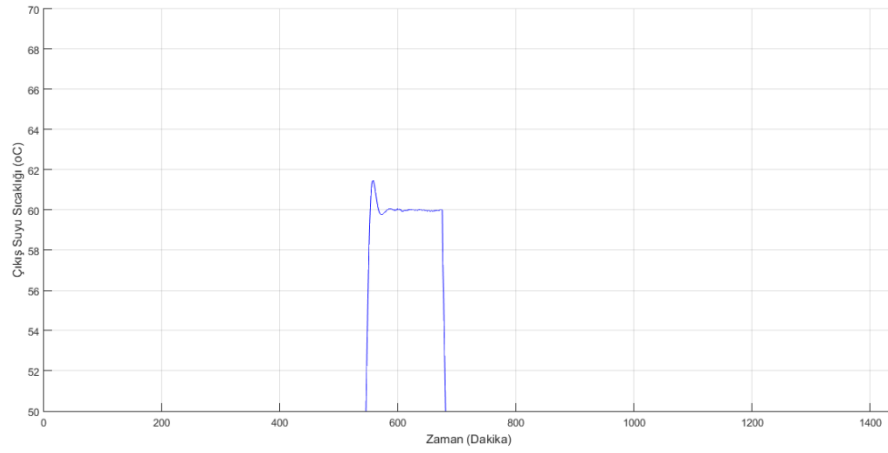
Şekil 6.10 : On-off kontrol pompa operasyonları ve su tüketimi.

Şekil 6.11'de sistemin toplam enerji sarfiyatı gösterilmiştir.



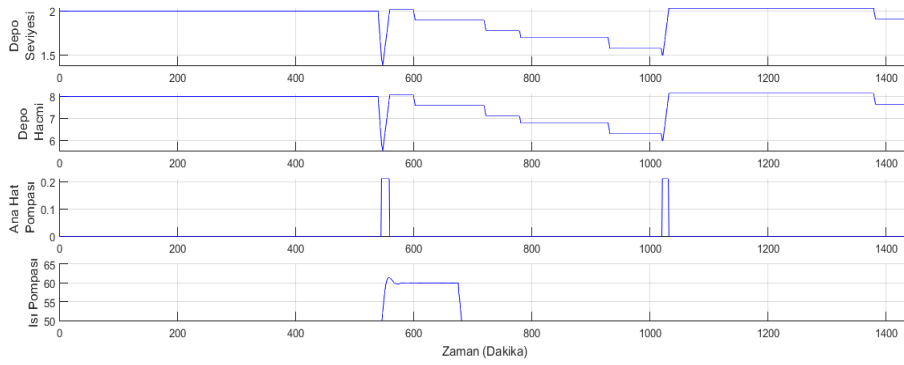
Şekil 6.11 : On-off kontrollü sistem 1 günlük enerji sarfiyatı.

Şekil 6.12’de PID kontrollü sisteme ait ısı pompası operasyonu verilmiştir.



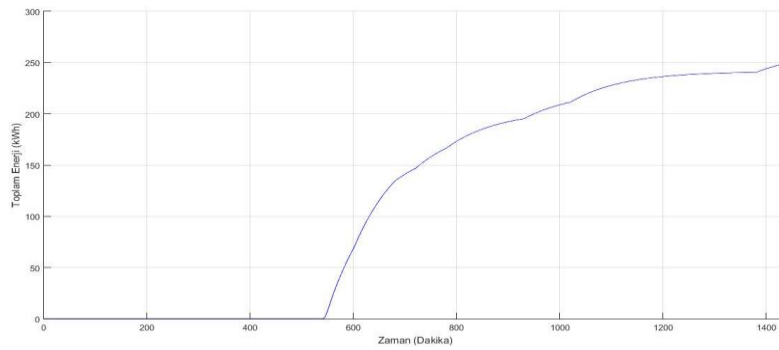
Şekil 6.12 : PID kontrol pompa operasyonları ve su tüketimi.

Şekil 6.13’de PID kontrollü sistemin su sarfiyatı ve hat pompası operasyonları verilmiştir.



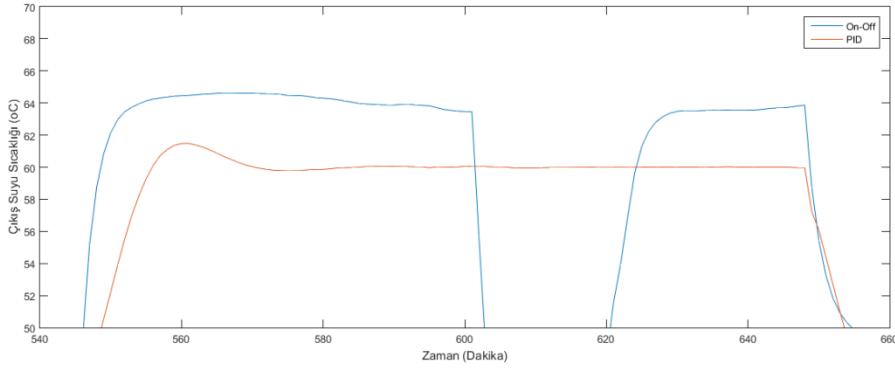
Şekil 6.13 : PID kontrollü sistem pompa operasyonları ve su tüketimi.

Şekil 6.14’de PID kontrollü sisteme ait günlük toplam enerji sarfiyatı verilmiştir.



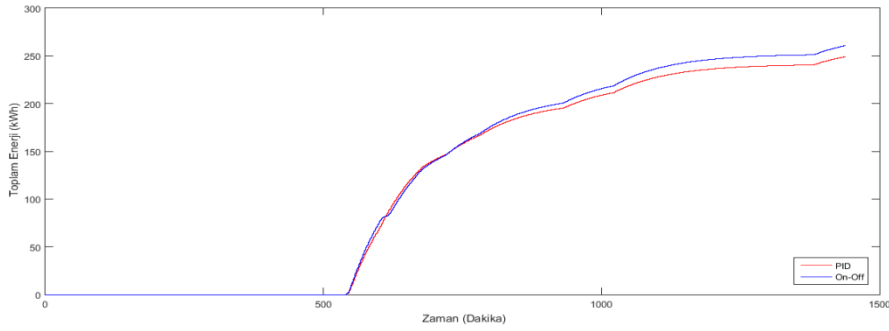
Şekil 6.14 : PID kontrollü sistem 1 günlük enerji sarfiyatı.

Şekil 6.15’de on-off kontrollü sistem ve PID kontrollü sistem operasyonları karşılaştırması, şekil 6.16 da ise enerji sarfiyatı karşılaştırması görülmektedir.



Şekil 6.15 : On-off kontrollü sistem vs. PID kontrollü sistem.

Şekil 6.16’da on-off kontrollü sistem ve PID kontrollü sistemin bir günlük enerji sarfiyatları karşılaştırması verilmiştir.



Şekil 6.16 : Birinci sezon günlük enerji tasarrufu karşılaştırması.

Çizelge 6.7’de birinci sezon için enerji sarfiyat ve maliyetleri karşılaştırılması verilmiştir.

Çizelge 6.7 : Birinci sezon enerji sarfiyat ve maliyeti karşılaştırması.

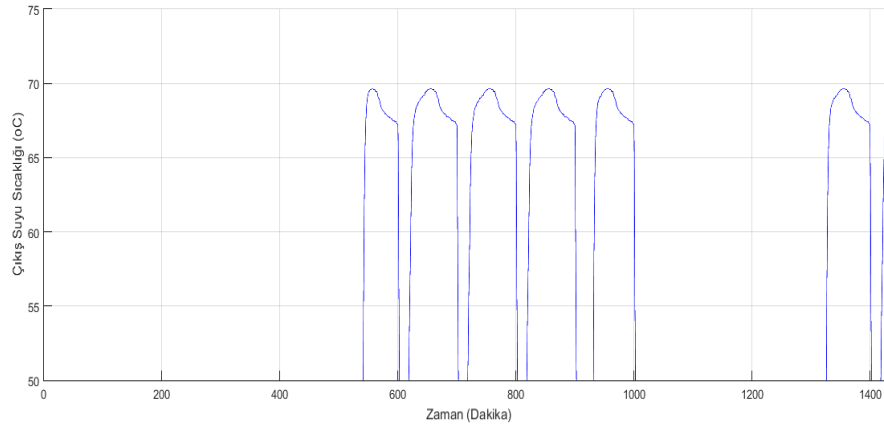
Kontrolör	Günlük Enerji (kWh)	Yıllık Enerji (kWh)	Yıllık Maliyet (TL)
On-off	261	20880	9813.6
PID	249	19920	9362.4

EPDK ulusal elektrik fiyat tarifesinde, 3 zamanlı ticarethane birim fiyatlarının ısı pompası operasyon zaman dilimlerine göre ortalaması olan 0.47 TL/kWh göz önüne alındığında birinci sezon için yıllık 451.2 TL enerji tasarrufu sağlanmıştır. Birim

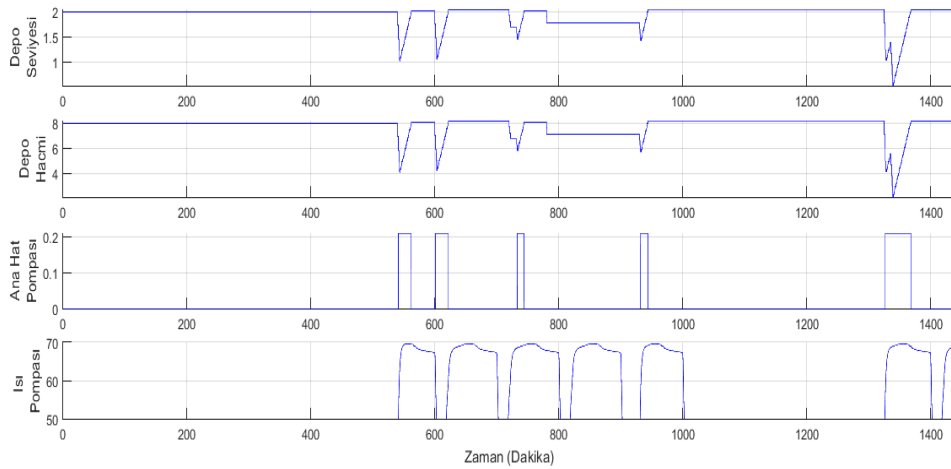
ekipman başına, birinci sezon için çok büyük bir tasarruf sağlanamamış olsa da, kullanılan ekipman sayısının artması neticesinde bu tasarruf anlamlı hale gelecektir. Ayrıca harcanan su miktarının bu dönemde az olması sebebi ile tasarrufun düşük olması beklenen bir sonuçtur.

6.5.2 Nisan eylül ayları arası için sistem simülasyonu

Önce mevcut sistem çalışma çevrimi, daha sonra tasarlanan kontrolörler ile çalışma çevrimi simüle edilecektir. Şekil 6.17’de mevcut sistem ısı pompası operasyonu, şekil 6.18’de mevcut sistem pompa operasyonları, ana depo seviye ve hacim değişimi ve ısı pompası çevrimi birlikte gösterilmiştir.

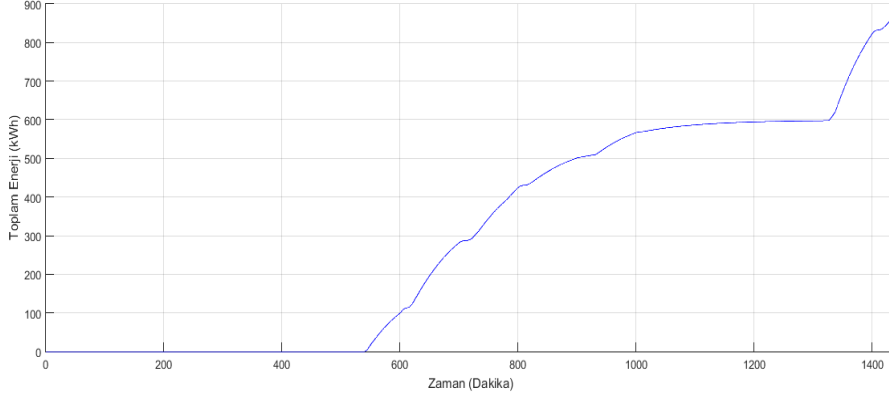


Şekil 6.17 : On-off kontrol bir günlük ısı pompası operasyonu.



Şekil 6.18 : On-off kontrol pompa operasyonları ve su tüketimi.

Şekil 6.19’da sistemin bir günlük toplam enerji sarfiyatı gösterilmiştir.



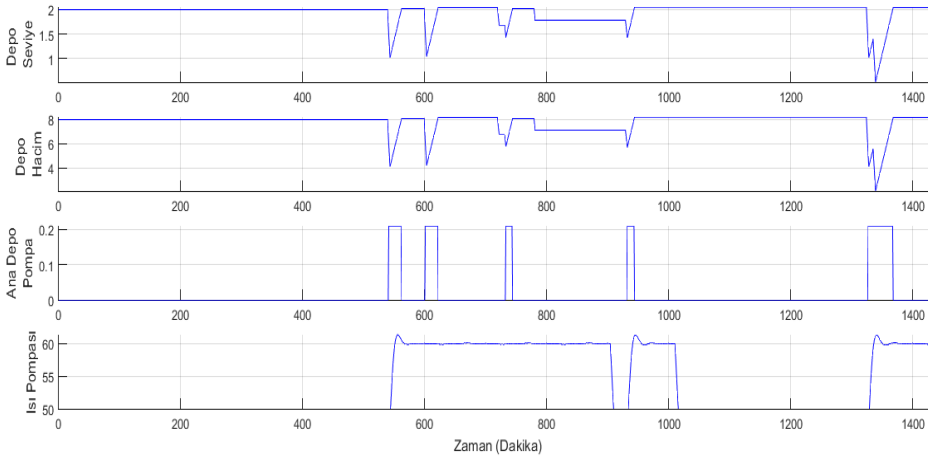
Şekil 6.19 : On-off kontrol bir günlük enerji sarfıyatı

Şekil 6.20’de PID kontrollü sisteme ait ısı pompası operasyonuna ait simülasyon sonucu verilmiştir.



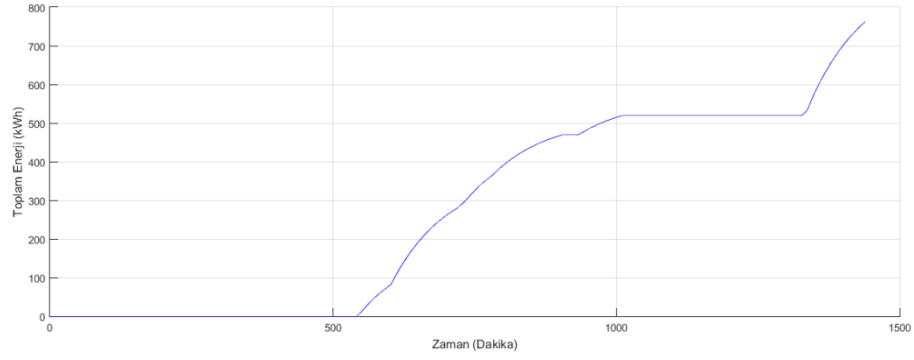
Şekil 6.20 : PID kontrollü sistem ısı pompası operasyonu.

Şekil 6.21’de PID kontrollü sisteme ait pompa operasyonları ve sıcak su tüketimi veren simülasyon sonuçları verilmiştir.



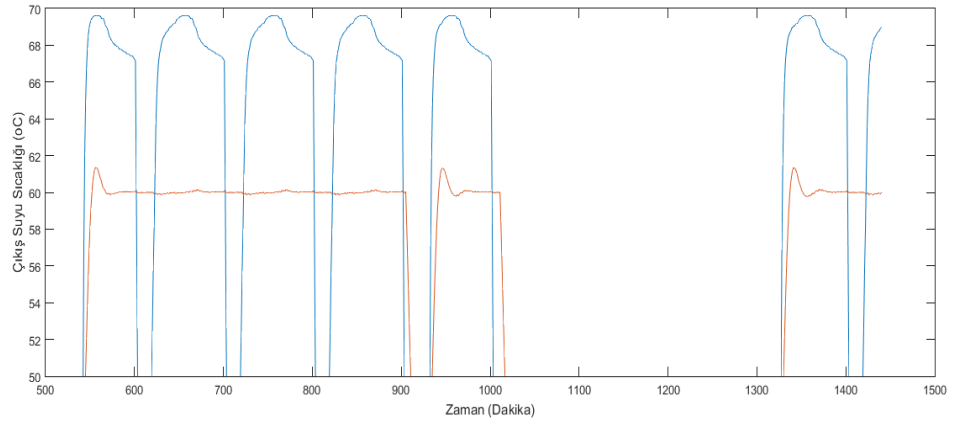
Şekil 6.21 : PID kontrol sistemi pompa operasyonları ve su tüketimi.

Şekil 6.22’de PID kontrollü sisteme ait bir günlük toplam enerji sarfiyatını gösteren simülasyon sonucu verilmiştir.

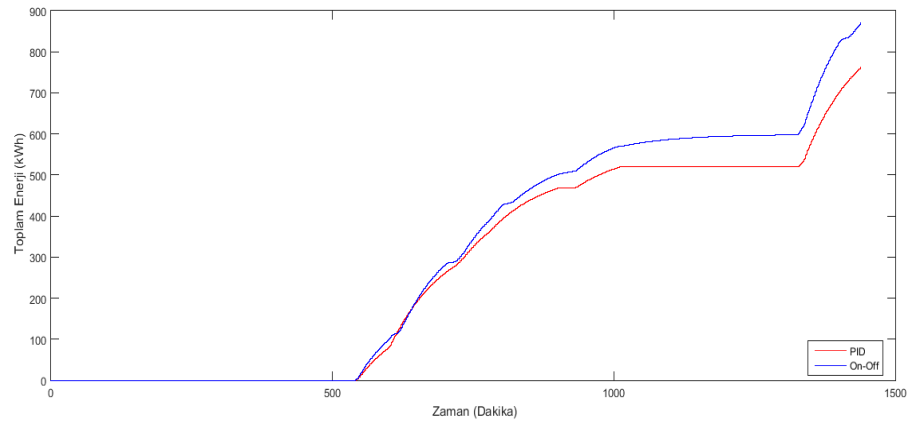


Şekil 6.22 : PID kontrollü sistem bir günlük toplam enerji sarfiyatı.

Şekil 6.23’de on-off kontrollü sistem ve PID kontrollü sistemin operasyonlarının karşılaştırması, şekil 6.24’de ise enerji sarfiyatı karşılaştırılmasına ait simülasyon sonuçları verilmiştir.



Şekil 6.23 : On-off kontrollü sistem vs. PID kontrollü sistem



Şekil 6.24 : İkinci sezon enerji sarfiyatı karşılaştırması.

Çizelge 6.8’de ikinci sezon için enerji sarfiyat ve maliyetleri karşılaştırılmasına ait simülasyon sonuçları verilmiştir.

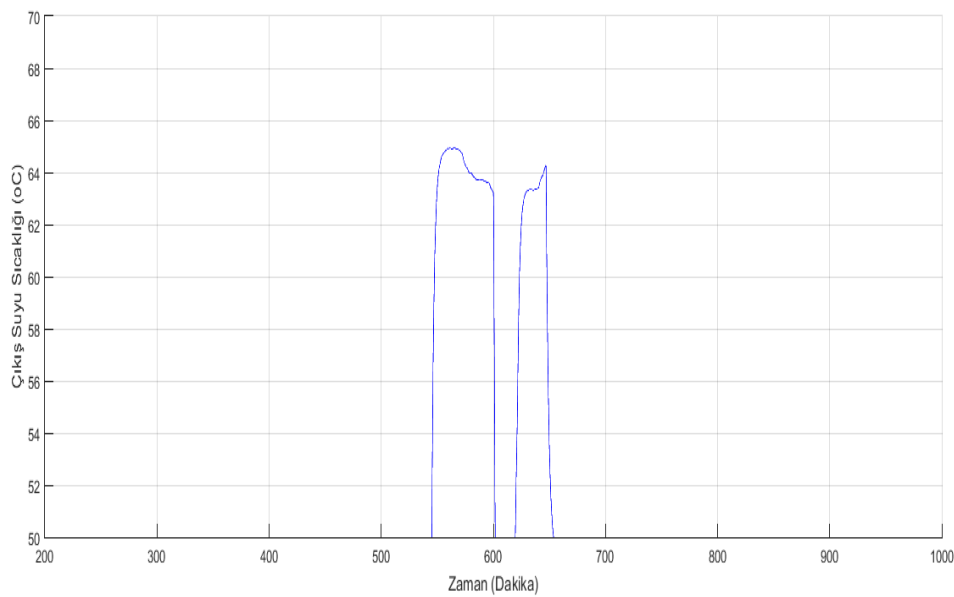
Çizelge 6.8 : İkinci sezon enerji sarfiyat ve maliyeti karşılaştırması.

Kontrolör	Günlük Enerji (kWh)	Yıllık Enerji (kWh)	Yıllık Maliyet (TL)
On-off	871.7	159521.1	74974.9
PID	763.2	139665.6	65642.8

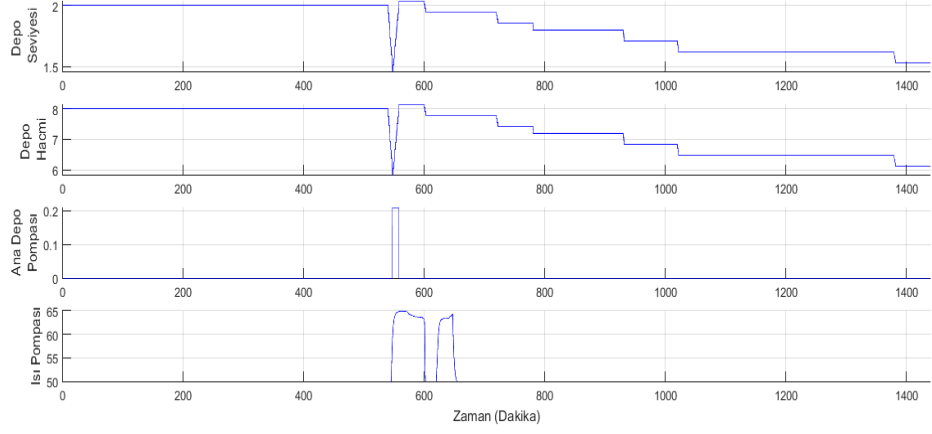
EPDK ulusal elektrik fiyat tarifesinde, 3 zamanlı ticarethane birim fiyatlarının ısı pompası operasyon zaman dilimlerine göre ortalaması olan 0.47 TL/kWh göz önüne alındığında, ikinci sezon için yıllık 9332.06 TL enerji tasarrufu sağlanmıştır. Görüldüğü üzere, sıcak su sarfiyatının arttığı ve iklim koşullarının ele alınan sistemin kontrol yöntemi ile bir araya gelmesi ile yapılan enerji tasarrufu anlamlı hale gelmiş bulunmaktadır.

6.5.3 Ekim kasım aralık ayları için sistem simülasyonu

Önce mevcut sistem çalışma çevrimi, daha sonra tasarlanan kontrolörler ile çalışma çevrimi simüle edilecektir. Şekil 6.25’de mevcut sistem ısı pompası operasyonu, şekil 6.26’da mevcut sistem pompa operasyonları, ana depo seviye ve hacim değişimi ve ısı pompası çevrimi birlikte gösterilmiştir.

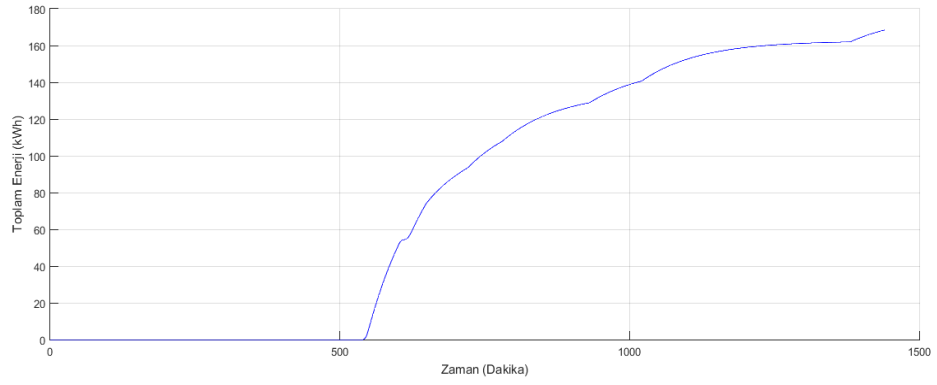


Şekil 6.25 : On-off kontrol bir günlük ısı pompası operasyonu.



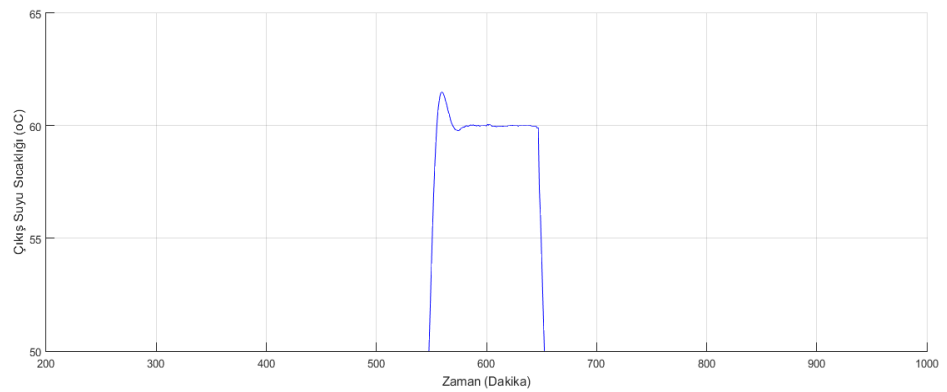
Şekil 6.26 : On-off kontrol pompa operasyonları ve su tüketimi.

Şekil 6.27’de sistemin bir günlük toplam enerji sarfiyatı gösteren simülasyon sonucu verilmiştir.



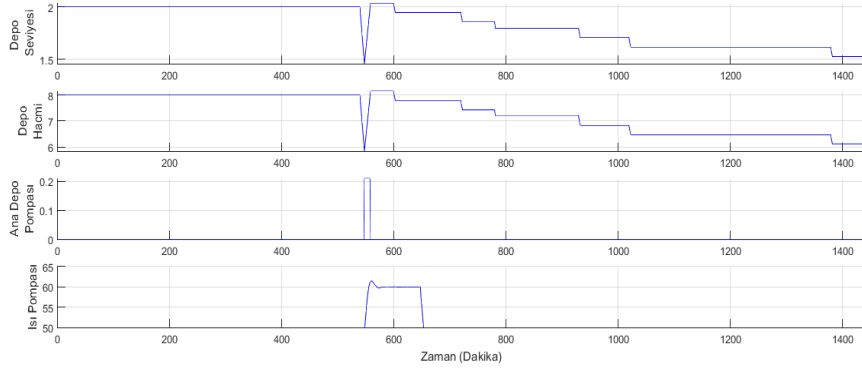
Şekil 6.27 : On-off kontrollü sistem bir günlük toplam enerji sarfiyatı.

Şekil 6.28’de PID kontrollü sisteme ait ısı pompası operasyonuna ait simülasyon sonucu verilmiştir.



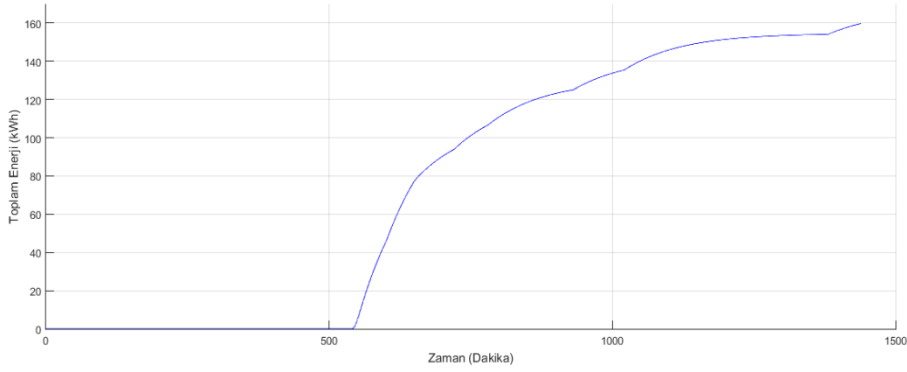
Şekil 6.28 : PID kontrollü sistem ısı pompası operasyonu.

Şekil 6.29’da PID kontrollü sisteme ait pompa operasyonları ve sıcak su tüketimi veren simülasyon sonuçları verilmiştir.



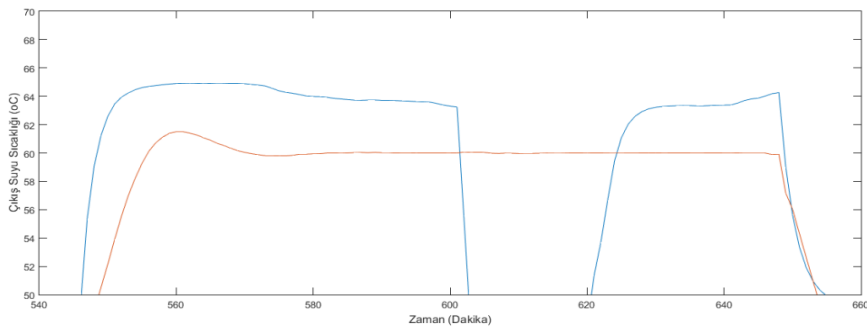
Şekil 6.29 : PID kontrol pompa operasyonları ve su tüketimi.

Şekil 6.30’da PID kontrollü sisteme ait bir günlük toplam enerji sarfiyatını gösteren simülasyon sonucu verilmiştir.

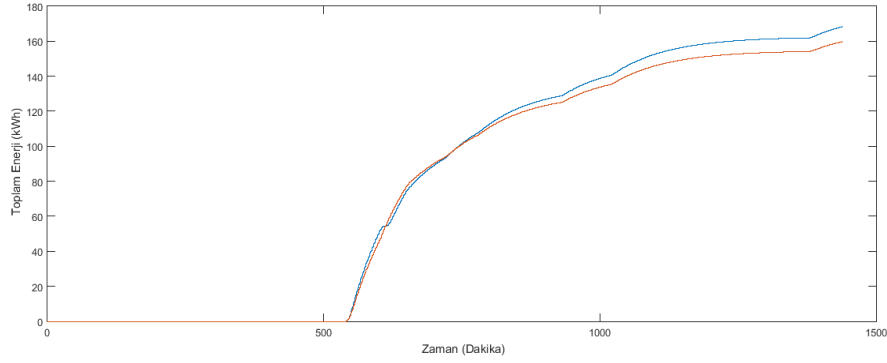


Şekil 6.30 : PID kontrollü sistem bir günlük toplam enerji sarfiyatı.

Şekil 6.31’de on-off kontrollü sistem ve PID kontrollü sistemin operasyonlarının karşılaştırması, şekil 6.32’de ise enerji sarfiyatı karşılaştırılmasına ait simülasyon sonuçları verilmiştir.



Şekil 6.31 : On-off kontrollü sistem vs. PID kontrollü sistem.



Şekil 6.32 : Üçüncü sezon enerji sarfıyatı karşılaştırması.

Çizelge 6.9’da üçüncü sezon için enerji sarfıyat ve maliyetleri karşılaştırılmasına ait simülasyon sonuçları verilmiştir.

Çizelge 6.9 : Üçüncü sezon enerji sarfıyatı ve maliyeti karşılaştırması.

Kontrolör	Günlük Enerji (kWh)	Yıllık Enerji (kWh)	Yıllık Maliyet (TL)
On-off	168.4	15492.8	7281.6
PID	159.9	14710.8	6914.0

EPDK ulusal elektrik fiyat tarifesinde, 3 zamanlı ticarethane birim fiyatlarının ısı pompası operasyon zaman dilimlerine göre ortalaması olan 0.47 TL/kWh göz önüne alındığında, üçüncü sezonda 367.6 TL’lik enerji tasarrufu sağlanmıştır.

6.5.4 Toplam enerji tasarrufu

Sistem enerji sarfıyatını gösteren özet çizelge 6.10’da verilmiştir.

Çizelge 6.10 : Toplam enerji sarfıyatları.

Kontrolör	Birinci Sezon (kWh)	İkinci Sezon (kWh)	Üçüncü Sezon (kWh)	Toplam Enerji (kWh)	Toplam Maliyet (TL)
On-off	20880	159521.1	15492.8	195893.9	92070.1
PID	19920	139665.6	14710.8	174296.4	81919.3

Çizelge 6.10’dan görüleceği üzere, PID kontrolörünün uygulanması durumunda yıllık 21597.5 kWh enerji tasarrufu ve bunun karşılığı olarak yıllık 10150,8 TL tasarruf edilecektir.

Bunun yanında işletmenin karbon ayak izinin iyileştirilmesinde de uygulamanın etkisi yıllık 15.18 ton CO₂ gazı emisyonu düşüşü olarak yansıtacaktır [36].



7. SONUÇ

Bu bölümde modellenen sistem, kontrolör tasarımları ve bu tasarımların sonuçları irdelenerek tartışılacaktır.

7.1 On-Off Kontrollü Sistem

Sistem simülasyonu için gerekli olan veriler, sistemin mevcut kontrolörü üzerinde tutulan kayıt dosyalarından ve ekipmanlara ait üretici verilerinden sağlanmıştır. Meteorolojik veriler MEVBİS üzerinden elde edilmiştir. Şekil 2.7’de verilen sistem çıkışları istenilen su sıcaklığı olan 60 °C’yi çoğu zaman yakalayamamaktadır. Sistemdeki salınımlar sistemin kararlı hale gelemediğini göstermektedir.

7.2 Model Seçimleri ve Sistem Cevabı Üzerine Etkisi

Oluşturulan sistem modeli, sistemden toplanan veri ile iyi bir uyum göstermiştir. Sistem tanımlama modülü doğrusal olmayan sistemlerin tanımlanması için sıklıkla kullanılan bir yazılımdır.

Sistem tanımlama modülünden daha iyi bir performans olarak en doğru modelin belirlenebilmesi için bazı bozucu etkenler de göz önünde bulundurulmuştur. Tanımlama prosedürünün doğru yapılabilmesi için dış ortam sıcaklığı ve ham sudaki sıcaklık değişiklikleri de tanımlama sürecine dahil edilmiştir.

Çözömlenen ve çeşitli testlere tabi tutulan modeller Ek C’de verilmiştir. Model seçiminde, nihai kestirim hatası, ortalama karesel hata ve kök-sıfır sayısı seçim kriteri olarak kullanılmıştır.

Birinci ve üçüncü sezon için üç adet model, uygulanan testleri geçerek en iyi hataları ve tahmin yüzdelerini vermişlerdir. Gerçek fiziki sistemin performansı ortalama karesel ve nihai kestirim hatasına bağlıdır. Çizelge 7.1’de ilgili aday modellere ait özellikler verilmiştir.

Akaike’nin nihai kestirim hatası kriteri model kalitesinin bir ölçütünü tanımlamaktadır.

Akaike'nin teorisine göre en kaliteli model en az nihai kestirim hatası verecektir [38].

Çizelge 7.1 : Birinci ve üçüncü sezon için model yapıları.

Model	Ortalama Karesel Hata	Nihai Kestirim Hatası	Kökler
arx791	0.0612	0.0612	9
arx821	0.0525	0.0720	8
amx2231	0.0463	0.0544	2

Aday modeller arasında en küçük nihai kestirim hatasını veren model ARMAX2231 modelidir. Diğer kriterler olan kök sayısı ve ortalama karesel hataları da göz önüne alındığında bu adaylar arasından ARMAX2231 seçilmiştir. Çizelge 7.2'de ikinci sezon sistem karakteristikleri için incelenen model yapılarının özellikleri verilmiştir.

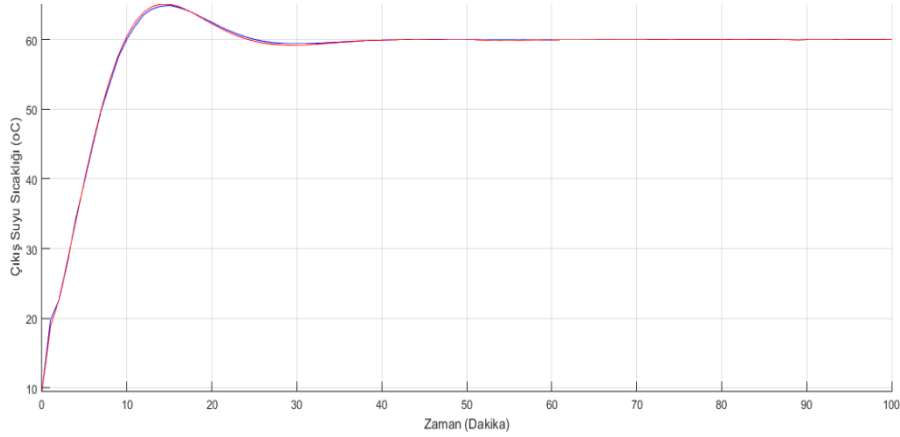
Çizelge 7.2 : İkinci sezon için model yapıları

Model	Ortalama Karesel Hata	Nihai Kestirim Hatası	Kökler
arx791	0.01	0.02	9
arx411	0.22	0.26	4
amx2111	0.20	0.30	2

Çizelge 7.2'de ikinci sezon için incelenen model yapılarının özellikleri verilmiştir. Her ne kadar arx791 modelinin ortalama karesel hata ve nihai kestirim hata değerleri diğer iki modelden daha iyi olsa da sistemin sahip olduğu yüksek kök sayısı kontrolör yapısını daha kompleks hale getirebileceğinden seçilmemiştir. Ayrıca arx411 modelinin kök sayısının fazla oluşu, yine kontrolör yapısını daha karmaşık ve daha maliyetli hale getireceğinden seçilmemiştir. amx2111 modeli gerek özellikleri gerekse basitliği ile ikinci sezon için sistemi temsil edecek model olarak seçilmiştir.

Şekil 7.1'de ARX791 sisteminin PID kontrollü sistem çıkışı, seçilmiş olan AMX2231 modelinin PID kontrollü sistem çıkışı ile karşılaştırılması verilmiştir. Çizelge 7.3'de ise cevap karakteristikleri karşılaştırılması verilmiştir. Çizelge 7.3'den anlaşıldığı üzere daha yüksek mertebeden model seçimi aşma değerinde küçük bir iyileştirme sağlamış olsa da daha düşük mertebeli sistemle cevap karakteristikleri

hemen hemen aynıdır. Böylece seçilmiş olan düşük mertebeli modelin sistem dinamiklerini temsil edebildiği anlaşılmaktadır.



Şekil 7.1 : ARX791 ve AMX2231 sistem çıkışları.

Çizelge 7.3 : ARX791 ve AMX2231 sistem cevap karakteristikleri.

Kontrolör	M_p	t_r	t_p	t_s	e_{ss}
AMX2231	% 8.5	7.63 dk	14 dk	21.1 dk	% 0
ARX791	% 8.2	7.82 dk	15 dk	22.6 dk	% 0

7.3 Kontrolör Tasarımı ve Öngörülmeyen Diğer Sistem Kayıpları

Kontrol sistemlerinde PID kontrol organının kullanılması, istenilen çıkışa ulaşırken gösterilecek olan maksimum sapma değerlerini minimize etmektedir. Frekans cevabı ayar yöntemi, sürekli sistemlerde kontrol parametrelerini bulmak için sıkça tercih edilen ve güvenilir bir ayar yöntemidir. Çalışmada bu yöntemin ayrık zamanlı sistemlerde de kullanılarak bilinen kontrolör ayar yöntemlerinin kullanılabilceğini göstermiştir. Kontrolörler istenilen ve hesap edilen tasarım kriterlerini yerine getirebilmiştir.

Kontrolör tasarımı, sistem kararlılığı ve ayar noktasına ulaşma anlamında amacına ulaşmıştır. Doğrusal olmayan ısı sistem, sistem tanımlama yaklaşımı ile doğrusallaştırılmış ve PID kontrol organı ile kontrolü sağlanmıştır. İşletme sezonluk koşulları ve sıcak su tüketim alışkanlıkları modellenerek bir simülasyon stratejisi oluşturulmuştur. Bu simülasyon neticelerine göre on-off kontrollü sistemde, sistem cevabının en kötü olduğu ikinci sezonda, maksimum overshoot % 14.15'den %5.9'a,

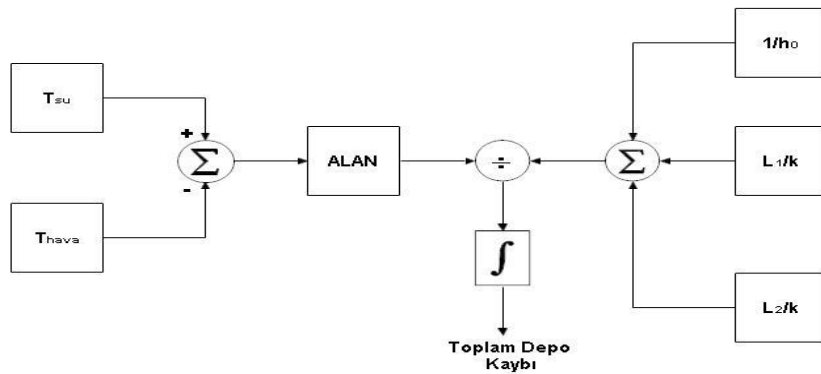
yerleşme zamanı, 34.7'dakikadan, 22.3 dakikaya ve tasarımın en önemli parametresi olan çıkış suyu sıcaklığındaki nihai hata, %12.5'den % 0'a indirilmiştir.

Fakat yukarıda elde edilen değerlerin sisteme ait fiziksel kurallar çerçevesinde değil, sistemin simülasyonlar sonucu elde edilen modeli doğrultusunda elde edilen tasarımların neticesi olduğu unutulmamalıdır. Sistemde göz önüne alınmamış olan bir çok faktör, örnek olarak, depolardan kaynaklanan ısı kayıpları, boru hatlarından ve tesisat elemanlarından kaynaklanan kayıplar ve buhar çevrimindeki diğer elemanlar olan buharlaştırıcı, genişleme elemanı ve kompresörlerin dinamik davranışlarının hepsinin göz önüne alınarak yapılacak bir modelleme çok daha keskin neticeler verebilecektir.

Sadece depo kayıpları ele alındığında sistemdeki kontrol tasarımı neticesinde elde edilen enerji tasarrufunun nasıl etkileneceği bu durumun aydınlatılmasında faydalı olacaktır. Depolardan kaynaklanan ısı kayıp,

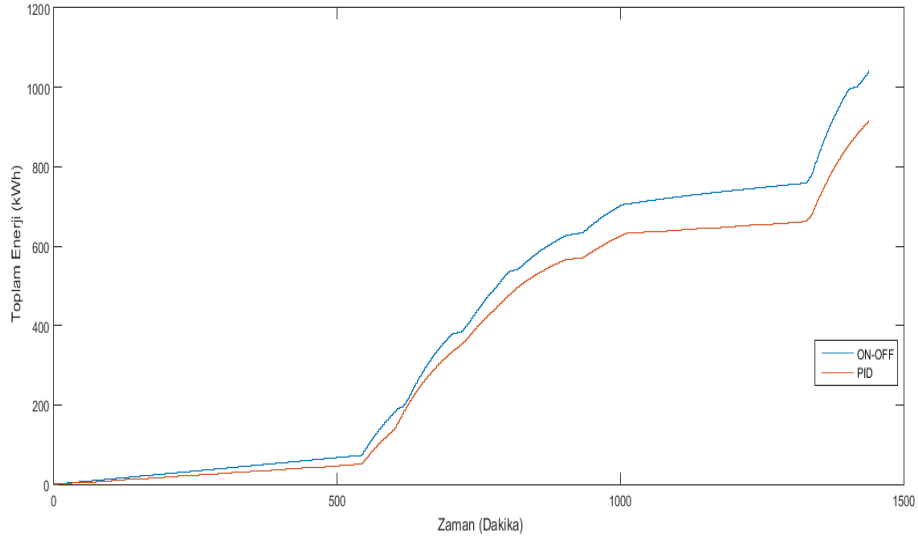
$$Q_{kayıp} = \frac{A (T_{su} - T_{hava})}{\frac{1}{h_0} + \frac{L_1}{k_1} + \frac{L_2}{k_2}} \quad (7.1)$$

olarak tanımlanabilir [38]. Denklem 7.1'de A depodan dış havaya ısı transfer alanı, T_{su} depo içerisindeki su sıcaklığı, T_{hava} dış hava sıcaklığı, h_0 depo sistemi toplam ısı taşınım katsayısı, L depo izolasyon malzemesi kalınlığı ve k izolasyon malzemesinin ısı iletkenlik katsayısıdır. Otel işletmesinde kullanılan depolar 1.5 mm kalınlığında paslanmaz çelikten imal edilmişlerdir. Ayrıca etraflarında 80 mm kalınlığında cam yünü izolasyon malzemesi kullanılmıştır. Ek A.9'da depolara ait toplam ısı transfer katsayılarının hesabında kullanılmış olan program kodları verilmiştir. Şekil 7.2'de Depo kayıplarına ait blok diyagramı verilmiştir.



Şekil 7.2 : Depo ısı kayıpları blok diyagramı.

Şekil 7.3’de enerji sarfiyatının en yüksek olduğu ikinci sezon için, on-off kontrollü sistem modelinin ve PID kontrollü sistemin ve depo kayıplarının göz önünde bulundurulduğu durumda günlük toplam enerji sarfiyatı karşılaştırılması verilmiştir. Çizelge 7.4’de ise günlük enerji sarfiyatları karşılaştırılmıştır.



Şekil 7.3 : İkinci sezon depo kayıpları ile enerji sarfiyatı.

Depoların ısıl kayıplarının sistemde göz önüne alınması ile en yoğun enerji tüketimi olan ikinci sezonda, kontrol tasarımı sonrasında enerji tasarrufunun toplam 10626.6 TL’ye çıkabileceği gözlemlenecektir.

Çizelge 7.4 : İkinci sezon depo kayıpları ile enerji sarfiyatı.

Kontrolör	Günlük Enerji (kWh)	Yıllık Enerji (kWh)	Yıllık Maliyet (TL)
On-off	871.7	159521.1	74974.9
PID	763.2	139665.6	65642.8
On-off Depo Kayıpları ile	1039.85	190292,5	89437.5
PID Depo Kayıpları ile	916.3	167682.9	78810.9

Çalışmada, ele alınmış olan gerçek bir sistemden alınmış olan kısıtlı verilerle, sistemin hem konfor şartlarını (sıcak su sıcaklığının istenilen değerlerde tutulması), hem yerel düzenlemelerle (sıcak su eldesinin bakteri gelişimini engellemesi için belli değerlerde tutulması) gelen şartları, hem de enerji tasarrufu anlamında işletme

genel yaklaşımlarını sağlaması gerçekleştirilmiştir. Bir model üzerinden yapılan tasarımlarda, uygulamaya geçilmeden önce, mutlaka modele dahil edilmemiş olan etkenlerin tasarımları etkileyebileceği göz önünde bulundurulmalıdır.

İleride yapılacak olan çalışmalarda, gerçek sistem üzerinde, anlık veri toplayan test düzenekleri ile toplanacak veriler üzerinden geliştirilecek matematiksel modeller bu çalışmada önerilen yöntemlerin kullanılması ile uygulamaya geçirilebilecektir.



KAYNAKLAR

- [1] **Heat Pump Water Heaters.** (t.y.). Erişim: 25 Ocak 2017, <https://energy.gov/energysaver/heat-pump-water-heaters>
- [2] **Boles, M. A. & Çengel, Y. A.** (2000). *Mühendislik Yaklaşımıyla Termodinamik (Taner Derbentli, Çev.)*. İstanbul.: Literatür.
- [3] **Özyaman, C. A.** (2011). Güneş enerjisi destekli ısı pompası ile mahal ısıtma uygulaması. *Tesisat Mühendisliği Dergisi*, 121 (5-6), 68-75.
- [4] **Araz, M., Bıyık, E., Çulha, O., Ekren, O., Günerhan, H., Hepbaşlı, A.** (2016). Atık su ısı pompalarının tasarlanması ve enerjetik performansının değerlendirilmesi. *Tesisat Mühendisliği Dergisi*, 155 (9-10), 51-64.
- [5] **Bosch, P. P. J. & Klaue, A. J.** (1994). *Modelling, Identification and Simulation of Dynamical Systems*. USA.: CRC Press.
- [6] **Soderstrom, T. S. & Stoica, P. G.** (1989). *System Identification*. University of Michigan.: Prentice Hall.
- [7] **Ellis, J. H., Jonas, N. P., Scanlan, R. H., Shi, T.** (1995). System identification procedure for system and input parameters in ambient vibration surveys. *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, 55 (1-2), 91-99.
- [8] **Goodwin, G. C. & Payne, R. L.** (1977). *Dynamic System Identifications: Experiment Design and Data Analysis*. New York.: Academic Press.
- [9] **Bertha, M., Golinval, J. C.** (2017). Identification of non-stationary dynamical systems using multivariate ARMA models. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 88 (1-2), 166-179.
- [10] **Ljung, L.** (1999). Model validation and model error modeling. *Astrom Symposium on Control*. Lund Sweden: Linköping University.
- [11] **Fadali, S. M., Visioli, A.** (2013). *Digital Control Engineering Design and Analysis*. New York.: Elsevier Academic Press.
- [12] **Hamid, N. H. A., Kamal, M. M., Yahaya, F.H** (2009). Application of PID controller in controlling refrigerator temperature. *2009 5th International Colloquium on Signal Processing & Its Applications*. Kuala Lumpur, Malaysia: Universiti Teknologi MARA.
- [13] **Abdelbary, A., Abdelrassoul, R., Elsaid, O. M., Ismail, E. O.,** (2015). Improving the performance of heat exchanger system by better control circuits. *International Journal of Computer Applications*, 121 (0975-8887), 57-63.
- [14] **Hu, B., Zhang, H.** (2012). The application of nonlinear PID controller in generator excitation system. *Energy Procedia*, 17 (5-6), 202-207.

- [15] **Perera, D. W. U., Pfeiffer, C. F., Skeie, N.** (2014). Control of temperature and energy consumptions in buildings. *International Journal of Energy and Environment*, 5 (1), 471-484.
- [16] **Saho, A., Radhakrishnan, T. K., Gruber, J. K., Rao, C. S.** (2017). Modeling and control of a real time shell and tube heat exchanger. *Resource Efficient Technologies* (3), 124-132.
- [17] **Rahiman, M. H. F., Taib, M. N., Sallah, Y. M.** (2007). Black box modeling of steam distillation essential oil extraction system using ARMAX model structure. *International Conference on Intelligent and Advanced Systems*, 1059-1062.
- [18] **Stoecker, W. F.** (1998). *Industrial Refrigeration Handbook*. New York.: McGraw-Hill.
- [19] **Manglik, V. K.** (2013). *Elements of Mechanical Engineering*. New Delhi.: PHI Learning Private Limited.
- [20] **Gornov, V. F., Peskov, N. V., Vasiliyev, G. P., Kolesova, M. V.** (2016). Modelling of thermal behavior of borehole heat exchangers of geothermal heat pump heating systems. *3rd International Conference on Mechanics and Mechatronics Research*. Chongqing, China: Xi'an Jiaotong University.
- [21] **Sen, M.** (2004). *Principles of Thermal Control*. Notre Dame, USA.: University of Notre Dame.
- [22] **Bolaji, O. B., Huan, Z.** (2012). Comparative analysis of the performance of hydrocarbon refrigerants with R22 in a subcooling heat exchanger refrigeration system. *Institutions of Mechanical Engineers*, 226 (7), 882-891.
- [23] **Jianbo, C., Jun, W., Shunghua, C.** (2010). Performance analysis of R134a and R417a applied to air source heat pump water heaters. *Asia-Pacific Power and Energy Engineering Conference, Chengdu, China*: School of Environment and Architecture.
- [24] **Ljung, L.** (1999). *System Identification: Theory for the User*. Sweden.: Prentice Hall.
- [25] **Akaike, H.** (1974). A new look at the statistical model identification. *IEEE Transactions on Automatic Control*, 199 (1-4), 716-723.
- [26] **Xu, W., Bai, E. W., Cho, M.** (2014). System identification in presence of outliers and random noises: A compressed sensing approach. *Automatica*, 50 (1-2), 2905-2911.
- [27] **Nelles, O.** (2001). *Nonlinear System Identification: From Classical Approaches to Neural Networks and Fuzzy Models*. Germany.: Springer-Verlag Berlin.
- [28] **Beck, J. V., Arnold, K. J.** (1977). *Parameter Estimation in Engineering and Science*. USA.: John Wiley & Sons.
- [29] **Simani, S.** (2001). *Model based fault diagnosis in dynamic systems using identification techniques* (Doctoral dissertation). Retrieved from <http://www.silviosimani.it/thesis.pdf>

- [30] **Wierville, W. W.** (1968). Off-line correlation analysis of non stationary signals. *IEEE Transactions on Computers*, 17 (6), 525-536.
- [31] **Kuo, B. C.** (1949). *Otomatik Kontrol Sistemleri* (Atilla Bir, Çev.). İstanbul : Literatür Yayıncılık.
- [32] **Ogata, K.** (2013). *Sistem Dinamiği* (D. Önengüt ve G. Önengüt, Çev.). İstanbul: Palme Yayıncılık.
- [33] **Coughanowr, R. D.** (1991). *Process Systems Analysis and Control*. USA.: McGraw-Hill.
- [34] **Astrom, K. J., Hagglund, T.** (1995). *PID Controllers: Theory, Design and Tuning*. USA.: Instrumentation Society of America.
- [35] **Phillips, C. L., Nagle, H. T.** (1995). *Digital Control System Analysis and Design*. New Jersey.: Prentice Hall
- [36] **Url-1** < <https://www.epa.gov/energy/greenhouse-gases-equivalencies-calculator-calculations-and-references>>, erişim tarihi 29.09.2017.
- [37] **Lütkepohl, H.** (1985). Comparison of criteria for estimating the order of a vector autoregressive process. *Journal of Timeseries Analysis*, 6 (1), 35-52.
- [38] **Aisa, A., Iqbal, T.** (2016). Modeling and simulation of a solar heating system with thermal storage. *2016 IEEE 7th Annual Information Technology, Electronics and Mobile Communication Conference (IEMCON), Vancouver, BC, 2016*, pp. 1-9.



EKLER

EK A : Program kodları

EK B : R134a soğutucu akışkanın P-h diyagramı ve termodinamik özellikleri

EK C : Sistem tanımlama modülü model özellikleri

EK D : Simülasyon blok diyagramları

EK E : İstatistiksel veriler



EK A

EK A.1 Su Soğutucu Akışkan Isı Transferi

%Soğutucu Akışkandan Suyu Sabit Isı Taşınım Katsayısı%

```
r1=0.021; %Boru iç yarı çapı
r2=0.038; %Boru dış yarı çapı
k=401; %Bakırın ısı iletkenlik katsayısı ( W/mK )
Tsu=10; %Giriş su sıcaklığı ( C derece)
T134a=80; %R134a sıcaklığı ( C derece)
T1=80; %Bakır boru içi sıcaklığı
T2=79.8; %Bakır boru dışı sıcaklık
L=6; %Toplam boru uzunluğu (m)

Q=(2*pi*k*L*(T1-T2)/log(r2/r1))/1000 ; %Enerji (kW)
Aic=2*pi*r1*L; %Boru içi alanı
Asu=2*pi*r2*L; %Su tarafı ısı transfer alanı
%h134a=Q/(Aic*(T134a-T1)); %R134a ısı transferi katsayısı
%hsu=Q/(Asu*(T2-Tsu)); %Su ısı transfer katsayısı
%c=1/(r2/h134a)*r1+(1/hsu)+r2*log(r2/r1)/k;%Toplam ısı transfer
kats.

ksist=Q/(Asu*(T134a-Tsu)); %Sistem ısı transferi katsayısı
c4=ksist*60; %Sabit değer (kj/min.K.m2)c4
```

EK A.2 Sudan Dış Havaya Isı Kaybı

%Sudan Dış Havaya Isı Geçiş Sabit Katsayısı%

```
r1 = 0.038; %Boru iç yarı çapı (m)
r2 = 0.043; %Boru dış yarı çapı (m)
k = 0.19; %PVC Plastik ısıl iletkenliği (W/mK)
Tsu=60; %Giren su sıcaklığı ( C derece)
T=10; %Ortam hava sıcaklığı ( C derece)
L=6 ; %Bakır boru uzunluğu (metre)

Q=(2*pi*k*L*(Tsu-T)/log(r2/r1))/1000;% Enerji akışı (kW)
%Aic=2*3.1416*r1*L boru iç alanı
Asu=2*pi*r2*L; %su tarafı alanı
%hh=Q/(Aic*(Thava-T1)); hava ısı taşınım
%hsu=Q/(Aic*(T2-Tsu)); su ısı taşınım
%c=1/(r2/hh)*r1+(1/hsu)+r2*log(r2/r1)/k; %Toplam ısı transfer kats.

c3=Q/(Asu*(Tsu-T)); %Sistem ısı transferi katsayısı
c3=c3*60
```

EK A.3 Yoğusturucu Su Miktarı

%Yoğusturucu İçindeki Toplam Su Miktarı%

```
L=6; %Yoğusturucu toplam uzunluğu (metre)
d=0.076; %Yoğusturucu çapı (metre)
dso=0.042; %Soğutucu akışkan boru çapı (metre)
Lso=L ; %Soğutucu akışkan boru uzunluğu
p=999.7026;%Su yoğunluğu (kg/m3 @ 10 derece)
```

```

cp_su=4.184 ;%Suyun cp değeri (kj/kgK)
toplaml_v=pi*d^2*L/4 ; %Bakır borular toplam yogusturucu hacmi
vso=pi*dso^2*Lso/4; %Sogutucu akiskan boru hacmi

v_su=toplam_v-vso; %Suyla dolu alan

M_su=p*v_su %Su miktarı (Kg)
m=M_su*cp_su
m_ters=1/m

%Logaritmik Ortalama Sıcaklık Farkı ve Isı Transferi Alanı %

q134a=39.01; %Sogutucu akiskan debisi (kg/saat)
qsu=10; %Su debisi (kg/saat)
c134a=1.03; %Sogutucu akiskan özgül ısısı (kj/kgK)
cp=4.184; %Suyun özgül ısısı (kj/kgK)
ts1=10; %Kondenser su giriş sıcaklığı
k=2200; %kW/m2.oC
t134a2=25; %Sogutucu cikis sicakligi
t134a1=80; %Sogutucu giriş sıcaklığı
th2=ts1+(t134a2-ts1); %Yogusturucudan çıkan sogutucu sıcaklığı
tc2=((q134a*c134a)/(qsu*cp)*(t134a1-th2))+ts1; %Yogusturucudan çıkan
su sıcaklığı
p=(q134a*c134a*((t134a1-th2)/3600)); %Isı akısı (kW)
lmtd=((th2-ts1)-(t134a1-tc2)/log(th2-ts1)/(t134a1-tc2));%Logaritmik
ortalama sıcaklık farkı
A_lm=(p*1000)/(k*lmtd); %Ortalama logaritmik ısı transfer alanı

```

EK A.4 Kompanzator Tasarımı

```

%Kompanzator Tasarımı%

figure(1);
T=1;
numZ=[3.345 0];
denZ=[1 -1.675 0.7062];
[numW, denW]=ztw(numZ,denZ,T); %Sistemin w uzayına dönüştürülmesi
bkz ztw.m
w=logspace(-1,2,100); %w uzayı Bode diyagramı çizdirilmesi
jw=j*w;
H=polyval(numW,jw)./polyval(denW,jw);
genlik=20*log10(abs(H));
radians=angle(H);
faz=unwrap(radians)*180/pi;
subplot(211),semilogx(w,genlik,'b'),grid
title('Magnitude Response W Uzayı');
xlabel('frekans (rad/s)'),ylabel('Genlik dB');
subplot(212),semilogx(w,faz,'b'),grid
title('Phase Response W Uzayı');
xlabel('frekans (rad/s)'),ylabel('Faz derece');

%Kompanzator Hesaplanması a1*w +a0 / b1 w + 1 = a0 (w/(a0/a1) +
1)/(w/(1/b1)+1)

Ww=input('Frekans_w_1=');
Fazmar=input('Faz Marjini(derece)=');
a0=input('Kompanzator DC kazancı a0=');
[K,KdB,Fa]=Gfaz(numW,denW,Ww)%Tek bir frekans için frekans cevabı
(Gfaz.m)

```

```

theta=-180+Fazmar-Fa
theta=theta*pi/180;
a1=(1-a0*K*cos(theta))/(Ww*K*sin(theta))
b1=(cos(theta)-a0*K)/(Ww*sin(theta))

% Seçilen değerlerin aralık kontrolü%

disp('açı G(j frekans_w_1) > -180 + Fazmar');
Fa
-180+Fazmar
disp('kazanç G(j frekans_w_1) > 1/a0');
K
1/a0
disp('cos theta < a0 * kazanç G(j frekans_w_1)');
cos(theta)
a0*K
pause;
figure(2);
sysW=tf(numW,denW); %Kompanzator transfer fonksiyonu
w0=a0/a1;
wp=1/b1;
kompW=tf(a1*[1, w0], b1*[1, wp]);

kapaliW=sysW*kompW;
kapWmin=minreal(kapaliW);
[numW,denW]=tfdata(kapWmin,'v');
[K,KdB,Fa]=Gfaz(numW,denW,Ww);

w=logspace(-1,1,100); %Kapalı çevrim w uzayı Bode diyagramı
jw=j*w;
H=polyval(numW,jw)./polyval(denW,jw);
gen2=20*log10(abs(H));
radians=angle(H);
faz2=unwrap(radians)*180/pi;
subplot(211),semilogx(w,genlik,'k--',w,gen2,'b'),grid
title('Magnitude Response');
xlabel('frekans rad/s'),ylabel('Genlik dB');
subplot(212),semilogx(w,faz,'k--',w,faz2,'b'),grid
title('Phase Response');
xlabel('frekans in rad/s'),ylabel('Faz derece');

%z uzayında kompanzator pole,zero,kazanç değerleri%

disp('ayrık zaman, z-uzayı kompanzatorü Kd(z-z0)/(z-zp)');
Kd=a0*(wp*(w0+2/T))/(w0*(wp+2/T))
z0=(2/T-w0)/(2/T+w0)
zp=(2/T-wp)/(2/T+wp)

```

EK A.5 Frekans Cevabı Hesap Fonksiyonu

```

%Gfaz.m%

function [K,KdB,Fa]=Gfaz(numWw,denWw,Ww)
jWw=j*Ww;
Hw=polyval(numWw,jWw)./polyval(denWw,jWw);
KdB=20*log10(abs(Hw));
K=abs(Hw);
rad=angle(Hw);
Fa=unwrap(rad)*180/pi;

```

EK A.6 -z uzayından -w uzayına geçiş

```
%ztw.m%

function [numw,denw] = ztw(numz,denz,T)
[m,n] = size(numz);
numz=[zeros(m,length(denz)-n) numz];
[A,B,C,D] = tf2ss(numz,denz);
[n,m] = size(A);
I = eye(n);
p = sqrt(T);
Q = I + inv(I + A)*(I - A);
Aw = 2/T*(I - Q);
Bw = 1/p*Q*B;
Cw = 1/p*C*Q;
Dw = D - C*Q*B/2;
[numw,denw] = ss2tf(Aw,Bw,Cw,Dw,1);
%Matris dönüşüm formülleri için : Linear Systems Theory : A
structural Decomposition Approach ; Chen,B.M.,Lin,Z.,Shamash,Y. %
```

EK A.7 PID Tasarımı

```
% -w uzayı Bode diyagramı

figure(1);
T=1;
numZ=[3.345 0];
denZ=[1 -1.675 0.7062];
[numW, denW]=ztw(numZ,denZ,T);
w=logspace(-1,1,100);
jw=j*w;
H=polyval(numW,jw)./polyval(denW,jw);
genlik=20*log10(abs(H));
radians=angle(H);
faz=unwrap(radians)*180/pi;
subplot(211),semilogx(w,genlik,'b'),grid
title('W Uzayı Magnitude Response');
xlabel('Frekans rad/s'),ylabel('Genlik dB');
subplot(212),semilogx(w,faz,'b'),grid
title('W Uzayı Phase Response');
xlabel('Frekans rad/s'),ylabel('Phase derece');

% PID Tasarımı D(w)=Kp + Ki/w + Kd*w

Ww=input('Frekans_w_1=');
Fazmar=input('Pozitif faz marjini ?(degrees)=');
[K,KdB,Fa]=Gfaz(numW,denW,Ww)
theta=-180+Fazmar-Fa
theta=theta*pi/180;
if theta>0
    disp('D>I');
else
    disp('I>D');
end
Kp=cos(theta)/K
type=input('Ki veya Kd ?','s');
notOK=1;
while(notOK)
```

```

if (type=='Ki' | type=='ki')
    Ki=input(' Ki degeri gir =');
    notOK=0;
    Kd=(sin(theta)/K+Ki/Ww)/Ww
else if (type=='Kd' | type=='kd')
    Kd=input(' Kd degeri gir =');
    notOK=0;
    Ki=(Kd*Ww-sin(theta)/K)*Ww
end
end
end

figure(3);
sysW=tf(numW,denW);
pidW=tf([Kd,Kp,Ki],[0,1,0])
kapaliW=sysW*pidW;
kapWmin=minreal(kapaliW);
[numW,denW]=tfdata(kapWmin,'v');

% Sonuç Bode diyagramı

w=logspace(-1,1,100);
jw=j*w;
H=polyval(numW,jw)./polyval(denW,jw);
genlik2=20*log10(abs(H));
radians=angle(H);
faz2=unwrap(radians)*180/pi;
subplot(211),semilogx(w,genlik2,'k--',w,genlik2,'b'),grid
title('Magnitude Response');
xlabel('Frekans rad/s'),ylabel('Genlik dB');
subplot(212),semilogx(w,faz2,'k--',w,faz2,'b'),grid
title('Phase Response');
xlabel('Frekans rad/s'),ylabel('Faz derece');

```

EK A.8 Sıcak Su Kullanım Sinyalleri

%OCAK SUBAT MART ve EKİM KASIM ARALIK ICIN DUS KULLANIM SINYALI%

```

%DUS1.m%
N=1440;
vec=zeros(N,1);
dus1=[540:547];
vec(dus1)=1;
t=[0:1439];
t=transpose(t);
A=[t,vec];

```

%OCAK SUBAT MART ve EKİM KASIM ARALIK ICIN LAVABO KULLANIM SINYALI%

```

%LAVABO1.m%
N=1440;
vec=zeros(N,1);
lav1=[600:602];
lav2=[720:722];
lav3=[930:932];
lav4=[1020:1022];
lav5=[1380:1382];
vec(lav1)=1;
vec(lav2)=1;
vec(lav3)=1;

```

```
vec(lav4)=1;
vec(lav5)=1;
t=[0:1439];
t=transpose(t);
B=[t,vec];
```

```
%OCAK SUBAT MART ve EKIM KASIM ARALIK ICIN ORTAK WC KULLANIM
SINYALI%
```

```
%ORTAK1.m%
N=1440;
vec=zeros(N,1);
ort1=[780:781];
vec(ort1)=1;
t=[0:1439];
t=transpose(t);
C=[t,vec];
```

```
%NISAN MAYIS HAZIRAN TEMMUZ AGUSTOS EYLUL ICIN DUS SINYALI%
```

```
%DUS2.m%
N=1440;
vec=zeros(N,1);
dus1=[540:543];
dus2=[600:603];
dus3=[1325:1328];
dus4=[1336:1339];
vec(dus1)=1;
vec(dus2)=1;
vec(dus3)=1;
vec(dus4)=1;
t=[0:1439];
t=transpose(t);
A=[t,vec];
```

```
%NISAN MAYIS HAZIRAN TEMMUZ AGUSTOS EYLUL ICIN LAVABO KULLANIM
SINYALI%
```

```
%LAVABO2.m%
N=1440;
vec=zeros(N,1);
lav1=[720:722];
lav2=[930:932];
vec(lav1)=1;
vec(lav2)=1;
t=[0:1439];
t=transpose(t);
B=[t,vec];
```

```
%NISAN MAYIS HAZIRAN TEMMUZ AGUSTOS EYLUL ICIN ORTAK WC SINYALI%
```

```
%ORTAK2.m%
N=1440;
vec=zeros(N,1);
ort1=[780:781];
ort2=[732:733];
vec(ort1)=1;
vec(ort2)=1;
t=[0:1439];
t=transpose(t);
C=[t,vec];
```

EK A.9 Depo Isıl Kayıplar

%Depo1%

```
r1=0.3183; %Depo iç yarı çapı
r2=0.3198; %Depo dış yarı çapı
r3=0.3278; %İzolasyonlu yarı çap
k=16;      %Paslanmaz çelik ısıl iletkenlik katsayısı ( W/mK )
Tsu=60;    %Depo içi su sıcaklığı ( C derece)
Thava=22;  %Hava sıcaklığı ( C degrees)
T1=60;     %Depo iç yüzey sıcaklığı
T2=59;     %Depo dış yüzey sıcaklığı
H=2;       %Depo yüksekliği (metre)
A=2*pi*r3*H;
Q=(2*pi*k*H*(T1-T2)/log(r2/r1))/1000 % enerji akışı (kw)
h0=Q/(A*(Tsu-Thava))%Toplam ısı transfer katsayısı
```

%Depo2%

```
r1=0.6366; %Depo iç yarı çapı
r2=0.6381; %Depo dış yarı çapı
r3=0.6461; %İzolasyonlu yarı çap
k=16;      %Paslanmaz çelik ısıl iletkenlik katsayısı ( W/mK )
Tsu=60;    %Depo içi su sıcaklığı ( C derece)
Thava=22;  %Hava sıcaklığı ( C degrees)
T1=60;     %Depo iç yüzey sıcaklığı
T2=59;     %Depo dış yüzey sıcaklığı
H=2;       %Depo yüksekliği (metre)
A=2*pi*r3*H;
Q=(2*pi*k*H*(T1-T2)/log(r2/r1))/1000 % enerji akışı (kw)
h0=Q/(A*(Tsu-Thava))%Toplam ısı transfer katsayısı
```

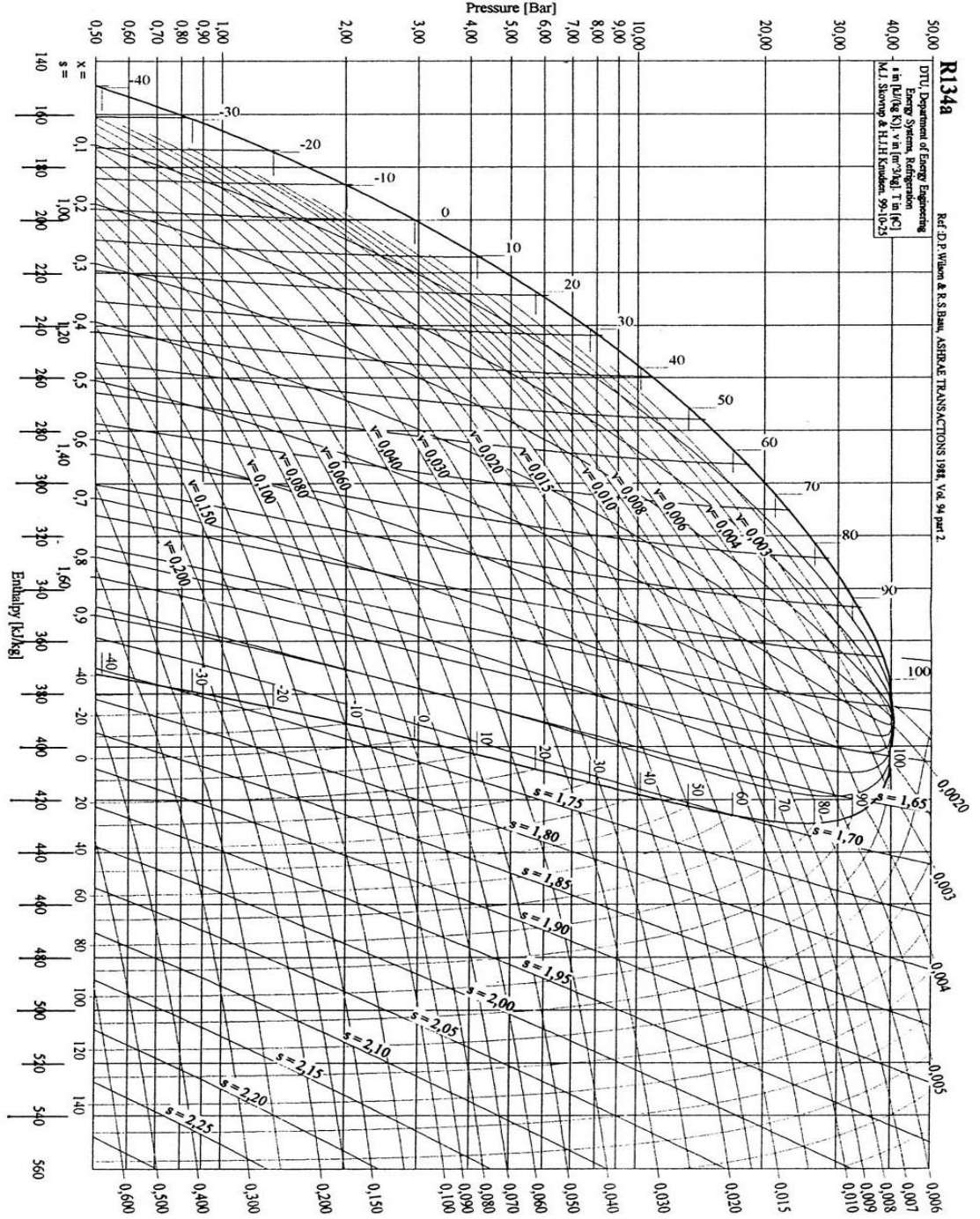
%%%Ortam Sıcaklığılığının Çıkış Suyuna Etkisi%%%

```
r1=0.038;
r2=0.043;
k=0.19;
Tw=60;
Ts=22;
N=10;

tmin=8.4;
tmax=35.9;
Q=(2*pi*k*N*(Tw-Ts)/log(r2/r1))/1000;
Aw=2*pi*r2*N;
k_dist=Q/(Aw*(Tw-Ts));
amb_effectmin=tmin*k_dist;
amb_effectmax=tmax*k_dist;
```

EK B

EK B.1 R134a Soğutucu Akışkanına Ait P-h Diyagramı



Şekil B.1 : R134a P-h diyagramı.

EK B.2 R134a Termodinamik Özellikleri

TABLE 2 (continued)
HFC-134a Superheated Vapor—Constant Pressure Tables

V = Volume in m³/kg H = Enthalpy in kJ/kg S = Entropy in kJ/(kg)(K) v_s = Velocity of Sound in m/sec
Cp = Heat Capacity at Constant Pressure in kJ/(kg)(°C) Cp/Cv = Heat Capacity Ratio (Dimensionless)

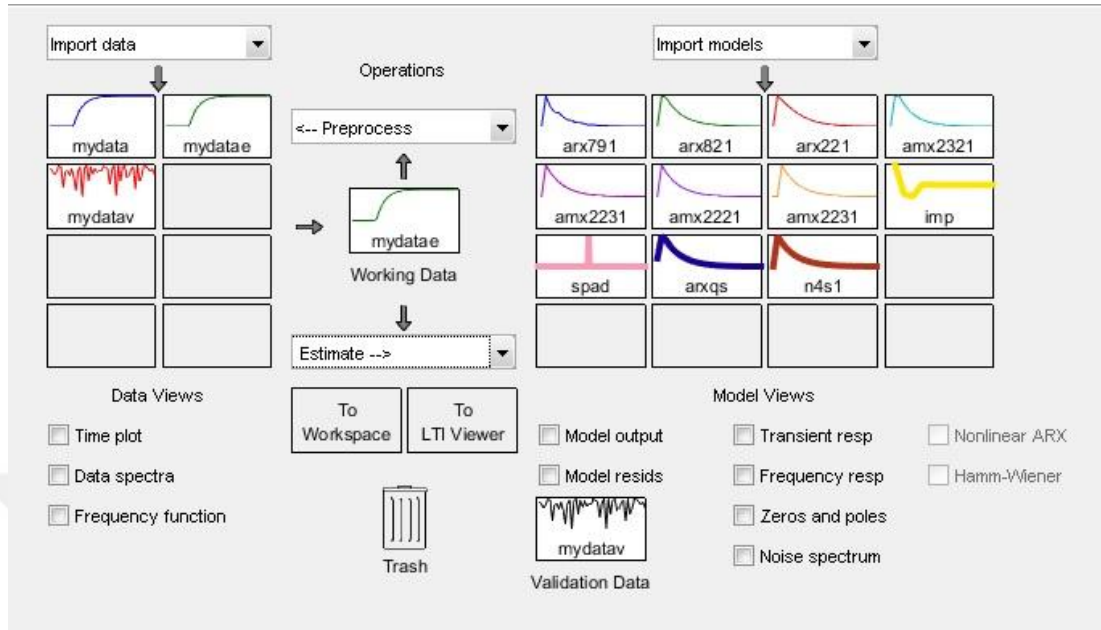
TEMP °C	PRESSURE = 850.00 kPa (abs)						SAT LIQ SAT VAP	PRESSURE = 900.00 kPa (abs)						TEMP °C
	V	H	S	Cp	Cp/Cv	v _s		V	H	S	Cp	Cp/Cv	v _s	
33.44	0.00085	246.9	1.1602	1.4710	1.5836	470.1	0.00086	249.9	1.1699	1.4818	1.5897	460.4	35.49	
33.44	0.02410	416.8	1.7143	1.0720	1.2564	142.4	0.02271	417.7	1.7137	1.0872	1.2646	141.8	35.49	
35	0.02435	418.4	1.7198	1.0663	1.2498	143.3	—	—	—	—	—	—	35	
40	0.02512	423.7	1.7368	1.0510	1.2312	146.0	0.02340	422.6	1.7293	1.0702	1.2453	144.4	40	
45	0.02586	429.0	1.7534	1.0395	1.2157	148.6	0.02412	427.9	1.7462	1.0559	1.2275	147.2	45	
50	0.02658	434.1	1.7695	1.0311	1.2027	151.1	0.02482	433.2	1.7625	1.0452	1.2128	149.7	50	
55	0.02728	439.3	1.7853	1.0250	1.1916	153.4	0.02550	438.4	1.7785	1.0373	1.2003	152.2	55	
60	0.02796	444.4	1.8008	1.0208	1.1820	155.6	0.02616	443.5	1.7942	1.0316	1.1896	154.5	60	
65	0.02862	449.5	1.8159	1.0181	1.1737	157.8	0.02680	448.7	1.8095	1.0278	1.1803	156.7	65	
70	0.02927	454.6	1.8309	1.0167	1.1663	159.8	0.02743	453.8	1.8246	1.0253	1.1722	158.8	70	
75	0.02991	459.7	1.8456	1.0164	1.1598	161.8	0.02803	458.9	1.8394	1.0242	1.1650	160.8	75	
80	0.03053	464.7	1.8601	1.0170	1.1539	163.7	0.02864	464.1	1.8540	1.0240	1.1586	162.8	80	
85	0.03115	469.8	1.8744	1.0184	1.1487	165.5	0.02923	469.2	1.8684	1.0247	1.1529	164.7	85	
90	0.03176	474.9	1.8885	1.0204	1.1439	167.3	0.02981	474.3	1.8826	1.0261	1.1478	166.5	90	
95	0.03236	480.0	1.9025	1.0229	1.1396	169.1	0.03039	479.4	1.8967	1.0282	1.1431	168.3	95	
100	0.03295	485.1	1.9163	1.0259	1.1357	170.8	0.03096	484.6	1.9106	1.0308	1.1389	170.1	100	
105	0.03353	490.3	1.9300	1.0293	1.1321	172.4	0.03151	489.8	1.9243	1.0338	1.1351	171.7	105	
110	0.03412	495.4	1.9435	1.0331	1.1288	174.1	0.03207	494.9	1.9379	1.0373	1.1315	173.4	110	
115	0.03469	500.6	1.9569	1.0372	1.1257	175.6	0.03262	500.1	1.9514	1.0410	1.1282	175.0	115	
120	0.03526	505.8	1.9703	1.0415	1.1229	177.2	0.03316	505.3	1.9647	1.0451	1.1252	176.6	120	
125	0.03582	511.0	1.9834	1.0461	1.1202	178.7	0.03370	510.6	1.9779	1.0494	1.1224	178.2	125	
130	0.03639	516.3	1.9965	1.0509	1.1178	180.2	0.03423	515.8	1.9911	1.0540	1.1198	179.7	130	
135	0.03695	521.5	2.0095	1.0558	1.1155	181.7	0.03477	521.1	2.0041	1.0587	1.1174	181.2	135	
140	0.03750	526.8	2.0224	1.0609	1.1133	183.1	0.03530	526.4	2.0170	1.0636	1.1151	182.7	140	
145	0.03805	532.2	2.0352	1.0661	1.1113	184.6	0.03582	531.8	2.0298	1.0687	1.1130	184.1	145	
150	0.03860	537.5	2.0479	1.0714	1.1094	186.0	0.03634	537.1	2.0426	1.0738	1.1110	185.5	150	
155	0.03914	542.9	2.0605	1.0768	1.1076	187.4	0.03686	542.5	2.0552	1.0791	1.1091	186.9	155	
160	0.03969	548.3	2.0731	1.0823	1.1059	188.7	0.03737	547.9	2.0678	1.0844	1.1073	188.3	160	
165	0.04023	553.7	2.0855	1.0878	1.1043	190.1	0.03789	553.3	2.0803	1.0898	1.1056	189.7	165	
170	0.04076	559.1	2.0979	1.0934	1.1028	191.4	0.03840	558.8	2.0927	1.0953	1.1040	191.0	170	
175	0.04130	564.6	2.1102	1.0990	1.1013	192.7	0.03890	564.3	2.1050	1.1009	1.1025	192.3	175	
180	0.04183	570.1	2.1224	1.1047	1.0999	194.0	0.03941	569.8	2.1172	1.1064	1.1011	193.6	180	
185	0.04236	575.7	2.1346	1.1104	1.0986	195.3	0.03992	575.4	2.1294	1.1120	1.0997	194.9	185	
190	—	—	—	—	—	—	0.04042	580.9	2.1415	1.1177	1.0984	196.2	190	

TEMP °C	PRESSURE = 950.00 kPa (abs)						SAT LIQ SAT VAP	PRESSURE = 1000.00 kPa (abs)						TEMP °C
	V	H	S	Cp	Cp/Cv	v _s		V	H	S	Cp	Cp/Cv	v _s	
37.46	0.00086	252.8	1.1792	1.4926	1.5960	451.1	0.00087	255.6	1.1881	1.5035	1.6025	442.1	39.35	
37.46	0.02147	418.6	1.7130	1.1024	1.2730	141.2	0.02034	419.5	1.7124	1.1177	1.2817	140.6	39.35	
40	0.02184	421.4	1.7220	1.0913	1.2609	142.8	0.02044	420.2	1.7147	1.1144	1.2782	141.0	40	
45	0.02256	426.8	1.7391	1.0736	1.2404	145.7	0.02114	425.7	1.7322	1.0928	1.2546	144.1	45	
50	0.02324	432.2	1.7558	1.0604	1.2236	148.3	0.02181	431.2	1.7491	1.0766	1.2354	146.9	50	
55	0.02390	437.4	1.7720	1.0504	1.2095	150.9	0.02246	436.5	1.7655	1.0644	1.2195	149.6	55	
60	0.02454	442.7	1.7878	1.0431	1.1976	153.3	0.02308	441.8	1.7816	1.0552	1.2061	152.1	60	
65	0.02516	447.9	1.8033	1.0379	1.1873	155.6	0.02368	447.1	1.7972	1.0485	1.1947	154.4	65	
70	0.02577	453.1	1.8185	1.0344	1.1783	157.8	0.02427	452.3	1.8126	1.0438	1.1848	156.7	70	
75	0.02636	458.2	1.8334	1.0323	1.1705	159.9	0.02485	457.5	1.8277	1.0406	1.1762	158.9	75	
80	0.02694	463.4	1.8481	1.0313	1.1635	161.9	0.02541	462.7	1.8425	1.0388	1.1687	160.9	80	
85	0.02751	468.5	1.8626	1.0313	1.1573	163.8	0.02596	467.9	1.8571	1.0381	1.1619	162.9	85	
90	0.02807	473.7	1.8769	1.0321	1.1518	165.7	0.02650	473.1	1.8715	1.0383	1.1559	164.9	90	
95	0.02862	478.9	1.8911	1.0337	1.1468	167.5	0.02703	478.3	1.8857	1.0393	1.1506	166.8	95	
100	0.02917	484.0	1.9050	1.0358	1.1422	169.3	0.02756	483.5	1.8997	1.0409	1.1457	168.6	100	
105	0.02971	489.2	1.9188	1.0384	1.1381	171.1	0.02807	488.7	1.9136	1.0432	1.1413	170.4	105	
110	0.03023	494.4	1.9325	1.0415	1.1343	172.7	0.02859	493.9	1.9273	1.0459	1.1372	172.1	110	
115	0.03076	499.6	1.9460	1.0450	1.1309	174.4	0.02909	499.1	1.9409	1.0490	1.1335	173.8	115	
120	0.03128	504.9	1.9594	1.0488	1.1277	176.0	0.02959	504.4	1.9543	1.0525	1.1301	175.4	120	
125	0.03180	510.1	1.9727	1.0528	1.1247	177.6	0.03008	509.7	1.9676	1.0563	1.1270	177.0	125	
130	0.03231	515.4	1.9858	1.0572	1.1219	179.1	0.03058	515.0	1.9809	1.0604	1.1241	178.6	130	
135	0.03282	520.7	1.9989	1.0617	1.1194	180.7	0.03106	520.3	1.9940	1.0647	1.1214	180.1	135	
140	0.03333	526.0	2.0119	1.0664	1.1170	182.2	0.03155	525.6	2.0070	1.0692	1.1189	181.7	140	
145	0.03383	531.4	2.0247	1.0713	1.1147	183.6	0.03203	531.0	2.0198	1.0739	1.1165	183.1	145	
150	0.03432	536.7	2.0375	1.0763	1.1126	185.1	0.03250	536.3	2.0326	1.0787	1.1143	184.6	150	
155	0.03482	542.1	2.0502	1.0814	1.1107	186.5	0.03298	541.8	2.0453	1.0837	1.1122	186.0	155	
160	0.03531	547.5	2.0628	1.0866	1.1088	187.9	0.03345	547.2	2.0579	1.0888	1.1103	187.5	160	
165	0.03580	553.0	2.0753	1.0919	1.1070	189.3	0.03392	552.6	2.0705	1.0940	1.1084	188.9	165	
170	0.03629	558.5	2.0877	1.0973	1.1054	190.6	0.03438	558.1	2.0829	1.0993	1.1067	190.2	170	
175	0.03677	564.0	2.1000	1.1027	1.1038	192.0	0.03485	563.6	2.0953	1.1046	1.1050	191.6	175	
180	0.03725	569.5	2.1123	1.1082	1.1023	193.3	0.03531	569.2	2.1076	1.1100	1.1035	192.9	180	
185	0.03774	575.0	2.1245	1.1137	1.1009	194.6	0.03577	574.7	2.1198	1.1154	1.1020	194.2	185	
190	0.03821	580.6	2.1366	1.1193	1.0995	195.9	0.03623	580.3	2.1319	1.1209	1.1006	195.6	190	

Şekil B.2 : R134a termodinamik özellikleri.

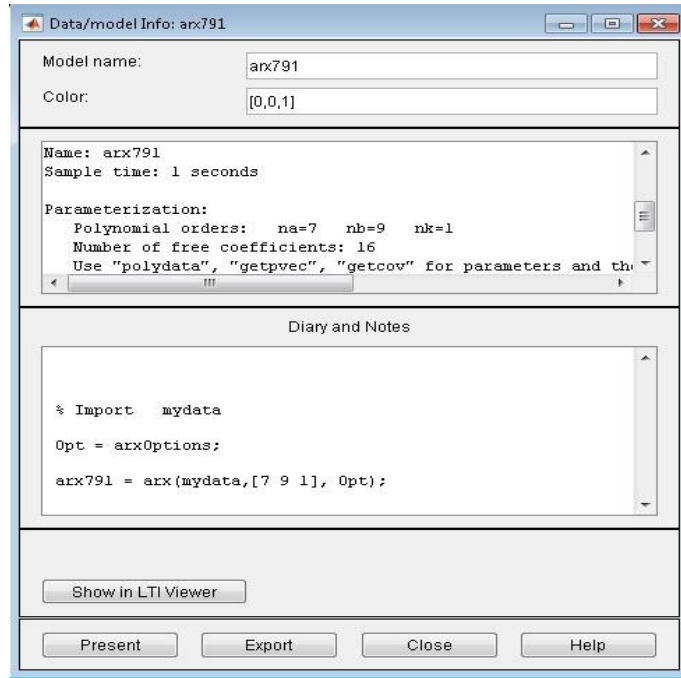
EK C

EK C.1 Sistem Tanımlama Modülü



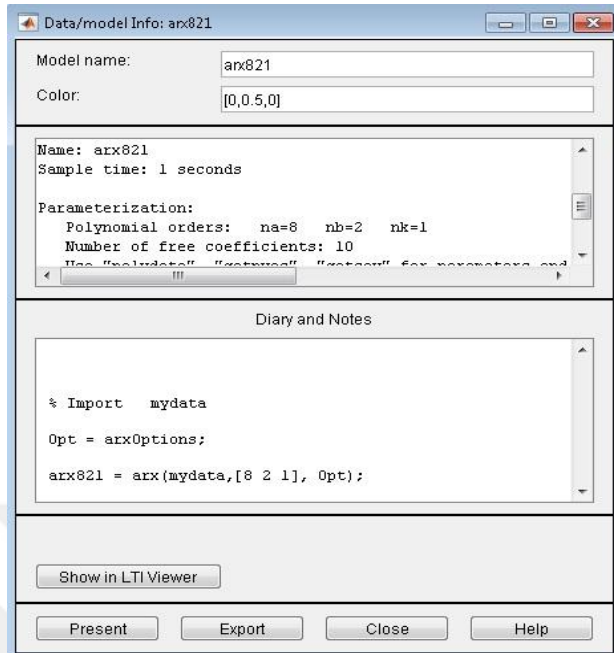
Şekil C.1 : Sistem tanımlama modülü.

EK C.2 ARX791 Model Özellikleri



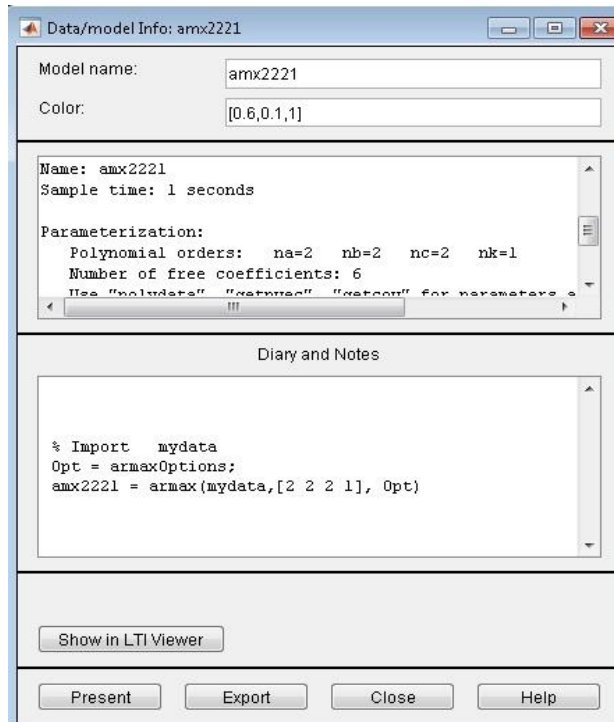
Şekil C.2 : ARX791 model özellikleri.

EK C.3 ARX821 Özellikleri



Şekil C.3 : ARX821 model özellikleri

EK C.4 ARX221 Özellikleri



Şekil C.4 : ARX221 model özellikleri.

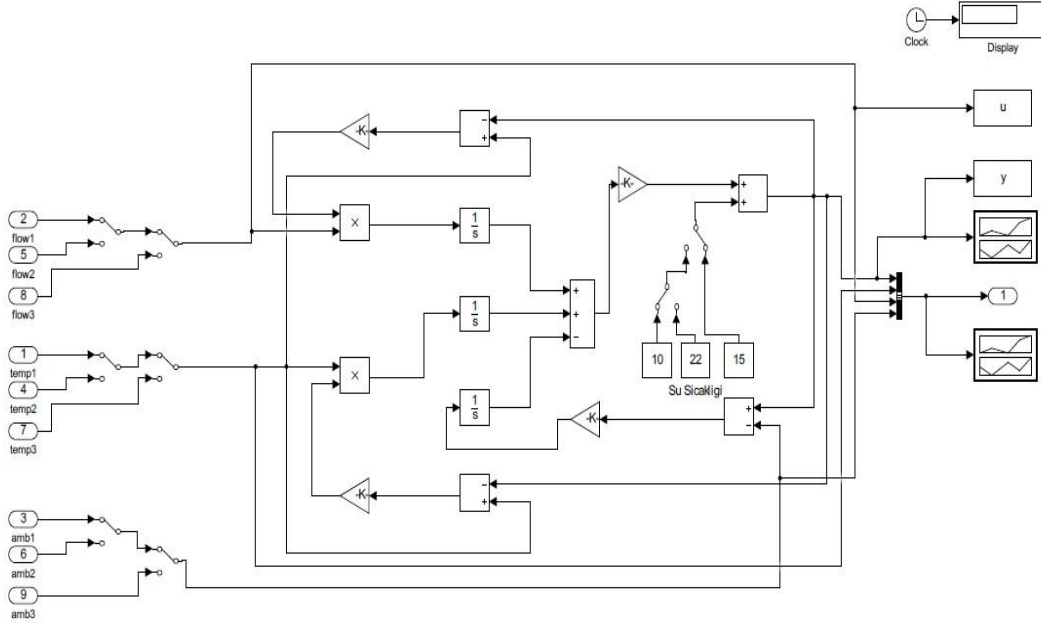
EK C.5 ARMAX2231 Özellikleri



Şekil C.5 : ARMAX 2231 model özellikleri.

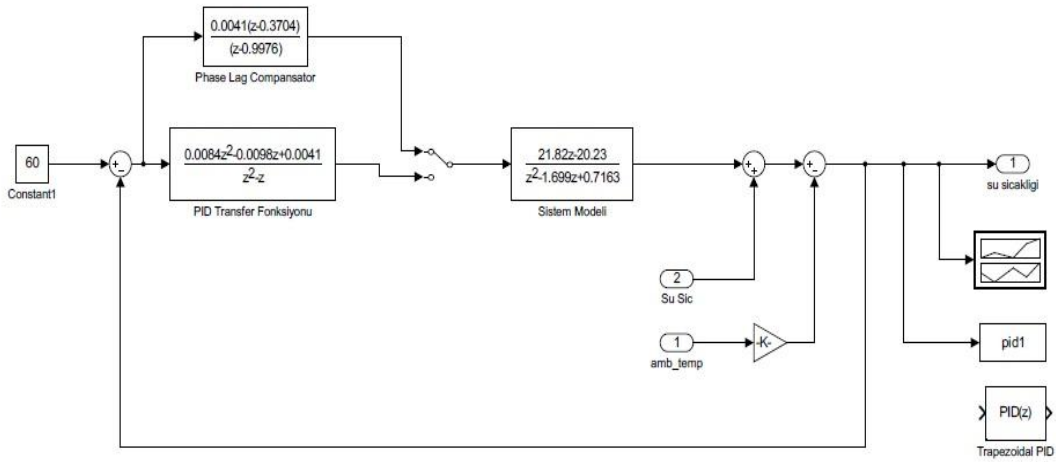
EK D

EK D.1 Sistem Simülasyonu Blok Diyagramı



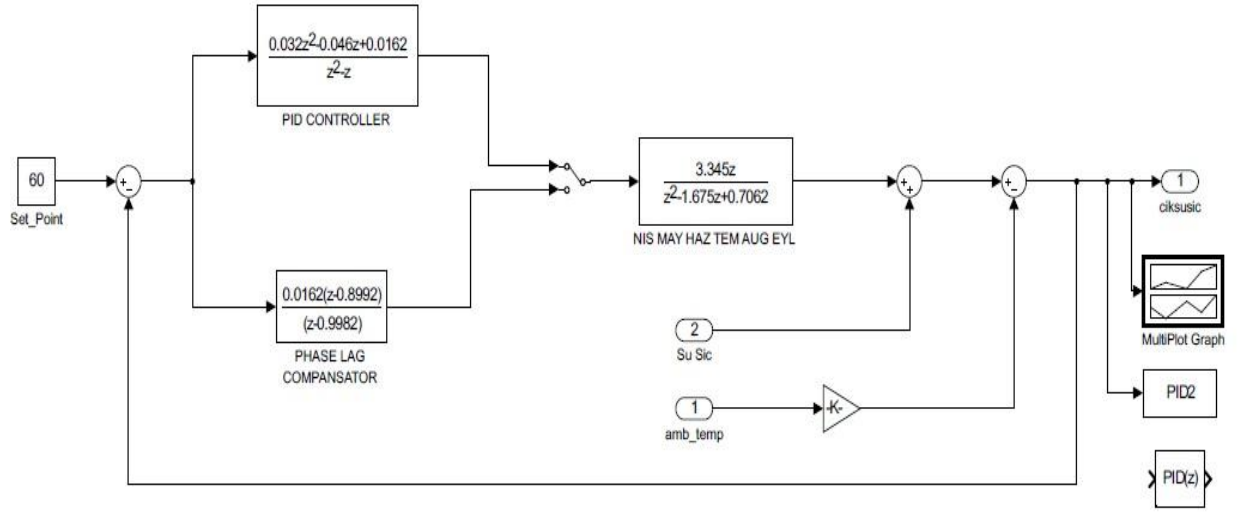
Şekil D.1 : Sistem simülasyonu blok diyagramı

EK D.2 Birinci ve Üçüncü Sezon Kontrolörleri Blok Diyagramı



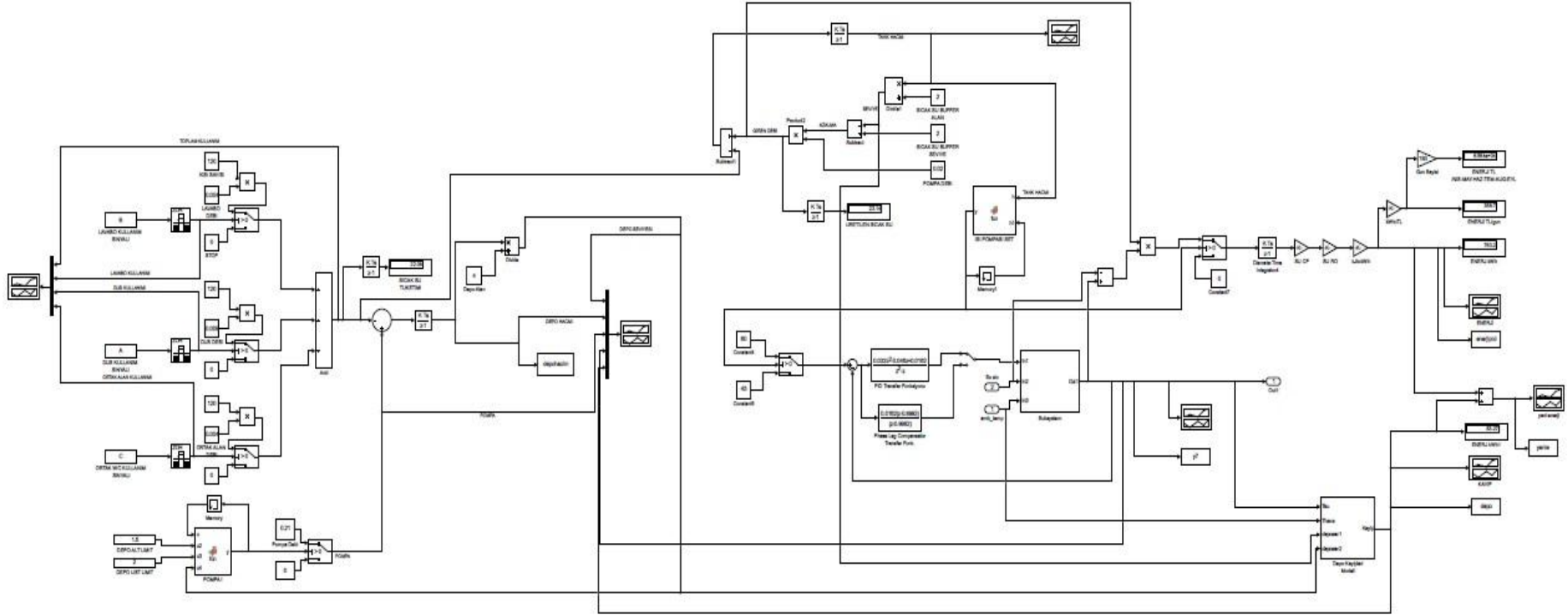
Şekil D.2 : Birinci ve üçüncü sezon kontrol sistemi blok diyagramı.

EK D.3 İkinci Sezon Kontrolörleri Blok Diyagramı



Şekil D.3 : İkinci sezon kontrol sistemi blok diyagramı.

EK D.5 Kontrolörlü Sistem Sıcak Su Tüketim Simülasyonu Blok Diyagramı



Şekil D.5 : PID kontrollü sistem günlük sıcak su tüketimi.

EK E**EK E.1 2014 2016 Yılları Arası Ortalama Günlük Sıcak Su Kullanım Miktarı****Çizelge E.1 : 2014 2016 yılları arası günlük ortalama sıcak su tüketimi (m³).**

Gün	Ocak	Şubat	Mart	Nisan	Mayıs	Haziran	Temmuz	Ağustos	Eylül	Ekim	Kasım	Aralık
1	6	4	3	7	7	13	14	23	15	8	7	4
2	2	4	8	3	11	15	16	21	10	4	7	3
3	0	5	5	5	11	20	28	22	29	5	3	5
4	4	5	9	5	18	20	34	23	14	6	5	7
5	3	5	8	5	15	22	39	24	14	5	3	3
6	2	10	5	6	21	26	38	26	14	7	5	5
7	10	8	5	7	14	21	43	31	14	6	4	3
8	5	7	10	5	10	27	39	35	16	6	2	1
9	2	6	8	5	11	16	33	34	19	4	2	4
10	3	5	9	6	18	19	36	33	20	6	3	7
11	5	6	11	7	22	26	23	22	24	5	3	7
12	8	7	0	5	25	27	30	25	24	4	5	10
13	5	3	6	4	19	27	29	21	17	3	3	8
14	5	5	3	6	21	33	25	22	34	5	5	5
15	5	4	4	6	19	25	24	24	28	4	3	14
16	5	5	4	5	29	35	22	21	23	3	6	3
17	3	7	3	4	20	23	29	17	19	2	2	3
18	3.75	5	5	10	22	28	27	18	18	4	3	4
19	5.5	3	3	5	17	22	33	23	17	4	3	3
20	4	4	2	7	28	25	32	21	9	4	4	4
21	4	4	5	5	28	30	30	30	12	3	5	3

Çizelge E.1 (devam) : 2014 2016 yılları arası ortalama sıcak su tüketimi (m³).

Gün	Ocak	Şubat	Mart	Nisan	Mayıs	Haziran	Temmuz	Ağustos	Eylül	Ekim	Kasım	Aralık
22	5	5	5	7	23	28	34	31	13	2	1	7
23	3	6	5	6	14	29	25	29	16	4	5	6
24	3	5	9	7	13	37	28	33	14	3	0	8
25	2	3	10	7	13	27	26	34	11	4	8	0
26	4	1	10	7	16	26	32	30	12	4	1	0
27	4	3	3	7	25	27	36	28	10	3	1	0
28	0	7	5	7	27	29	33	27	9	5	4	3
29	10	2	4	6	41	25	32	20	7	5	4	3
30	2	0	4	7	22	36	30	18	9	0	4	3
31	3	0	3	0	15	0	38	18	0	7	0	3

EK E.2 2014 2016 Yılları Arası Saatlik Ortalama Dış Hava Sıcaklığı

Çizelge E.2 : 2014 2016 yılları arası saatlik hava sıcaklığı (°C).

Saat	Ocak	Şubat	Mart	Nisan	Mayıs	Haziran	Temmuz	Ağustos	Eylül	Ekim	Kasım	Aralık
0	10.7	12.3	13.3	16.3	19.9	24.3	27.2	27.1	24.2	19.7	15.8	9.7
1	10.5	12.1	13.2	16	19.3	23.9	26.5	26.7	23.8	19.5	15.7	9.5
2	10.4	12.1	12.9	15.6	18.9	23.5	26	26.3	23.5	19.2	15.5	9.4
3	10	11.8	12.6	15.1	18.6	22.8	25.6	25.8	23.4	19.2	15.5	9.4
4	10	11.9	12.7	14.9	18.1	22.7	25.2	25.6	23.1	19	15.4	9.2
5	10	11.8	12.5	14.6	17.8	22.3	25	25.4	22.9	18.9	15.1	9.1
6	10	11.6	12.4	14.4	17.8	22.1	24.8	25.2	22.8	18.8	15.2	9
7	9.9	11.5	12.3	14.4	17.9	22.5	25	25.3	22.6	18.6	14.9	8.9

Çizelge E.2 (devam) : 2014 2016 yılları arası saatlik hava sıcaklığı (°C).

Saat	Ocak	Şubat	Mart	Nisan	Mayıs	Haziran	Temmuz	Ağustos	Eylül	Ekim	Kasım	Aralık
8	9.8	11.3	12.3	15.8	20.3	25.	27.1	27.3	23.6	18.9	14.9	8.8
9	9.8	11.5	12.6	17.6	21.3	25.9	28.6	29.6	25.9	20.4	16.1	9
10	10.4	12	13.4	18.8	22.2	26.9	29.7	31.1	27.6	23.2	18.6	11.5
11	11.2	12.9	14.6	19.8	22.8	27.8	31	32.1	28.5	24.3	20.1	13.4
12	12.3	14.2	15.9	20.6	23.7	28.7	32	33.1	29.4	25.2	20.8	14.6
13	13.3	15.1	16.6	21.1	24.2	29.9	32.9	33.9	30.1	26	21.3	15.3
14	13.8	15.7	17.1	21.8	24.8	30.4	34.1	35	30.8	26.5	21.6	15.7
15	14.2	16.1	17.4	22.2	25.1	30.7	34.6	35.5	31.2	26.7	21.8	15.8
16	14.3	16.1	17.2	22.1	25.1	30.8	34.7	35.7	31.2	26.5	21.6	15.6
17	14	16.1	17.4	22.1	25.1	30.5	34.6	35.6	30.7	25.7	20.7	14.9
18	13.3	15.7	17.2	21.3	24.3	29.9	33.8	34.5	29.6	23.9	18.5	12.1
19	12.6	14.9	16.4	19.8	23.4	28.6	32.4	32.6	27.6	21.9	17.4	11.1
20	11.7	14.1	15.5	18.2	22.1	27.1	30.4	29.9	26.1	21.2	17	10.7
21	11.1	13.3	14.6	17.5	21.2	26	29.2	28.9	25.5	20.8	16.6	10.3
22	10.9	12.8	14	17.1	20.5	25.6	28.6	28.2	25	20.3	16.2	10.1
23	10.8	12.5	13.7	16.6	19.9	24.9	27.9	27.6	24.6	20	15.8	9.9

ÖZGEÇMİŞ



Ad-Soyad : Oğuzhan Oruç
Doğum Tarihi ve Yeri : 02.09.1980 Ankara
E-posta : oguzhan.oruc@gmail.com

ÖĞRENİM DURUMU:

- **Lisans** : 2005,İTÜ,Makina Mühendisliği Fak., Makina Müh.
- **Yükseklisans** : 2017,İTÜ,Makina Mühendisliği, Sistem Dinamiği ve Kontrol

MESLEKİ DENEYİM VE ÖDÜLLER:

- 2006-2007 Şişecam'da Proje Mühendisi olarak çalıştı.
- 2007-2012 Ford Otosan'da Mekanik Bakım Mühendisi olarak çalıştı.
- 2012-2016 yılları arasında Kempinski Hotel Bodrum'da Teknik Müdür olarak çalıştı.