T.C.
MANİSA CELAL BAYAR ÜNİVERSİTESİ
LİSANSÜSTÜ EĞİTİM ENSTİTÜSÜ

YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI
TERMODİNAMİK PROGRAMI

GAZ YAKITLI KOMBİ CİHAZLARININ MATEMATİKSEL MODELLEMESİ

Çoruh AYDIN

Danışman
Doç. Dr. Anıl BAŞARAN

MANİSA–2025

ÇORUH

AYDIN

GAZ YAKITLI KOMBİ CİHAZLARININ MATEMATİKSEL MODELLEMESİ

2025

TAAHHÜTNAME

Bu tezin Manisa Celal Bayar Üniversitesi Lisansüstü Eğitim Enstitüsü Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalında akademik ve etik kurallara uygun olarak yazıldığını ve kullanılan tüm literatür bilgilerinin referans gösterilerek tezde yer aldığını, tamamen kendi çalışmam olduğunu, her alıntıya kaynak gösterdiğimi, tezin yazımında akademik ve etik kurallara aykırı herhangi bir yapay zekâ ve program kullanmadığımı beyan ederim.

Çoruh AYDIN

ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

Çoruh AYDIN
Manisa Celal Bayar Üniversitesi
Lisansüstü Eğitim Enstitüsü
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Doç. Dr. Anıl BAŞARAN

Teknolojinin ve hükümetlerin zorlu talepleri, su ısıtma sektörünü sürekli olarak şekillendirmektedir; bu da yeni yüksek verimli kombiler içeren geniş bir ürün portföyünün ortaya çıkmasına neden olmaktadır. Bu çalışmada hem merkezi ısıtma hem de kullanım sıcak suyu ısıtması için kullanılan çift fonksiyonlu ısıtma cihazlarının matematiksel modellemesi hem kararlı durum (steady-state), hem de kararsız durum (transient) için yapılmıştır. Kararlı durum analizlerinde LMTD ve e-NTU teknikleri kullanılmış, farklı Nusselt sayısı korelasyonlarının modele olan etkileri araştırılmıştır. Kararsız durum analizlerinde ise sistemin ısı transferi davranışını modelleyen 5 farklı kısmi diferansiyel denklem sonlu farklar metoduyla ayrıklaştırılarak çözülmüş, sonuçlar MATLAB programı ile hazırlanan bir arayüz aracılığıyla izlenmiştir. Bu matematiksel model fiziksel kombi sisteminin iki farklı dijital ikizinin oluşturulmasını sağlamıştır. Ayrıca çalışmada modele Oransal İntegral Türevsel Denetleyici (Proportional Integrative Derivative, PID) ve Model Öngörülü Kontrol (Model Predictive Control, MPC) olmak üzere iki farklı kontrol algoritması entegre edilmiş, bu algoritmalar optimize edilerek performansları karşılaştırılmıştır. Geliştirilen matematiksel model deneysel olarak doğrulanmıştır. Doğrulama çalışması sonucunda toplam ısı transferi sapması kararlı durum için %1.64, kararsız durum için %0.7 olarak hesaplanmıştır.

Anahtar Kelimeler: Kombi, Isı transferi, Matematiksel modelleme, Nusselt sayısı korelasyonları, Kontrol mühendisliği, PID, MPC

2025, 136 sayfa

ABSTRACT

M.Sc. Thesis

Çoruh Aydın

Manisa Celal Bayar University
Graduate School of Education
Department of Mechanical Engineering

Supervisor: Assoc. Prof. Dr. Anıl BAŞARAN

The demanding demands of technology and governments are constantly shaping the water heating sector, resulting in a broad product portfolio of new, high-efficiency combi boilers. In this study, mathematical modeling of dual-function heating devices used for both central heating and domestic hot water heating was performed for both steady-state and transient conditions. LMTD and e-NTU techniques were used in the steady-state analyses, and the effects of different Nusselt number correlations on the model were investigated. In the transient analyses, five different partial differential equations modeling the heat transfer behavior of the system were discretized and solved using the finite differences method. The results were monitored through an interface developed in MATLAB. This mathematical model enabled the creation of two different digital twins of the physical combi boiler system. Furthermore, two different control algorithms, Proportional Integrative Derivative Control and Model Predictive Control, were integrated into the model, and these algorithms were optimized, and their performances were compared. The developed mathematical model was validated experimentally. As a result of the validation study, the total heat transfer deviation was calculated as 1.64% for the steady state and 0.7% for the unsteady state.

Keywords: Combi boiler, Heat transfer, Mathematical modeling, Nusselt number correlations, Control engineering, PID, MPC

2025, 136 pages

ÖNSÖZ VE TEŞEKKÜR

Bu çalışma, günümüz teknolojilerinin en önemli çalışma alanlarından birisi olan dijital ikiz teknolojisine derinlemesine ışık tutmaktadır. Gerçek hayatta var olan fiziksel bir sistemin tamamıyla matematiksel denklemler kullanılarak ifade edilmesini, sanal ortamda çalıştırılabilmesini ve sonuçların elde edilmesini sağlamak hedeflenmiştir. Yeni teknolojilerin öneminin giderek arttığı gelişen Dünya literatürüne böyle bir çalışmanın eklenmesi oldukça önem arz etmektedir.

Çalışmada sadece matematiksel modelleme sınırlarına takılı kalınmamış, ayrıca kontrol mühendisliği teknolojileri de kullanılmıştır. Bu şekilde bakıldığında çalışma birden fazla mühendislik disiplinini içeren, çok disiplinli bir mühendislik projesi olarak değerlendirilmelidir.

Bu çalışmamı mümkün kılan Bosch Termoteknik Manisa Fabrikası Ar-Ge Departmanı yetkililerine, değerli danışmanım Doç. Dr. Anıl Başaran'a, maddi ve manevi desteklerini asla üzerimden çekmeyen, eğitimimin her anıyla yakından ilgilenen ve bu günlere gelmemi sağlayan kıymetli aileme teşekkürü borç bilirim.

Son olarak umutsuzluğa kapıldığım her anda sonsuz desteği ve sevgisiyle çalışmama eşlik eden nişanlım Aylin Duba'ya teşekkürlerimi iletirim.

Çoruh AYDIN
Manisa, 2025

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

$\mathbf{Q_c}$	EN-15502'ye göre düzeltilmiş ısıl girdi [kW]
$\dot{\boldsymbol{Q}}$	Isı transferi miktarı [kW]
$\boldsymbol{h}$	Isıl Taşınım Katsayısı [W/m^2.K]
$\boldsymbol{k}$	Isıl iletkenlik [W/m.K]
$\boldsymbol{R}$	Termal direnç [K/W]
U	Toplam ısı transferi katsayısı [W/m^2.K]
$\dot{\boldsymbol{V}}$	Hacimsel debi [m^3/s]
$\dot{\mathbf{m}}$	Kütlesel debi [kg/s]
$\boldsymbol{v}$	Hız [m/s]
$\mathbf{H_i}$	Net ısıl değer [Mj/m^3]
T	Sıcaklık [^{o}C]
$\Delta\boldsymbol{T}$	Sıcaklık farkı [-]
$\boldsymbol{\rho}$	Yoğunluk [kg/m^3]
d	Bağıl yoğunluk [-]
D (Geometrik)	Çap [m]
P	Basınç [Pa]
m	Kütle [kg]
A	Alan [m^2]
$\boldsymbol{\eta_u}$	Faydalı verim [%]
Dp	Isı kaybı [kJ]
p	Islak çevre [m]
H	Entalpi [J]
$\mathbf{c_p}$	Özgül Isı [J/g.K]
$\boldsymbol{\mu}$	Dinamik viskozite [Pa.s]
$\boldsymbol{h^o}$	Standart oluşum entalpisi [kJ/mol]
C	Isıl kapasite [J/K]
$\mathbf{C^*}$	Isıl kapasite oranı [-]
$\boldsymbol{\varepsilon}$	Epsilon (Isı değiştirici efektifliği) [%]
L	Uzunluk [m]
$\Delta\mathbf{x}$	Kalınlık [m]
Nu	Nusselt sayısı [-]

Re	Reynolds sayısı [-]
Pr	Prandtl Sayısı [-]
M	Molar kütle [g/mol]
n	Mol sayısı [-]
$\dot{n}$	Molar debi [mol/s]
ϕ	Eşitlik oranı [-]
λ	Hava gaz oranı ($1/\phi$) [-]
f	Sürtünme katsayısı
s	Eşanjör yüksekliği [m]
z	Eşanjörün helisel boruları içerisinde suyun takip ettiği yol [m]
e(t)	Hata sinyali
u(t)	Kontrol parametresi
r(t)	Amaç (setpoint)
y(t)	Anlık çıktı
β **(kontrol)**	Beta - hedef nokta ağırlık katsayısı
J	Amaç fonksiyonu
W	Ağırlıklandırma katsayısı
Np	Öngörü ufku
Nu	Kontrol ufku
HHV	Higher Heating Value
LHV	Lower Heating Value
CH	Central Heating
DCW	Domestic Cold Water
DHW	Domestic Hot Water
NTU	Number of Transfer Units
AFR	Air Fuel Ratio
NO_X	Yanma sonucu havada bulunan azot sebebiyle oluşan istenmeyen atık gazlar
PID	Proportional Integrative Derivative
P	Proportional
PI	Proportional Integrative
PD	Proportional Derivative

Kp	PID kontrolü için oransal kazanç
Ki	PID kontrolü için integral kazancı
Kd	PID kontrolü için türevsel kazanç
MPC	Model Predictive Control
OF	Open Flue
RSF	Room Sealed Flue
PWM	Pulse-Width Modulation

Alt İndisler

c	Soğuk
h	Sıcak
s	Yüzey
d	Duvar
∞	Çevre
h1	Sıcak akışkan giriş
h2	Sıcak akışkan çıkış
c1	Soğuk akışkan giriş
c2	Soğuk akışkan çıkış
ad	Adyabatik
g	Gaz
bg	Baca gazı
k	Karakteristik
r	Referans
conv	Convection
min	Minimum
max	Maksimum
cond	Conduction
lm	Logaritmik
ka	Kesit alanı
sb	Sıcak bölge
yb	Yoğuşma bölgesi
CH	CH suyu

CH1	Ana eşanjör içerisindeki CH suyu
CH2	Plakalı eşanjör içerisindeki CH suyu
os	Overshoot (aşım)
set	Settling time (oturma zamanı)
err	Error (hata)
itae	Zamana bağlı mutlak hata integrali

ŞEKİLLER DİZİNİ

Şekil 1: Seçili ülkelerde yakıt kaynağına göre konut ısıtma enerjisi tüketiminin oranı, 2020 2
Şekil 2: Evlerde nihai enerji tüketimi AB, 2022 3
Şekil 3: Türkiye'de kullanım amacına göre toplam nihai enerji tüketimi, 2022 3
Şekil 4: RSF kombi cihazları için tasarlanmış çift cidarlı kombi bacası. (Baca Tipleri ve Özellikleri, 2016) 9
Şekil 5: Konvansiyonel kombi ısı eşanjörü çalışma prensibi (What Is the Difference Between Conventional and Condensing Boilers?, 2024) 10
Şekil 6: Lamelli eşanjör 10
Şekil 7: Yoğuşmalı kombi çalışma prensibi (What Is the Difference Between Conventional and Condensing Boilers?, 2024) 11
Şekil 8: Yoğuşmalı kombi cihazlarında dönüş suyu sıcaklığına göre verim değişimi grafiği 12
Şekil 9: Konvansiyonel eşanjörlerde kullanılan atmosferik brülör tasarımı 12
Şekil 10: Ön karışım (premix) teknolojisine sahip bir brülör ve üfleyici fan 13
Şekil 11: Ön karışımlı bir brülör şematiği ve alev oluşum şekli. (Lee, Kum, & Lee, 2011) 13
Şekil 12: TS EN 1749 standardına göre sırasıyla soldan sağa tip A, tip B ve tip C kombi şematikleri. (2020) 15
Şekil 13: Yoğuşmalı kombi şematiği (Fsadni, 2012) 16
Şekil 14: Yanma odası içerisindeki basınç dağılımının şematik gösterimi. 17
Şekil 15: Kombi cihazı bileşenlerinin cihaz üzerinde gösterimi. (2025) 18
Şekil 16: Fan kontrol devresi çalışma prensibi 19
Şekil 17: SIT firmasına ait çift kademeli pnömotik bir gaz valfinin şeması (Kesucz, 2020) 20
Şekil 18: Genleşme tankı şematiği ve çalışma prensibi (Genleşme Tankı, 2019) 21
Şekil 19: Plakalı eşanjörün genel görünümü 21
Şekil 20: Yoğuşma sifonu şematiği 22
Şekil 21: Alüminyum-Silisyum alaşımdan döküm yoluyla imal edilmiş bir kombi ana eşanjörü (Liu, Zheng, Zhang, & Shao, 2020) 23
Şekil 22: Silindirik sarmal borulu paslanmaz çelik eşanjör modeli. (What is a heat exchanger in a boiler?, 2022) 23
Şekil 23: Elektrot setleri 24
Şekil 24: İyonizasyon akımı ölçüm devresi şeması (Przemysław, 2013) 24
Şekil 25: Yeterince büyük bir duvardan iletimle ısı transferinin şematik gösterimi. (Cengel, 2002)Yeterince büyük bir duvardan iletimle ısı transferinin şematik gösterimi. (Cengel, 2002) 27
Şekil 26: Isı değiştiricisi basit şematiği 29
Şekil 27: Isıl direnç devresi 29
Şekil 28: Düz bir plaka üzerindeki akış için sınır tabakasının gelişimi ve farklı akış rejimleri. (Cengel, 2002) 34
Şekil 29: Düz bir plaka üzerindeki termal sınır tabakası. 34

Şekil 30: Hava gaz karışım oranına göre yanma verimliliğinin ve emisyonların değişimi (Lee , Han, Moon, & Lee, 2020) 37
Şekil 31: Cezeri'nin hazırladığı otomatik su doldurma makinesinin bir diyagramı. 13. yüzyıl, Süleymaniye Kütüphanesi, İstanbul (Alkan, 2015) 40
Şekil 32: Geribesleme döngüsü (T.C. Milli Eğitim Bakanlığı, 2009) 41
Şekil 33: Orantılı kontrolör (TMMOB Elektrik Mühendisleri Odası, 2011) 42
Şekil 34: Referans kombi sistemi (Balanescu & Hometescu, 2018) 45
Şekil 35: Referans eşanjörün şematiği. CH suyu giriş, çıkış noktalarının ve atık gaz ilerleme yönünün gösterimi. 47
Şekil 36:1,31 Lambda oranında C_3H_8 yanması sonucu oluşan baca gazının yoğunluğunun sıcaklığa göre değişimi..... 51
Şekil 37: 1,31 Lambda oranında C_3H_8yanması sonucu oluşan baca gazının ısıl iletkenliğinin sıcaklığa göre değişimi 52
Şekil 38: 1,31 Lambda oranında C_3H_8 yanması sonucu oluşan baca gazının dinamik viskozitesinin sıcaklığa göre değişimi 52
Şekil 39: 1,31 Lambda oranında C_3H_8 yanması sonucu oluşan baca gazının özgül ısısının sıcaklığa göre değişimi 53
Şekil 40: Metan ve propan yakıtları için hava fazlalık oranının (lambda) değişimine göre adyabatik alev sıcaklığı grafikleri. CANTERA'da hesaplanmıştır. 54
Şekil 41: Boru kesit alanı 58
Şekil 42: Su boruları üzerinden baca gazı akışının şematik gösterimi. 60
Şekil 43: Isı değiştiricisinin bölgelere ayrımı 61
Şekil 44: Bir küre üzerinden dış akış (Cengel, 2002). 62
Şekil 45: Baca gazı tarafı segmentasyonu 66
Şekil 46: Yanma gazları, CH suyu ve boru duvarı için kontrol hacmi numaralandırması. 67
Şekil 47: Plakalı eşanjör içerisinde CH suyu ve DHW suyu için kontrol hacmi numaralandırması. 69
Şekil 48: Kontrol algoritmalarının başarı kriterleri 74
Şekil 49: PID yapısının blok diyagramı şeklinde gösterilmiş hali..... 76
Şekil 50: MPC algoritmasının temel işleyiş mantığı (Schwezner, Ay, Bergs, & Abel, 2021) 85
Şekil 51: Kombi cihazı fonksiyonel test standı (Gas boilers laboratory tests, 2025) 90
Şekil 52: Dijital ikizde kullanılan test standının şematik gösterimi. 90
Şekil 53: Kombi cihazı ve test standı için oluşturulmuş dijital ikiz arayüzü..... 92
Şekil 54: Gazdan suya ısı transferi grafiği..... 93
Şekil 55: Kombi içerisinde DHW suyu ısınmasını gösteren şematik. 98
Şekil 56: DHW kullanımı ve PID sistemini de içeren arayüzün genel görünümü. ... 99
Şekil 57: Güç ve katsayılar sekmesi..... 99
Şekil 58: PID ayarları sekmesi 100
Şekil 59: Kodda kullanılan polinomlar 101
Şekil 60: Su tarafı Nusselt sayısının Reynolds sayısına göre değişimi 104
Şekil 61: Su tarafı ısıl taşınım katsayısının Reynolds sayısına göre değişimi 105

Şekil 62: Yoğuşma bölgesinde baca gazı Nusselt sayısının Reynolds sayısına göre değişimi 106
Şekil 63: Sıcak bölgede baca gazı Nusselt sayısının Reynolds sayısına göre değişimi 107
Şekil 64: Yoğuşma bölgesinde baca gazı ısıl taşınım sayısının Reynolds sayısına göre değişimi 107
Şekil 65: Sıcak bölgede baca gazı ısıl taşınım sayısının Reynolds sayısına göre değişimi 108
Şekil 66: Sıcak Bölgede Toplam Isı Transferi Katsayısının Reynolds Sayısına Göre Değişimi 110
Şekil 67: Yoğuşma Bölgesinde Toplam Isı Transferi Katsayısının Reynolds Sayısına Göre Değişimi 110
Şekil 68: %100 güçte çalışan sistemde CH suyunun ısınması. 114
Şekil 69: %83 güçte çalışan sistemde CH suyunun ısınması. 115
Şekil 70: %75 güçte çalışan sistemde CH suyunun ısınması. 115
Şekil 71: DHW suyu ısınmasının deneysel grafiği 117
Şekil 72: DHW suyu ısınmasının transient modelde test edilmesi 118
Şekil 73: 50 C hedef DHW suyu sıcaklığı için PID optimizasyon grafiği 119
Şekil 74: 50 ºC hedef sıcaklığı için yalnızca DHW ısınmasının grafiği 120
Şekil 75: 35 C hedef DHW suyu sıcaklığı için PID optimizasyon grafiği 121
Şekil 76: 35 ºC hedef sıcaklığı için yalnızca DHW ısınmasının grafiği 122
Şekil 77: 50 ºC DHW çıkış suyu sıcaklığı için yapılan MPC optimizasyonu 123
Şekil 78: 50 ºC DHW çıkış suyu sıcaklığı için belirlenen optimum parametreler ile simülasyon çıktısı 124
Şekil 79: 35 ºC DHW çıkış suyu sıcaklığı için yapılan MPC optimizasyonu 125
Şekil 80: 35 ºC DHW çıkış suyu sıcaklığı için belirlenen optimum parametreler ile simülasyon çıktısı 126

TABLOLAR DİZİNİ

Tablo 1: Kombi cihazlarının geleneksel sınıflandırması 8
Tablo 2: Farklı eşanjör tiplerine göre e-NTU ifadeleri tablosu (Kakaç, Liu, & Pramuanjaroenkij, 2012) 31
Tablo 3: Reynolds sayısına göre akış tipinin belirlenmesi 33
Tablo 4: Deneysel çalışmadan elde edilmiş çalışma koşulları. Isıl girdi ve çıktı değerleri 49
Tablo 5: Deneysel çalışmaya göre belirlenmiş lambda oranları 49
Tablo 6: Akışkan debileri 54
Tablo 7: Çeşitli yakıtların alt ve üst ısıl değerleri. (2003) 55
Tablo 8: Çeşitli gazların molar kütleleri (Oliviera, 2008) 56
Tablo 9: Güç oranlarına göre su debisi, su hızı ve Reynolds sayısı 58
Tablo 10: Boru içi türbülanslı akışlarda kullanılan korelasyonlar. (Cengel, 2002) .. 59
Tablo 11: Sıcak bölgede ve yoğuşma bölgesinde baca gazı akış hızları ve Reynolds sayısı 62
Tablo 12: Baca gazı için tercih edilen Nusselt sayısı korelasyonları 63
Tablo 13: Çapraz akışta dairesel ve dairesel olmayan silindirler üzerinde zorlanmış taşınım için ortalama Nusselt sayısı için ampirik korelasyonlar (Cengel, 2002) 64
Tablo 14: Güç yüzdelerine göre adyabatik alev sıcaklıkları 72
Tablo 15: Korelasyonlara göre toplam ısı transferi hesaplama matrisi 109
Tablo 16: Su tarafı ve baca gazı tarafı korelasyonlarının toplam ısı transferi katsayısına katkılarının karşılaştırılması 109
Tablo 17: Transfer edilen toplam ısı enerjisi hesabının farklı korelasyonlara göre incelenmesi ve deneysel verilerle karşılaştırılması 111
Tablo 18: CH çıkış suyu hesabının farklı korelasyonlara göre incelenmesi ve deneysel verilerle karşılaştırılması 112
Tablo 19: Baca gazı çıkış sıcaklığı hesabının farklı korelasyonlara göre incelenmesi ve deneysel verilerle karşılaştırılması 113
Tablo 20: Transient modelde elde edilen ısı transfer miktarı (Q), CH giriş ve CH çıkış değerleri 114
Tablo 21: Transient modelde elde edilen ısı transfer miktarı (Q), CH giriş ve CH çıkış arasındaki sıcaklık farkı (dT) ve baca gazı sıcaklığının deneysel verilerle karşılaştırılması 116
Tablo 22: 50 ºC DHW çıkış suyu sıcaklığı için PID ve MPC algoritmalarının performans karşılaştırması 124
Tablo 23: 35 ºC DHW çıkış suyu sıcaklığı için PID ve MPC algoritmalarının performans karşılaştırması 126

İÇİNDEKİLER

ÖZET III
ABSTRACT IV
ÖNSÖZ VE TEŞEKKÜR V
SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ VI
ALT İNDİSLER VIII
ŞEKİLLER DİZİNİ X
TABLOLAR DİZİNİ XIII
İÇİNDEKİLER XIV
1. GİRİŞ 1
1.1. Literatür Özeti 4
2. GENEL BİLGİLER 7
2.1. KONUT ISITMASI 7
2.2. KOMBİ CİHAZLARI HAKKINDA GENEL BİLGİLER 7
2.2.1. Kombi Cihazlarının Sınıflandırılması 7
2.2.2. Kombi Cihazlarının Çalışma Prensibi 16
2.2.3. Kombi Cihazlarının Bileşenleri 18
2.2.3.1. Fan 19
2.2.3.2. Gaz Valfi 19
2.2.3.3. Genleşme Tankı 20
2.2.3.4. Plakalı Eşanjör 21
2.2.3.5. Yoğuşma Sifonu 22
2.2.3.6. Kontrol Kartı 22
2.2.3.7. CH Sirkülasyon Pompası 22
2.2.3.8. Ana Eşanjör 23
2.2.3.9. Ateşleme Trafosu ve Elektrotlar 24
2.3. ISI DEĞİŞTİRİCİLERİ HAKKINDA GENEL BİLGİLER 25
2.3.1. Isı Transferi Mekanizmaları 25
2.3.1.1. Taşınımla Isı Transferi 25
2.3.1.2. Nusselt Sayısı 26
2.3.1.3. İletimle Isı Transferi 26
2.3.2. Logaritmik Ortalama Sıcaklık Farkı Yöntemi 27
2.3.3. ε-NTU Yöntemi 29
2.3.4. Akışkanlar Mekaniği 32
2.4. YANMA TEORİSİ 34
2.5. KONTROL MÜHENDİSLİĞİ 38
2.5.1. Kontrol Teorisi 39
2.5.2. Kontrol Sistemlerinin Tarihçesi 39
2.5.3. Kontrol Algoritmaları 40
2.5.3.1. PID Algoritması 41
2.5.3.2. MPC Algoritması 43
3. YÖNTEM VE METODOLOJİ 45
3.1. SİSTEM TANIMI VE ÇALIŞMA KOŞULLARI 45

3.1.1. Isıl Girdi ve Çıktı, Kombi Cihazı Gücü 47
3.1.2. Baca Gazı Kompozisyonu 49
3.1.3. Baca Gazı Termal Özelliklerinin Hesaplanması 51
3.1.4. Adyabatik Alev Sıcaklığı 53
3.1.5. Akışkan Debileri 54
3.2. ANALİZ VE MODELLEME 57
3.2.1. Kararlı Durum (Sürekli Rejim) Matematiksel Modeli ve Isı Değiştirici Analizi 57
3.2.1.1. Su Tarafı Isıl Taşınım Katsayısının Hesabı 57
3.2.1.2. Gaz Tarafı Isıl Taşınım Katsayısının Hesabı 60
3.2.1.3. Toplam Isı Transfer Katsayısının Hesabı 64
3.2.4.1. Segmentasyon Yaklaşımı ve ε-NTU Çözümlemesi 65
3.2.5. Kararsız Durum (Transient) Matematiksel Modeli 66
3.2.5.1. Yönetici Denklemler 66
3.2.5.2. Yönetici Denklemlerin Çözümü ve Ayrıklaştırma 69
3.2.5.3. Başlangıç ve Sınır Koşulları 72
3.2.6. Kontrol Algoritmaları 73
3.2.6.1. Kontrol Başarı Kriterleri 73
3.2.7. PID Mimarisi 75
3.2.7.1. Genel PID Yapısı 75
3.2.7.2. Türevsel Kazancın Sınırlandırılması 77
3.2.7.3. İntegral Taşması (Wind-up) 78
3.2.7.4. Hedef Noktası Ağırlıklandırma 79
3.2.7.5. Satürasyon ve Hız Sınırlayıcı 80
3.2.7.6. Hedef Noktası Rampası 81
3.2.7.7. İntegral Sızdırması 81
3.2.7.8. PID Optimizasyonu 82
3.2.8. MPC Mimarisi 84
3.2.8.1. Genel MPC Yapısı 84
3.2.8.2. MPC Optimizasyonu 87
3.2.9. Dijital İkiz 89
3.2.9.1. Fonksiyonel Test Standı Dijital İkizi 91
3.2.9.2. DHW Sistemi Dijital İkizi 98
4. BULGULAR VE TARTIŞMA 103
4.1. KARARLI DURUM (STEADY-STATE) ANALİZ SONUÇLARI 103
4.1.1. Su Tarafı Isıl Taşınım Katsayısı 103
4.1.2. Baca Gazı Tarafı Isıl Taşınım Katsayısı 105
4.1.3. Toplam Isı Transferi Katsayısı 108
4.1.4. e-NTU Hesaplamaları 111
4..2. KARARSIZ DURUM (TRANSİENT) ANALİZ SONUÇLARI 113
4.3. KONTROL ALGORİTMALI SİSTEM SONUÇLARI 118
4.3.1.PID Kontrol Sistemi Sonuçları 118
4.3.2. MPC Kontrol Sisteminin Sonuçları 122
5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER 127

KAYNAKÇA 129
EKLER 134
EK 1 BACA GAZI TERMAL ÖZELLİKLERİ CANTERA PYTHON KODU 134
EK 2 ADYABATİK ALEV SICAKLIĞI CANTERA PYTHON KODU 135
EK 3 SUYUN TERMAL ÖZELLİKLERİ TABLOSU 136

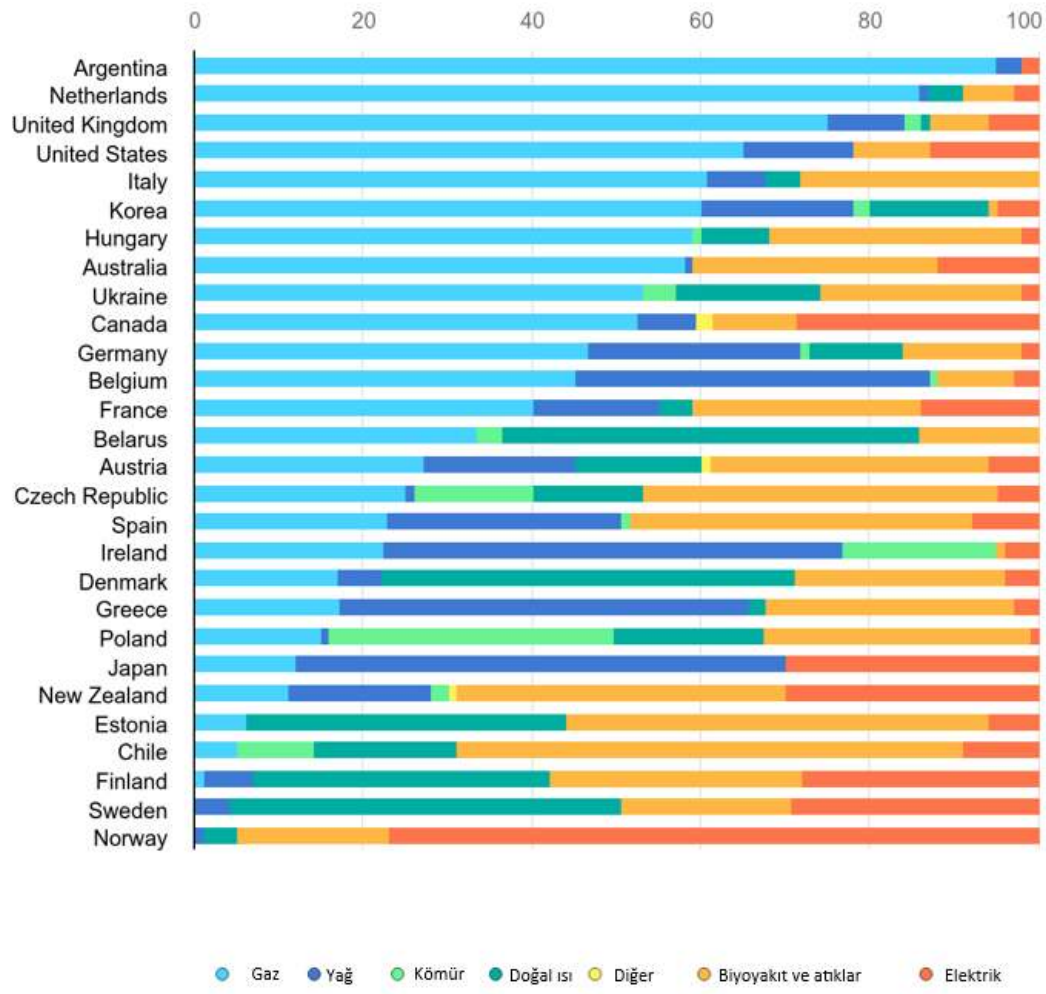
1. GİRİŞ

Kombi cihazları genellikle küçük ve orta ölçekli evlerde ve yaşam alanlarında bireysel ısınma için tercih edilen, doğalgaz veya LPG yakıtlarıyla yanabilen ve gaz dönüşümünü mümkün kılan, merkezi ısıtma suyunu (Central Heating -CH) ve kullanım sıcak suyunu (Domestic Hot Water - DHW) bir arada sunabilen yüksek teknolojili cihazlardır. Günümüzde Avrupa gibi yüksek standartlı marketlerin yayınlamış olduğu regülasyonlar ve standartlar sebebiyle marketin büyük bir kısmını yoğuşmalı kombi cihazları oluşturmaktadır.

Yoğuşmalı kombiler yanma sonucu oluşan atık gaz içerisindeki atık ısıyı geri kazanabilme becerisine sahip oldukları için çevre dostu regülasyonlarca desteklenmektelerdir. Ayrıca yoğuşmalı kombilerin hemen hemen hepsi ön karışım (premix) teknolojisine sahip brülörler ile donatılmışlardır. Bu tip brülörler endüstride düşük azot oksit (NOx) emisyonuna sahip brülörler olarak bilinmektedirler. Dolaysıyla enerji politikalarınca desteklenmektedirler.

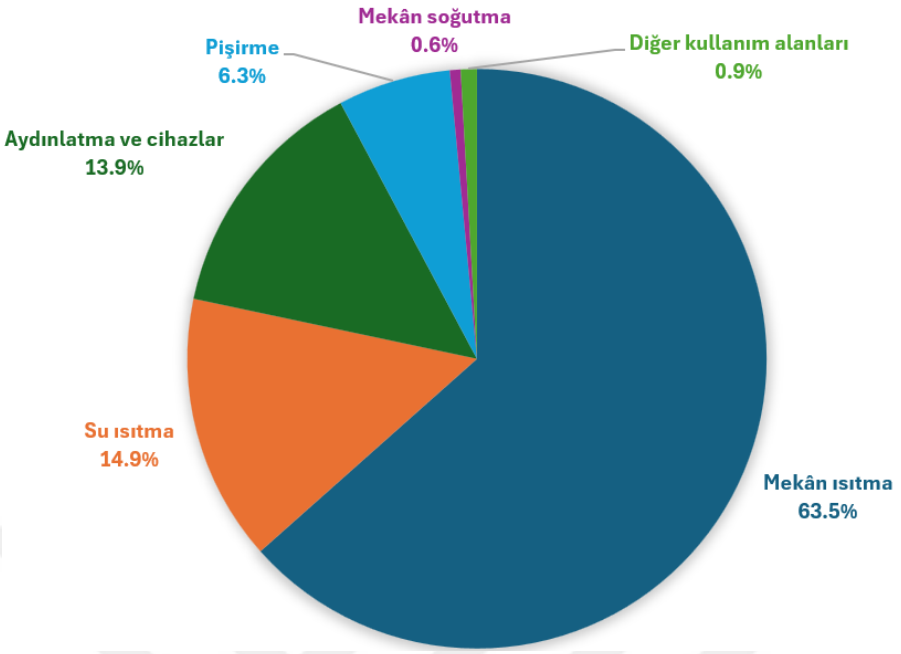
Gün geçtikçe güncellenen yeni standartlar ve regülasyonlar zorlayıcı kriterleri de beraberinde getirmektedir. Bu sebeple marketlere sunulan ürünlerdeki gelişim potansiyelleri üreticilere daha da fazla Ar-Ge maliyeti olarak yansımaktadır. Dolayısıyla verimlilik çalışmalarının önemi bu noktada ortaya çıkmaktadır.

Gaz yakıtlı kombi cihazları günümüzde küçük ve orta ölçekli yaşam alanlarına bireysel ısınma çözümleri sunma konusunda oldukça tercih edilen sistemlerdir. Ana ısıtma suyunun ve kullanım suyunun tek bir cihaz tarafından sağlanabiliyor olması büyük avantaj taşımaktadır. Uluslararası Enerji Ajansı' nın (International Energy Acency – IEA) 2020 yılında yayınlamış olduğu ve Şekil 1 de görülen istatistiklere (Proportion of residential heating energy consumption by fuel source in selected countries, 2020 , 2022) bakılırsa, başta Amerika, İngiltere ve diğer büyük Avrupa ülkeleri olmak üzere bireysel ısınmada gaz yakıtının yeri büyüktür.



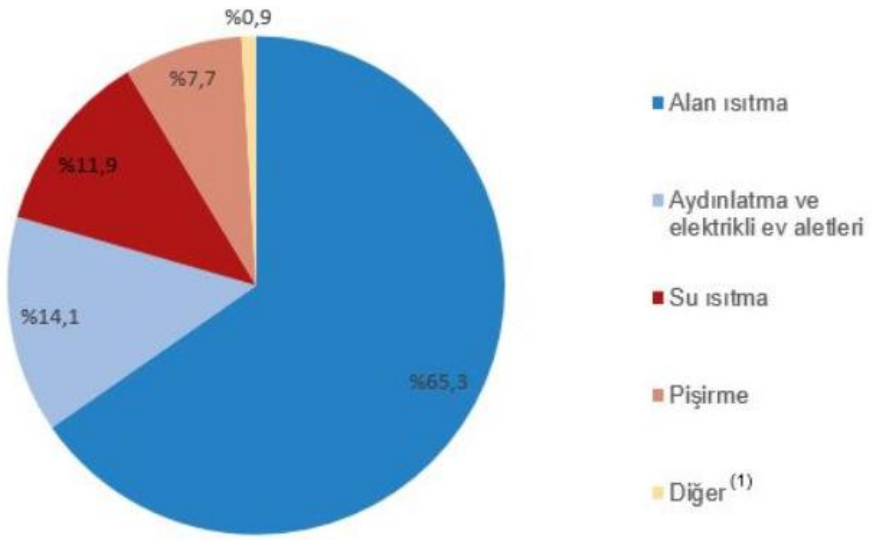
Şekil 1: Seçili ülkelerde yakıt kaynağına göre konut ısıtma enerjisi tüketiminin oranı, 2020

Ayrıca Eurostat'ın 2022 yılı verilerini (Energy consumption in households, 2024) içeren Şekil 2'de verilmiş grafik incelenirse, Avrupa Birliği ülkelerinin harcadığı toplam enerjinin %63,5'inin alan ısıtması, %14,9'unun da su ısıtması için olduğu görülmektedir. Toplamda %78,4 gibi yüksek bir enerji oranı alan ısıtması ve su ısıtması için kullanılmaktadır.



Şekil 2: Evlerde nihai enerji tüketimi AB, 2022 (Energy consumption in households, 2024)

Yine 2022 yılında Türkiye İstatistik Kurumu tarafından yayınlanan ve Şekil 3'te verilen hanehalkı nihai enerji tüketim istatistiklerine (Hanehalkı Nihai Enerji Tüketim İstatistikleri, 2022, 2024) bakılacak olursa tüketim oranları Avrupa Birliği ülkelerine oldukça benzemektedir.



Şekil 3: Türkiye'de kullanım amacına göre toplam nihai enerji tüketimi, (Hanehalkı Nihai Enerji Tüketim İstatistikleri, 2022, 2024)

1.1.Literatür Özeti

Aşağıda gaz yakıtlı kombi cihazlarının ve bu cihazlarda kullanılan ısı değiştiricilerinin modellemeleriyle alakalı yabancı ve yerli kaynaklardan beslenen literatür çalışması bulunmaktadır.

Mishra vd. (Mishra, Das, & Sarangi, 2006) çalışmalarında çapraz akışlı ısı değiştiricilerin geçici sıcaklık tepkisini, sıcaklık ve akış hızındaki çeşitli değişim türleri için sayısal olarak incelemiştir.

Haissig ve Woessner çalışmalarında ek sensörlere ihtiyaç duymadan sistem değişikliklerine uyum sağlayabilen ve sıcak su akış hızına göre gaz vanasını kontrol eden yenilikçi bir uyarlanabilir bulanık kontrol algoritmasını kombi cihazları için çalışmıştır (Haissig & Woessner, 2000).

Mota vd. (Mota, Ravagnani, & Carvalho, 2014) ise diferansiyel Denklemlerin analitik çözümüne dayalı bir algoritma ile plakalı ısı değiştiricilerin ısı değişim alanını optimize ederek küresel optimumu belirlemekte ve algoritmanın uygulanabilirliğini bir vaka çalışmasıyla doğrulamaktadır.

Tiwari ve ark. (Tiwari, Ghosh, Sarkar, Dahiya, & Parekh, 2014) makalelerinde, CeO2/aq ve Al2O3/aq nano-akışkanların plakalı ısı değiştiricilerdeki ısı transferi ve akış özelliklerini ANSYS FLUENT kullanarak sayısal olarak incelemiş, optimum konsantrasyonlarla yapılan simülasyonları deneysel verilerle doğrulayarak plaka yapısının türbülans ve girdaplar yoluyla ısı transferini artırdığını göstermiştir.

Taler ve Korzen, makalelerinde borulu ve kanatlı çapraz akışlı ısı değiştiricilerde geçici ısı transferini tanımlayan Denklemleri sonlu hacimler yöntemiyle çözerek, çift sıralı araba radyatörleri için deneysel korelasyonlarla doğrulanan bir sayısal model geliştirmiş ve bu yöntemle karmaşık düzenlemelere sahip ısı değiştiricilerin modellenebileceğini göstermiştir (Korzen & Taler, 2015).

Boait ve ark. (Boait, Dixon, Fan, & Stafford, 2012), İngiltere'deki 5 farklı evsel su ısıtma sisteminin enerji verimliliği ve karbon emisyonlarını karşılaştırarak, anlık su ısıtmanın gaz yakıtlı sistemlerde daha verimli olduğunu, güneş termal sistemlerle bütünleşmiş daldırma ısıtıcıların ise düşük karbonlu su temininde en büyük potansiyeli

sunduğunu ve depolama sistemlerinin performansının kontrol iyileştirmeleriyle artırılabileceğini ortaya koymuştur.

Yang ve ark. (Yang, Ma, Bock, Anthony, & Liu, 2014) makalelerinde, çubuk-deflektörlü kabuk-borulu ısı değiştiriciler için dört farklı modelleme yaklaşımını sayısal simülasyonlarla karşılaştırarak, periyodik, gözenekli ve tüm modelin ısı transferinde yüksek doğruluk sağladığını, ancak hesaplama kaynakları ve basınç düşüşü tahmini açısından farklılıklar gösterdiğini analiz etmektedir.

Bilir vd. (Erek, Ozerdem, Bilir, & İlken , 2005) çalışmalarında fin borulu yapıya sahip gazdan sıvıya ısı değiştiricilerinde plaka fini, fin tüpü ve çıkıntı parametrelerinin ısı transferi ve basınç düşüşüne etkilerini sayısal olarak analiz etmiş, en verimli geometrileri ve çıkıntı kombinasyonlarını belirleyerek sonuçları doğrulamıştır.

Başkaya vd. (Baskaya, Karaslan, Calisir, Yilmazoglu, & Yilmaz, 2015) termoelektrik jeneratörlerin yoğuşmalı kombilere adaptasyonunu deneysel ve sayısal analizlerle incelemiş, termoelektrik jeneratörlerin ısı hücresi içine entegre edilerek kombi verimini artırmanın ve elektrik tüketimini azaltmanın mümkün olduğunu göstermiştir.

Atmaca vd. (Atmaca, Altay, Ribeiro, & Erek, 2013) ise değerli çalışmalarında kullanım sıcak suyu ısıtma işlevini incelemek için iki farklı kombi konseptini karşılaştırmış, standart ve ters çalışma sıralı ısı değiştiricileri için 1D geçici enerji Denklemlerini modelleyip sayısal olarak çözmüş ve deneysel sonuçlarla doğrulamıştır.

Ahmet Ünal çalışmasında üçlü eş merkezli borulu karşı akışlı ısı değiştiricilerin performansını etkileyen en önemli parametrelerin, boruların birbirine göre göreceli boyutları olduğunu gösteren vaka çalışmalarıyla tasarım ve performans hesaplamalarını incelemiştir (Ünal, 2001).

Ataer ve ark. (Ataer, İleri, & Yalcin, 1995) çalışmalarında, çapraz akışlı kanatlı borulu sıvı/gaz ısı değiştiricilerinin geçici performansını tahmin etmek için üç farklı yaklaşım geliştirmiştir. Bu yaklaşımlar, sıcaklık değişimlerinin doğrusal olduğunu ve farklı ısı kapasite varsayımlarıyla enerji Denklemlerinin sayısal çözümünü içerir. Sonuçlar, deneysel verilerle karşılaştırılarak doğrulanmıştır.

Erek ve ark. (Atmaca, Erek, & Altay, Investigation of transient behaviour of combi boiler type appliances for domestic hot water, 2015) çalışmalarında, plakalı kanatçık-borulu ısı değiştiricilerinin kanatçık geometrisinin ısı transferi ve basınç düşüşü üzerindeki etkileri sayısal olarak incelenmiş, kanatçıklar arasındaki mesafenin basınç düşüşünü artırdığı, akış aşağısına yerleştirilen sistemin ısı transferini iyileştirdiği ve kanatçık-borulu sistemin eliptikliğinin artmasının ısı transferini artırırken basınç düşüşünü azalttığı bulunmuştur.

Gaz yakıtlı kombilerin modellemesi üzerine yapılan çalışmalar, genellikle ısı transferi, verimlilik artırma, termodinamik performans, ısı değiştirici tasarımı ve enerji tüketimi gibi konuları kapsamaktadır. Çeşitli modelleme yaklaşımları, kanatlı borulu ısı değiştiricilerden, nanoakışkan kullanımı ve ısı değiştirici geometri optimizasyonlarına kadar geniş bir yelpazede incelenmiştir. Ancak, mevcut literatürde birkaç önemli eksiklik bulunmaktadır. Özellikle, gaz yakıtlı kombilerin dinamik performanslarını daha hassas bir şekilde tahmin edebilecek, gerçek zamanlı işlem değişkenlerine uyum sağlayabilen gelişmiş kontrol algoritmalarının eksikliği dikkat çekicidir. Ayrıca, bu cihazların uzun vadeli verimlilik analizleri ve çevresel etkileri üzerine daha az araştırma yapılmıştır. Gelecekteki çalışmalar, yapay zekâ ve makine öğrenmesi tabanlı kontrol sistemlerinin entegrasyonu, özellikle sıcak su üretimindeki verimlilik kayıplarının minimize edilmesi, çevresel etkilerin daha iyi izlenmesi ve enerji tüketiminin azaltılmasına yönelik çözümler geliştirebilir. Ayrıca, daha kapsamlı ve gerçek dünyaya dayalı testler ve simülasyonlarla bu modellerin doğruluğu artırılabilir. Dolayısıyla bu çalışmanın, yukarıda bahsi geçen literatür açıklarını kapatması hedeflenmektedir.

2. GENEL BİLGİLER

Bu bölümde çalışmaya konu olan gaz yakıtlı kombi cihazları hakkında genel bilgilere yer verilmiştir. Kombi cihazlarının sınıflandırılması, genel çalışma prensibi, komponentleri gibi konular hakkında bilgiler verilmiştir. Bunun haricinde kombi cihazlarının genel kullanım alanı olan konut ısıtması da ele alınmıştır.

2.1. Konut Isıtması

Genel olarak konut ısıtması bireysel ısıtma ve merkezi ısıtma olarak ikiye ayrılabilir. Bireysel ısıtma için limit yaklaşık 2000 m^2 olarak belirlenmiştir. Bu limitin altına girebilecek yapılar, örneğin ana yaşam alanı olan daireler, tek katlı veya iki katlı müstakil evler, küçük ölçekli iş yerleri ve dükkanlar bu sınıfa girmektedir. 2000 m^2'den daha büyük toplu konut projelerinde, yüksek katlı apartman ve rezidanslarda, büyük çaplı iş yerleri, kamu binaları, alışveriş merkezleri gibi yerlerde ise merkezi ısıtma söz konusudur.

Birçok üreticinin bireysel konut ısıtması cihaz portföyü maksimum 50 kW ile 70 kW kapasite ihtiva eden cihazlar içermektedir. 70 kW ve üzeri cihazlar ise çoğunlukla merkezi ısıtma sistemlerinde kullanılırlar. Isıtma cihazları genellikle;

- Yakıt tipi
- Baca tipi
- Kullanım suyunu sağlama tipi

gibi kriterlere göre sınıflarına ayrılmaktadırlar.

2.2. Kombi Cihazları Hakkında Genel Bilgiler

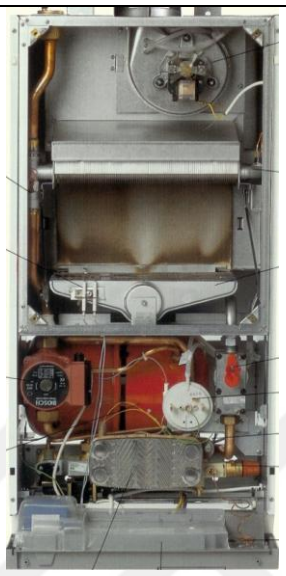
Bu kısımda çalışmanın odak noktası olan gaz yakıtlı kombi cihazları hakkında ve çalışmanın ana konusu olan ısı transferi hakkında bilgiler verilmiştir.

2.2.1. Kombi Cihazlarının Sınıflandırılması

Halk arasında ve sanayide bilinen isimleriyle üç ana tip kombi cihazı bulunmaktadır. Bunlar sırasıyla bacalı kombiler, hermetik kombiler ve yoğuşmalı

kombiler olarak bilinirler. Bu üç tip kombi de kendi aralarında baca tiplerine göre ve yoğuşma becerilerine göre ayrılabilir.

Tablo 1: Kombi cihazlarının geleneksel sınıflandırması

İsimlendirme	**Bacalı Kombi**	**Hermetik Kombi**	**Yoğuşmalı Kombi**
			
Baca tipine göre sınıflandırma	Açık Open Flue (OF)	Room Sealed Flue (RSF)	
Yoğuşma becerisine göre sınıflandırma	Konvansiyonel		Yoğuşmalı

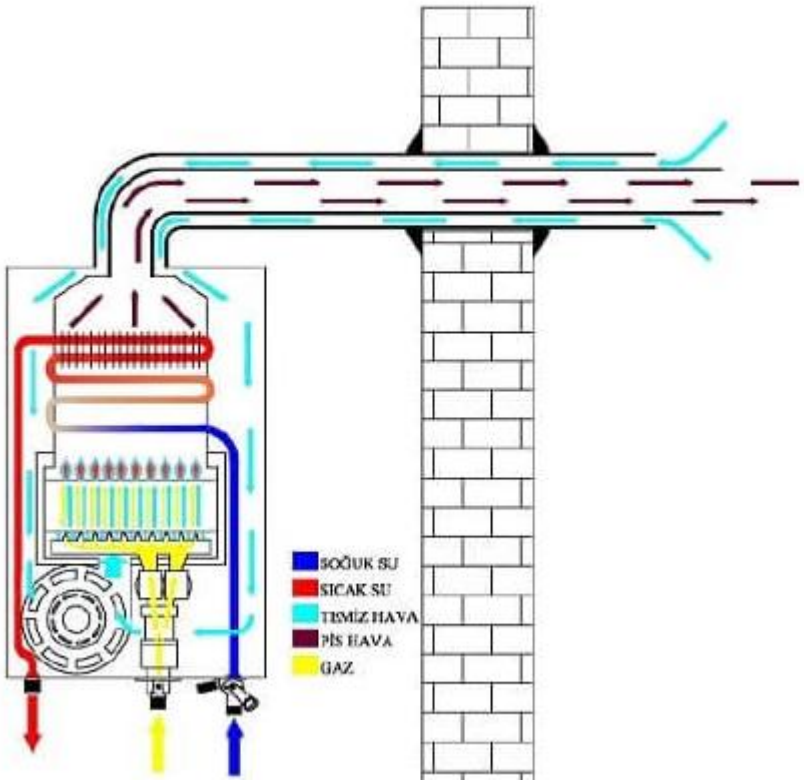
Tablo 1'de de görüldüğü üzere kombilerin geleneksel sınıflandırması baca tiplerine ve yoğuşma becerisine göre yapılmaktadır. Baca tiplerine göre kombi cihazları;

- Open Flue (OF)
- Room Sealed Flue (RSF)

olmak üzere ikiye ayrılır. Burada asıl fark yanma için gerekli olan temiz havanın nereden temin edildiğidir. OF kombi cihazları temiz havayı doğrudan bulundukları ortam içerisinden alırlar, atık gazı bacaları vasıtasıyla uzaklaştırırlar. Yani yanma odaları ortama kapalı değildir. Bu sebepten ötürü baca tıkanıklıklarında veya rüzgârda dolayı atık gaz tahliyesinin zorlaştığı durumlarda baca gazının geri tepmesi sonucu ortama atık gaz ve dolayısıyla karbonmonoksit (CO) yayılma riski vardır. Günümüzde hala OF kombi cihazı kullanan ülkelerin standartları uygun

önlemler sayesinde bu ürünleri güvenli kılacak teknolojinin geliştirilmesini sağlamıştır. Örneğin bacaya önlem amacıyla yerleştirilmiş sıcaklık sensörü atık gazın geri tepmesi sonucu sıcaklık yükselmesini algılar, muhtemel tıkanıklık riskine karşın kombi cihazının operasyonunu durdurmasını sağlar. OF cihazlarda yanma sonucu ısınan atık gaz kendi ataletiyle yükselir ve bacadan dışarı atılır. Akış oluşturacak herhangi bir fan bulunmaz.

RSF kombi cihazları ise yanma için gerekli havayı doğrudan dışarıdan alır ve atık gazı da dışarı atar. Yanma odaları ortama kapalıdır. OF kombi cihazlarına göre daha farklı bir baca tipine ihtiyaç duyulur. Çift cidarlı olarak tasarlanmış bu baca tipi Şekil 4'te de görüldüğü üzere iç kısmından atık gazı dışarı doğru atarken dış kısmından temiz havayı yanma odası içerisine çeker. Dolayısıyla bu akışı sağlayacak bir fana ihtiyaç duyarlar.



Şekil 4: RSF kombi cihazları için tasarlanmış çift cidarlı kombi bacası (Baca Tipleri ve Özellikleri, 2016).

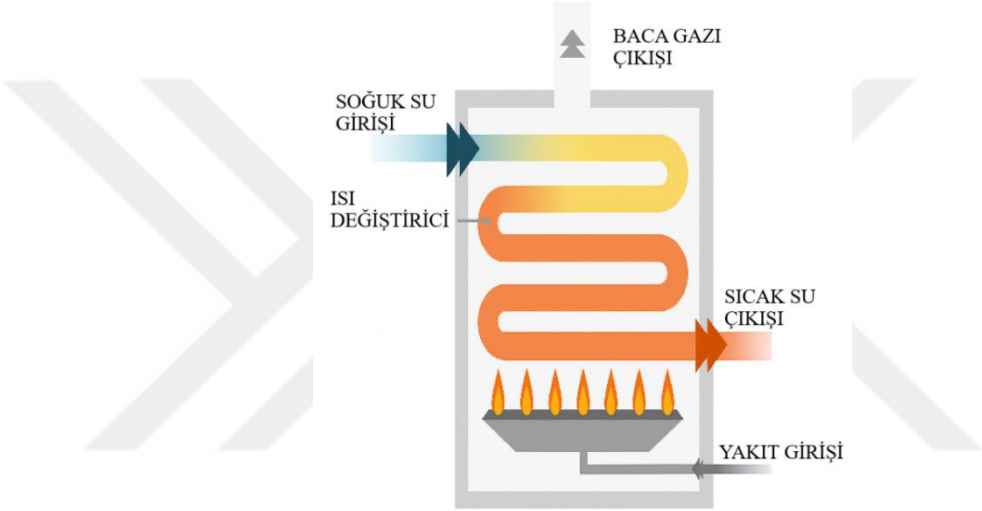
Yine Tablo 1'e bakılacak olursa yoğuşma becerisine göre kombiler ikiye ayrılmaktadır;

- Konvansiyonel kombiler

- Yoğuşmalı Kombiler

Bu iki kombi türü arasındaki temel fark yoğuşma becerisi olsa da teknolojik olarak çeşitli farklılıkları da mevcuttur.

Konvansiyonel kombiler ismini İngilizce “convection” kelimesinden yani taşınım ile ısı transferi becerilerinden almaktadırlar. Çalışma prensipleri basitçe Şekil 5’te gösterilmiştir. Gaz hava karışımı tabla şeklinde bir brülör üzerindeki deliklerden püskürtülerek ateşlenir. Oluşan alev sayesinde sıcak atık gaz yukarıya doğru yükselirken ısısını eşanjörde dolaşan suya aktarır.



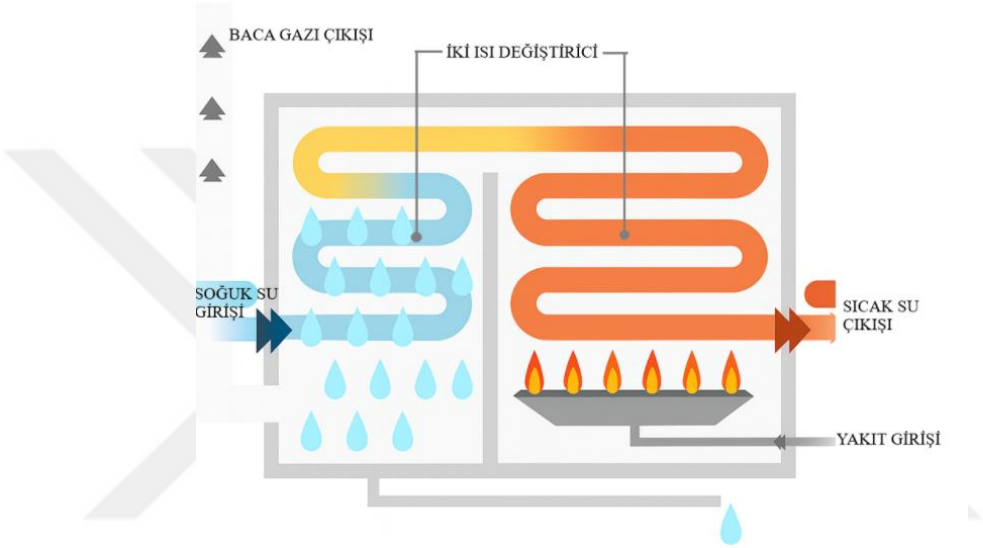
Şekil 5: Konvansiyonel kombi ısı eşanjörü çalışma prensibi (What Is the Difference Between Conventional and Condensing Boilers?, 2024)

Konvansiyonel kombilerde Şekil 6’da da görülebilen lamelli eşanjörler kullanılmaktadır.

Şekil 6: Lamelli eşanjör

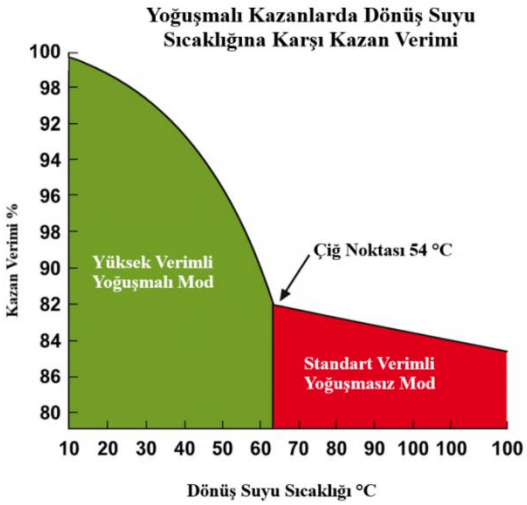
Yanma sonucu oluşan ısı eşanjörde suya enerjisini transfer ettikten sonra yaklaşık 120 ^{o}C sıcaklıkta bacadan dışarı atılır. Bu da belirli bir miktar ısı kazanımı potansiyelinin boşa harcanması demektir. Dolayısıyla konvansiyonel kombi cihazları yoğuşmalı kombi cihazlarına kıyasla verimlilik konusunda daha düşük performans sergilemektedir.

Yoğuşmalı kombi cihazları ise bu atık gaz enerjisini sisteme geri kazandırma becerisine sahiptirler.



Şekil 7: Yoğuşmalı kombi çalışma prensibi (What Is the Difference Between Conventional and Condensing Boilers?, 2024)

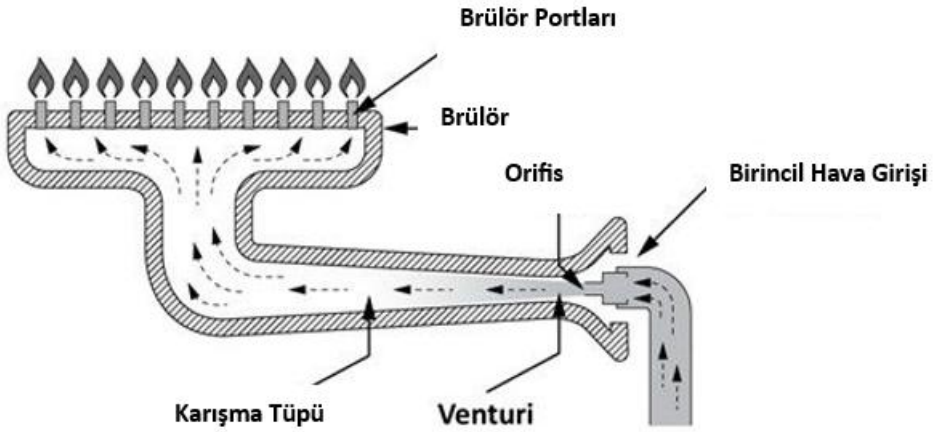
Şekil 7' de de görüldüğü üzere ters akışlı bir eşanjör sayesinde baca gazı yoğuşma sıcaklığına kadar soğutulur ve enerjisi tamamen dolaşım suyuna aktarılır. Operasyon sıcaklığı ne kadar düşükse yoğuşma sıcaklığına ulaşmak o kadar kolay olacağından düşük ısılarda yoğuşmalı kombiler daha yüksek verimde çalışırlar.



Şekil 8: Yoğuşmalı kombi cihazlarında dönüş suyu sıcaklığına göre verim değişimi grafiği

Şekil 8'de de görüldüğü üzere yoğuşma sıcaklığı 54 ^{o}C'dir ve bu sıcaklığın altında verim gittikçe yükselir. Öyle ki 54 ^{o}C üstündeki dönüş suyu sıcaklıklarında hiç yoğuşma olmaz ve kombi konvansiyonel kombi cihazları gibi davranır.

Yoğuşma becerisinin yanı sıra konvansiyonel ve yoğuşmalı kombi cihazları arasında yanma teknolojisi olarak da farklar bulunmaktadır. Örneğin konvansiyonel kombi cihazları atmosferik brülörler kullanarak yarı ön karışımlı (semi premix) yanma yaparlar.



Şekil 9: Konvansiyonel eşanjörlerde kullanılan atmosferik brülör tasarımı

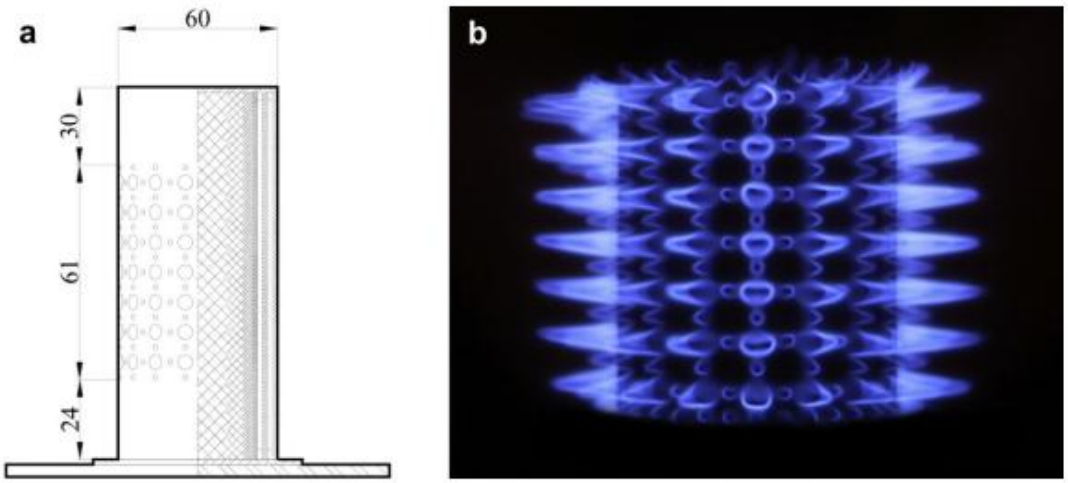
Bu tip brülörlerde gaz bir nozul parçası içerisinden geçerek venturi etkisi yapacak bir boruya üflenir. Bu sırada jet etkisiyle bir miktar havayı da beraberinde çeker. Daha sonrasında brülör üzerinde bulunan deliklerden dışarıya doğru üflenir ve

ateşlenerek yanmaya başlar. Burada yanarken de bir miktar hava ile karışır. Bu sebepten dolayı yarı ön karışımlı yanma olarak isimlendirilirler. Gaz akışı hat basıncı ile sağlanır. Gaz yolunda akış oluşturacak herhangi bir fan bulunmaz.

Ön karışımlı (premix) sistemlerde ise üfleyici bir fan sayesinde gaz ve hava brülör öncesinde karıştırılır, ardından brülör içerisine yönlendirilir. Bu tarz sistemlerde venturi ismi verilen karıştırma teknolojileri kullanılır ve modülasyon oranı için önemli bir parametredir. Şekil 10'da bir ön karışımlı brülör ve üfleyici fan görünmektedir.

Şekil 10: Ön karışım (premix) teknolojisine sahip bir brülör ve üfleyici fan

Gaz hava karışımı brülöre fan sayesinde üflendikten sonra brülör üzerinde bulunan deliklerden dışarı çıkarken ateşlenir ve Şekil 11'de görüldüğü üzere silindirik brülör etrafında şekil alır.



Şekil 11: Ön karışımlı bir brülör şematiği ve alev oluşum şekli (Lee, Kum, & Lee, 2011).

Gaz yakıtlı kombi cihazlarının geliştirilmesi ve üretilmesi son kullanıcının can ve mal varlığına zarar verebilecek potansiyele sahip olduğundan detaylı standartlar ve

regülasyonlarca korunmaktadır. Özellikle yeşil çevre odaklı Avrupa ülkeleri kombi cihazlarının performansına yönelik zorlayıcı kriterlere sahip düzenlemeler yayınlamaktadır.

Günümüzde Avrupa'da satışa sunulmak üzere tasarlanan bir kombi cihazı aşağıdaki standartlara ve regülasyonlara tabidir;

- **Gazla Çalışan Cihazlar Yönetmeliği (Gas Appliances Regulation – GAR)**
  Gazla çalışan kombilerin tasarım, güvenlik ve uygunluk değerlendirme prosedürlerini tanımlar.
- **Ecodesign Regülasyonu (EU) | 2009/125/EC**
  Cihazların minimum enerji verimliliği ve çevresel performans gereklilikleri.
- **Energy Labelling Regülasyonu | 2010/30/EU**
  ErP (Energy Related Products) düzenlemesi ile zorunlu enerji etiketlerini (örneğin A+A, B) tanımlar.
- **EMC (Electromagnetic Compatibility) Direktifi | 2014/30/EU**
  Elektriksel bileşenlerin diğer elektronik cihazlara elektromanyetik parazit yapmaması için gereksinimlerini tanımlar.
- **Low Voltage Directive (LVD) | 2014/35/EU**
  50–1000 V AC aralığındaki elektrikli parçaların güvenlik standartlarını tanımlar (örneğin kontrol kartları).
- **TS EN 15502-1**
  Gaz yakan ısıtma kazanları – Bölüm 1: Genel kurallar ve deneyler
- **TS EN 15502-2-1**
  Gaz yakan merkezi ısıtma kazanları – Bölüm 2-1: Anma ısı yükü 1000 kW'ı aşmayan C tipi, B2 tipi, B3 tipi ve B5 tipi cihazlar
- **TS EN 15502-2-2**
  Gaz yakan merkezi ısıtma kazanları – Bölüm 2-2: Tip B1 cihazlar için standart
- **TS EN 13203-1**
  Gaz yakarak sıcak su üreten ev aletleri – Bölüm 1: Sıcak su çıkışının performans değerlendirmesi
- **TS EN 50165 / EN 60335**
  Elektrikli cihaz güvenliği
- **TS EN 55014 / EN 61000**

EMC testleri ve EMC emisyonu

- **RoHS**

  Elektrikli ve elektronik ekipmanlarda kurşun, cıva, kadmiyum gibi tehlikeli maddelerin kullanımını sınırlar.

- **WEEE**

  Elektronik atıkların geri dönüşümü

Ana geliştirme standardı olan TS EN 15502-1, kombilerin sınıflandırmasını TS EN 1749 Yanma ürünleri tahliye metoduna göre gaz cihazlarının sınıflandırılması (EN 1749 Classification of gas appliances according to the method of supplying combustion air and of evacuation of the combustion products (types), 2020) standardına ithaf etmektedir.

Bu standarda göre kombi cihazları genel olarak üç ana kategoriye ayrılır;

- **A Tip**

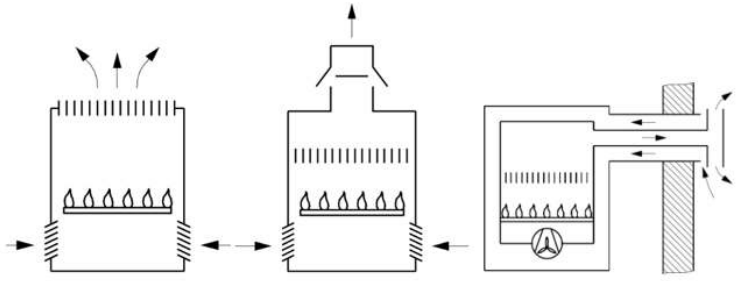
  Bir bacaya veya yanma ürünlerini cihazın monte edildiği odanın dışına tahliye eden bir cihaza bağlanmak üzere tasarlanmamış bir cihaz.

- **B Tip**

  Yanma ürünlerini cihazın bulunduğu odanın dışına tahliye eden bir bacaya bağlanması amaçlanan bir cihaz. Yanma havası doğrudan odadan çekilir.

- **C Tip**

  Cihazın monte edildiği odaya göre yanma devresinin (hava beslemesi, yanma odası, ısı eşanjörü ve yanma ürünlerinin tahliyesi) sızdırmazlığı sağlanmış cihaz.

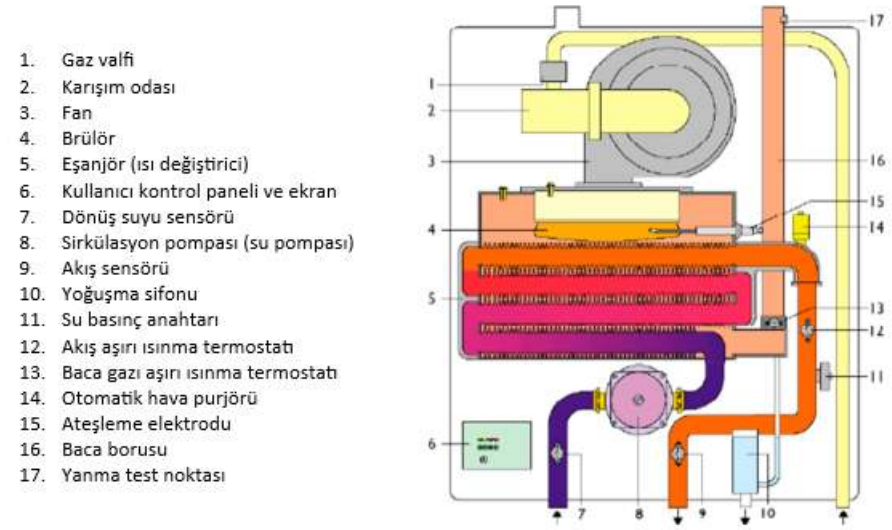


Şekil 12: TS EN 1749 standardına göre sırasıyla soldan sağa tip A, tip B ve tip C kombi şematikleri. (2020)

2.2.2. Kombi Cihazlarının Çalışma Prensibi

Bu çalışmanın ana odak noktası yoğuşmalı kombi cihazları olduğundan bu bölümde yoğuşmalı kombi cihazlarının çalışma prensibi anlatılmıştır.

Bu bölümden itibaren, kombi cihazında ısıtılarak radyatörlere gönderilen ana ısıtma suyu için "CH", musluklara iletilen kullanım suyu için ise "DHW" kısaltmaları kullanılmıştır.

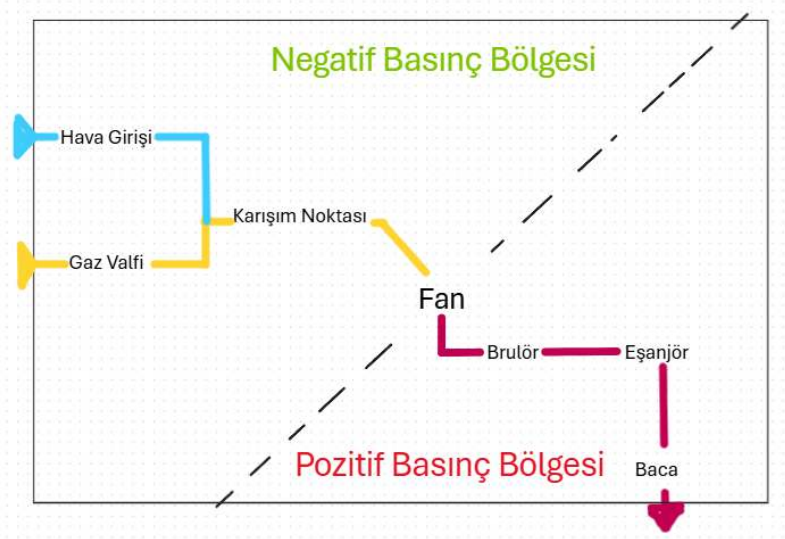


Şekil 13: Yoğuşmalı kombi şematiği (Fsadni, 2012)

Kombi cihazlarında CH suyu kapalı çevrim, DHW ise açık çevrim olarak çalışmaktadır. Yani kombide ısıtılan CH suyu radyatörlere gönderilir, ısısını radyatörler aracılığıyla ortama transfer ederek soğur ve kombi cihazına soğumuş olarak döner. Bu çevrimde akış CH sirkülasyon pompası ile sağlanmaktadır. Kullanıcı CH suyu talebi verdiğinde pompa çalışır ve kapalı CH devresinde debi oluşur. Şekil 13'te 19 numara ile gösterilen kısımdan giren soğuk CH suyu, ana eşanjörde sıcak atık gaz ile ısı transferi yaparak ısınır ve 14 numaralı çıkıştan radyatörlere gönderilir.

DHW ise CH suyunun aksine doğrudan alev görmeden ısınır. DHW suyu, kombiye Şekil 13'te gösterilen 17 numaralı girişten, şebeke basıncıyla girer. Su giriş anında, DHW hattında yer alan bir sensör aracılığıyla algılanır. DHW'nin, CH suyuna göre talep önceliği bulunmaktadır. Yani, eğer cihaz CH suyunu ısıtmak üzere çalışıyor

durumdaysa ve eşzamanlı olarak bir DHW talebi gelirse, kombi CH operasyonunu durdurur. Ardından, Şekil 13'te 12 numara ile gösterilen üç yollu vana devreye girerek, CH suyunu doğrudan radyatörlere göndermek yerine plakalı eşanjöre yönlendirir. Bu sayede, DHW suyu alevle temas etmeden, CH suyu aracılığıyla ısınır ve 14 numaralı çıkıştan kombi cihazını terk eder.



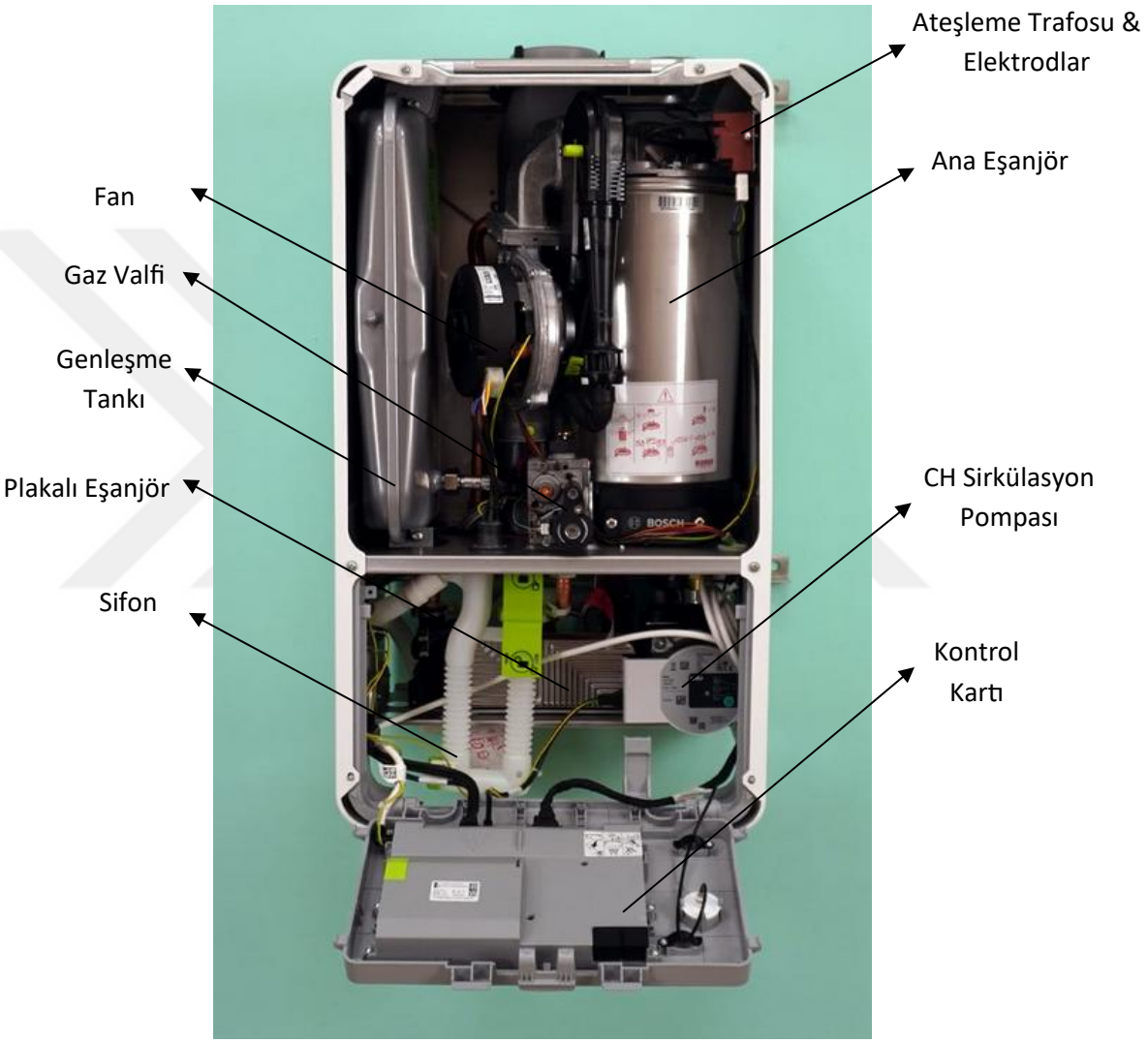
Şekil 14: Yanma odası içerisindeki basınç dağılımının şematik gösterimi.

Bunun haricinde bir de gaz yolu bulunmaktadır. Gaz yolundaki akışı sağlayan bileşen Şekil 13'te 10 numara ile gösterilen fandır. Gaz, ana hattan kombi cihazına 16 numaralı girişten kendi basıncıyla gelir. Fakat 11 numara ile gösterilen gaz valfinin açılabilmesi ve gaz debisinin oluşabilmesi için fan emişi gereklidir. Çünkü yoğuşmalı kombilerde pnömotik gaz valfleri kullanılır. Bu tür valfler akışı sağlayabilmek için çıkış noktalarına emiş basıncı uygulanmasına ihtiyaç duyarlar. Fan kombinin gaz hava yolunun tam ortasında bulunan bir bileşendir ve kendisinden önceki kısım negatif basınç bölgesi olarak isimlendirilir. Burada emiş basıncı hakimdir. Fandan sonraki kısım ise pozitif basınç bölgesidir. Şekil 14'te verilen şematiğe bakılacak olursa, fanın pozitif basınç bölgesi en nihayetinde baca çıkışına bağlıdır. Dolayısıyla fan çalışmaya başladığında 3 numara ile gösterilen yanma odası içerisinde bir negatif basınç oluşur. Bu da 2 numara ile gösterilen hava girişlerinden temiz havanın yanma odası içerisine girmesini sağlar. Fanın çalışmasıyla birlikte yanma odası içerisindeki temiz hava 7 numara ile gösterilen hava girişinden gaz hava yolu içerisine alınır. Bir yandan da gaz girişi sağlanmaktadır. Fan sonrası bölgede gaz hava karışımı sağlanır ve 6 numara ile

gösterilen brülöre yönlendirilir. Burada yanarak sıcak atık gaz oluşumu sağlanır. Ardından ısısını eşanjörde suya veren soğumuş atık gaz, bacadan dışarı atılır.

2.2.3. Kombi Cihazlarının Bileşenleri

Kombi cihazlarında kullanılan bileşenler cihaz üzerinde Şekil 15'te gösterilmiştir.

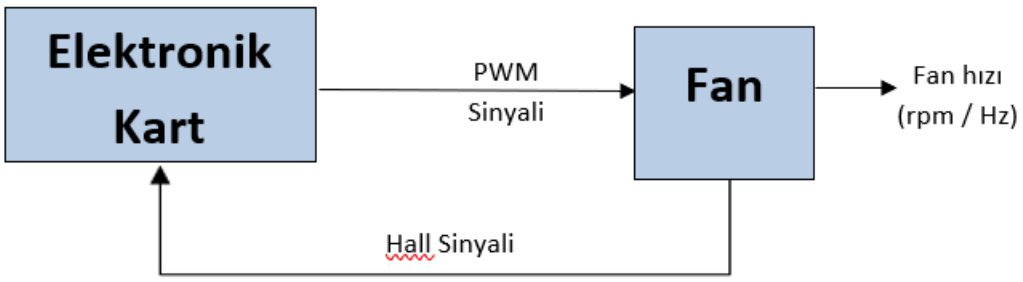


Şekil 15: Kombi cihazı bileşenlerinin cihaz üzerinde gösterimi. (Bosch Condens 2200İ-W 24 KW Kombi, 2025)

Aşağıda kombi cihazlarında kullanılan ana bileşenlerin kullanım amacı ve fonksiyonları kısaca açıklanmıştır.

2.2.3.1. Fan

Yoğuşmalı kombi cihazları premix teknolojisi kullandığından fanın görevi bu tip cihazlarda oldukça fazladır. Pnömotik gaz valfi kullanıldığından gaz akışının sağlanabilmesi için gaz valfine uygulanan emiş basıncı fan tarafından sağlanır. Ayrıca hava tarafındaki emiş basıncını da fan sağlar. Gaz-hava yolu içerisinde akış debisi sağladığından, gaz/hava karışımı brülöre iletilebilir. Ayrıca atık gazın da kombi cihazı içerisindeki hareketini ve devamında cihazdan tahliye edilmesi yine fanın yarattığı basınç sayesindedir.

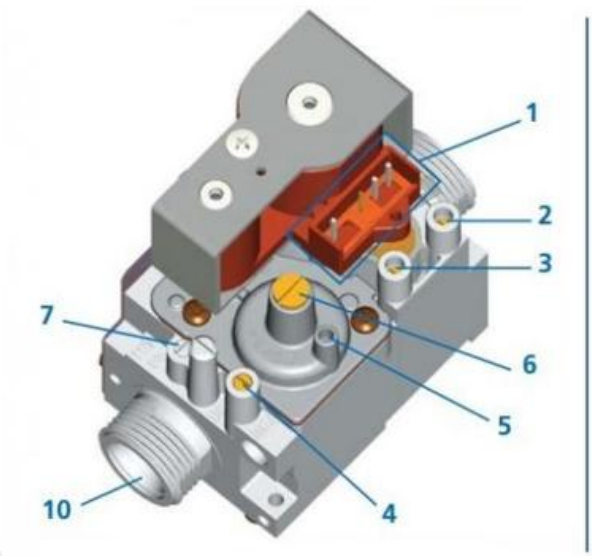


Şekil 16: Fan kontrol devresi çalışma prensibi

PWM (pulse-width modulation) teknolojisi sayesinde fanlar sürülmektedir. Yani bir kombi fanı minimum hızı (genellikle rpm veya hz birimiyle ifade edilir) ile maksimum hızı arasında hangi noktada çalışacağını PWM sinyali ile anlamaktadır. Bu kombi cihazlarının modülasyonu açısından oldukça önemlidir çünkü fan hızı doğrudan gaz debisini etkilediğinden, kombi cihazının gücünü belirler.

2.2.3.2. Gaz Valfi

Gaz valfinin temel fonksiyonu ana gaz şebekesinden gelen gazın kombi cihazına girişinin kontrolünü sağlamaktır. Yoğuşmalı kombi cihazlarında pnömatik gaz valfleri kullanılır.



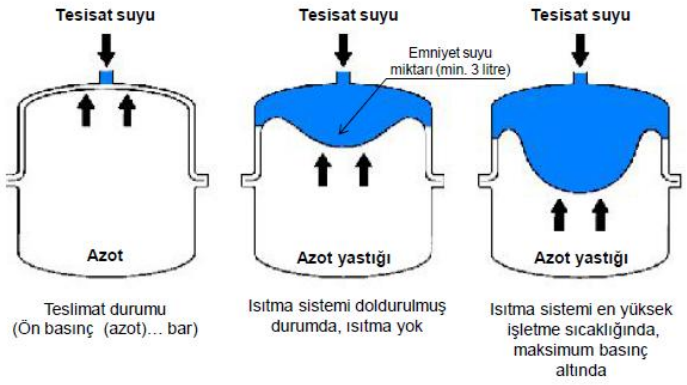
1. On-Off selenoid valfler için EV1 ve EV2 terminali
2. Giriş basıncı ölçüm noktası
3. Çıkış basıncı ölçüm noktası
4. Ek çıkış basıncı ölçüm noktası
5. Hava sinyali bağlantısı
6. Sıfırlama ayarı (fark basıncı)
7. Gaz/hava oran ayarlayıcısı
8. Gaz Girişi
9. Pilot çıkış
10. Ana gaz çıkışı
11. Yanal çıkış
12. Sabitleme delikleri

Şekil 17: SIT firmasına ait çift kademeli pnömotik bir gaz valfinin şeması (Kesucz, 2020)

Bu valflerin içerisinde çift kontrol noktası bulunmaktadır. Kontrol noktalarından birisi elektriksel olarak açılır ve bunu kontrol kartından gelen sinyal sağlar. Diğer kontrol noktası ise fan tarafından oluşturulan basınç sayesinde açılır. Bu ekstra bir güvenlik önlemi sağlar. Elektrik kesilmesi, fanın arıza hali vb. gibi durumlarda bu sayede kombi cihazına gaz girişi emiş durduğu anda kesilir.

2.2.3.3. Genleşme Tankı

Kapalı CH devresinde zamanlı ısınan su genleşmeye başlar. Genleşmeye başlayan suyun hacmi artacağı için CH devresi içerisinde yükselen basınç kombinin su yolu bileşenlerine veya ev tesisatına zarar verebilir. Dolayısıyla genleşme tankı kullanılarak sistem korunur. Ana görevi yükselen su hacmi karşısında kapalı devredeki basıncı sabit tutmaktır.



Şekil 18: Genleşme tankı şematiği ve çalışma prensibi (Genleşme Tankı, 2019)

Şekil 18' de genleşme tankının iç yapısı görülmektedir. Bu tankların içerisinde bir membran bulunur ve membran bir tarafı azot dolu olan kısım ile tesisat suyunu birbirinden ayırır. Tesisat suyu ısınıp genleştikçe azot sıkışır ve suyun dolabileceği kısmın hacmi artar. Bu sayede basınç sabit tutulur.

2.2.3.4. Plakalı Eşanjör

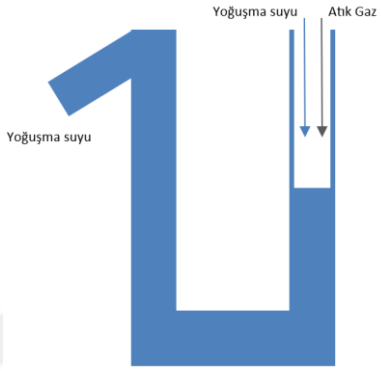
Plakalı eşanjör ana eşanjörle birlikte kombi cihazlarının en önemli parçalarından birisidir. Temel görevi DHW suyunun ısıtılmasıdır. Plakalı eşanjör sıcak CH suyu ve soğuk DHW suyu arasında ısı transferi sağlayan bir parçadır.

Şekil 19: Plakalı eşanjörün genel görünümü

Yapısı birbiri üzerine yerleştirilmiş birden fazla plaka şeklinde olduğundan plakalı eşanjör olarak isimlendirilir. Şekil 19'da göründüğü üzere iki girişi ve iki çıkışı bulunmaktadır.

2.2.3.5. Yoğuşma Sifonu

Yoğuşmalı kombilerin en önemli özelliğinin atık gaz içerisindeki sıcak su buharının yoğuşturulup dolaşım suyuna katılması olduğu daha önce açıklanmıştı. İşte bu yoğuşan suyun kombiden güvenli bir şekilde uzaklaştırılması görevini sifon parçası yapmaktadır.



Şekil 20: Yoğuşma sifonu şematiği

Şekil 20'de de görüldüğü üzere kombi yoğuşma sifonları U boru prensibine göre çalışır. Çünkü yanma odasından çıkan su uzaklaşırken, atık gazın da ortama yayılması önlenmelidir. Yoğuşma suyu sifondan geçip gidere yönlendirilirken hava basıncını yenemeyen atık gaz geri döner ve bacadan dışarı atılır.

2.2.3.6. Kontrol Kartı

Kombi cihazlarında kontrol kartı, cihazın beyni olarak görev yapar ve tüm bileşenlerin (fan, pompa, gaz valfi, ateşleme ünitesi, sensörler vb.) çalışma zamanlamasını, güvenliğini ve verimliliğini koordine eder. Kullanıcının sıcaklık talebine göre brülörü ateşler, modülasyon sağlar, alevi izler ve sistemde oluşabilecek arızaları algılayarak emniyet moduna geçirir. Böylece hem konforlu ısıtma sağlanır hem de cihazın güvenli çalışması garanti altına alınır.

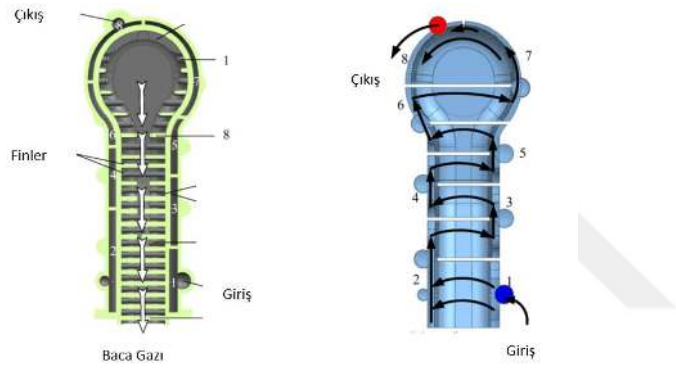
2.2.3.7. CH Sirkülasyon Pompası

Sirkülasyon pompasının ana görevi kapalı CH devresi içerisinde su debisi oluşturmaktır. Bu sayede kombide ısıtılan su radyatörlere doğru gönderilir ve geri gelmesi de bu şekilde sağlanır. Sabit debili ve modülasyonlu olmak üzere çeşitli

pompa tipleri mevcuttur. Modülasyonlu pompalar aynı fanlarda olduğu gibi PWM teknolojisiyle çalışırlar ve sıcaklık farkı, sistemin restriftikliği gibi parametrelere göre su debisini değiştirirler.

2.2.3.8. Ana Eşanjör

Ana eşanjör kombinin en önemli bileşeni olarak görülebilir. Ana görevi yanma teknolojisi ile oluşan alevin ve atık gazın enerjisini suya aktarmaktır. Şu anda sektörde Alüminyum-Silisyum alaşımlı döküm eşanjörler sıklıkla kullanılmaktadır. Bunun yanında daha kompakt ve yeni teknolojili cihazlarda paslanmaz çelik tüplerden imal edilmiş eşanjörler de mevcuttur. Ana eşanjörde atık gaz soğuyarak enerjisini CH suyuna verir, soğuk giren CH suyu da ısınarak eşanjörü terk eder.



Şekil 21: Alüminyum-Silisyum alaşımdan döküm yoluyla imal edilmiş bir kombi ana eşanjörü (Liu, Zheng, Zhang, & Shao, 2020)

Şekil 21' de Alüminyum-Silisyum alaşımdan imal edilmiş ve finli yapıya sahip, dikey eşanjör modeli görülmektedir. Şekil 22'de ise son yıllarda daha çok tercih edilen silindirik ve paslanmaz çelikten imal edilmiş ana eşanjör modeli görülmektedir.

Şekil 22: Silindirik sarmal borulu paslanmaz çelik eşanjör modeli. (What is a heat exchanger in a boiler?, 2022)

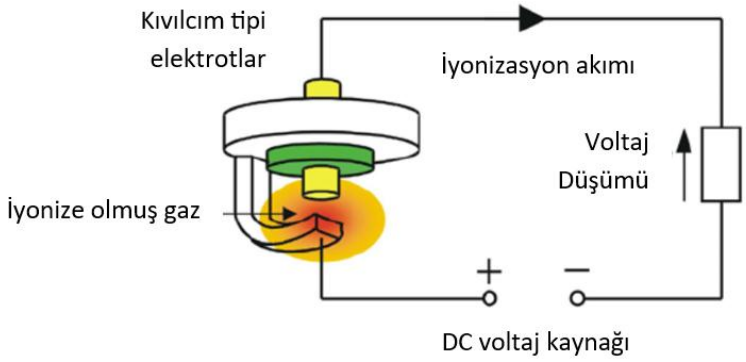
2.2.3.9. Ateşleme Trafosu ve Elektrotlar

Ateşleme trafosu temel olarak elektronik karttan gelen ana voltajı 230 volttan 10 ila 20 kV seviyesine çıkartarak ateşleme için gerekli enerjiyi sağlar. Sonrasında bu enerjiyi ateşleme elektroduna iletir. Ateşleme elektrodu ise yanabilir durumda olan gaz hava karışımının ateşlenmesi için gereken kıvılcımı oluşturur.

Şekil 23: Elektrot setleri

Şekil 23'te çeşitli elektrot setleri götürülmektedir. Kombi cihazlarında ateşleme ve iyonizasyon elektrodu olmak üzere iki farklı elektrot vardır. Bazı kombi cihazlarında tek elektrot üzerinden ateşleme ve iyonizasyon sağlanabilir.

İyonizasyon elektrodu ise alev gözleminin en önemli bileşenidir. İyonizasyon elektrodu üzerine düşen alev devreyi tamamlayan bir eleman gibi davranır ve iyonizasyon elektrodu üzerinden iyonizasyon akımı geçer. Bu akım sayesinde elektronik kart ateşlemenin başarılı olduğunu, alev kaybının olmadığını anlayabilir ve kombi cihazları operasyonuna devam eder.



Şekil 24: İyonizasyon akımı ölçüm devresi şeması (Przemysław, 2013)

2.3. Isı Değiştiricileri Hakkında Genel Bilgiler

Isı değiştiricisi temel olarak termodinamik yasalarını kullanarak iki akışkan arasında ısı transferi yapılmasını sağlayan makinelerdir.

2.3.1. Isı Transferi Mekanizmaları

Temel olarak taşınım, iletim ve radyasyon olmak üzere literatürde üç farklı ısı transferi mekanizması anlatılır. Bu çalışmada radyasyon ile ısı transferi olmayacağı kabulü olduğundan sadece taşınım ve iletimle ısı transferi konuları anlatışmıştır.

2.3.1.1. Taşınımla Isı Transferi

Konveksiyon, katı bir yüzey ile hareket halindeki bitişik sıvı veya gaz arasındaki enerji transferinin modudur ve iletim ve akışkan hareketinin birleşik etkilerini içerir. Akışkan hareketi ne kadar hızlıysa, konveksiyon ısı transferi o kadar büyük olur. Herhangi bir toplu akışkan hareketi olmadığında, katı bir yüzey ile bitişik akışkan arasındaki ısı transferi saf iletim yoluyla gerçekleşir. Akışkanın toplu hareketinin varlığı, katı yüzey ile akışkan arasındaki ısı transferini artırır, ancak aynı zamanda ısı transfer oranlarının belirlenmesini de zorlaştırır (Cengel, 2002).

Konveksiyon ısı transferi, ısı iletiminin yanı sıra akışkan hareketini de içermesi nedeniyle karmaşıktır. Sıvı hareketi ısı transferini artırır, çünkü daha sıcak ve daha soğuk sıvı parçalarını temasa sokar ve sıvıda daha fazla sayıda noktada daha yüksek iletim oranları başlatır. Bu nedenle, bir sıvıdan geçen ısı transfer oranı, iletimle olduğundan çok daha yüksektir. Aslında, sıvı hızı ne kadar yüksekse, ısı transfer oranı da o kadar yüksek olur (Cengel, 2002).

Konveksiyonun karmaşıklığına rağmen, konveksiyon ısı transferinin oranının sıcaklık farkına orantılı olduğu gözlemlenmiştir ve Newton'un soğuma yasasıyla kolayca ifade edilebilir (Cengel, 2002);

$$\dot{Q}_{conv} = hA\,(T_s - T_\infty) \tag{2.1}$$

burada h, taşınımla ısı transferi katsayıdır ve birimi W/m^2.K olarak tanımlanır. A_s m^2 cinsinden ısı transfer alanı, T_s yüzey sıcaklığı, T_∞ ise ortam sıcaklığıdır.

2.3.1.2. Nusselt Sayısı

Konveksiyon çalışmalarında, yönetici Denklemleri boyutsuzlaştırmak ve değişkenleri birleştirmek yaygın bir uygulamadır; bu da toplam değişken sayısını azaltmak için boyutsuz sayılar halinde gruplanır. Ayrıca, ısı transfer katsayısı h'yi Nusselt sayısıyla boyutsuzlaştırmak da yaygın bir uygulamadır; bu sayı şöyle tanımlanır:

$$Nu = \frac{h.L_k}{k} \tag{2.2}$$

burada k akışkanın ısıl iletkenliği ve birimi W/m.K olarak ifade edilir. L_k karakteristik uzunluktur. Nusselt sayısı, yirminci yüzyılın ilk yarısında konvektif ısı transferine önemli katkılarda bulunan Wilhelm Nusselt 'in adını taşır ve boyutsuz konveksiyon ısı transfer katsayısı olarak görülür (Cengel, 2002).

2.3.1.3. İletimle Isı Transferi

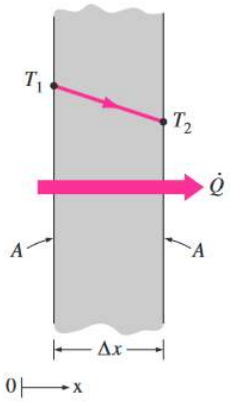
İletim, bir maddenin daha enerjik parçacıklarından, parçacıklar arasındaki etkileşimler sonucu bitişikteki daha az enerjik parçacıklara enerji aktarımıdır. İletim katılarda, sıvılarda veya gazlarda gerçekleşebilir. Gazlarda ve sıvılarda iletim, moleküllerin rastgele hareketleri sırasında çarpışmaları ve difüzyonlarından kaynaklanır. Katılarda, bir kafesteki moleküllerin titreşimleri ve serbest elektronlar tarafından enerji taşınmasının birleşiminden kaynaklanır.

Bir ortamdan ısı iletimi oranı, ortamın geometrisine, kalınlığına ve ortamın malzemesine ve ayrıca ortam boyunca sıcaklık farkına bağlıdır. Bir düzlem tabaka boyunca ısı iletimi oranını tabaka boyunca sıcaklık farkı ve ısı transfer alanı ile orantılı, ancak tabakanın kalınlığı ile ters orantılıdır ve bu ifade aşağıdaki gibi açıklanabilir.

$$Isı\ iletim\ oranı\ \alpha\ \frac{(Alan)(Sıcaklık\ farkı)}{(Kalınlık)} \tag{2.3}$$

$$\dot{Q}_{cond} = kA\ \frac{T_1 - T_2}{\Delta x} = -kA\frac{\Delta T}{\Delta x} \tag{2.4}$$

burada k ısıl taşınım katsayısı, A yüzey alanı, ΔT sıcaklık farkı ve Δx mesafe farkıdır.



Şekil 25: Yeterince büyük bir duvardan iletimle ısı transferinin şematik gösterimi. (Cengel, 2002)

2.3.2. Logaritmik Ortalama Sıcaklık Farkı Yöntemi

Bir ısı değiştirici sisteminde giriş ve çıkış sıcaklıkları biliniyorsa, sistemin termal analizini yapmak için Logaritmik Ortalama Sıcaklık Farkı (Log Mean Temperature Difference – LMTD) yöntemi oldukça kullanışlıdır. Sıcak ve soğuk akışkanlar arasındaki logaritmik ortalama sıcaklık farkı Denklem (2.5) ile hesaplanmaktadır (Kakaç, Liu, & Pramuanjaroenkij, 2012).

$$\Delta T_{lm} = \frac{(T_{h1} - T_{c2}) - (T_{h2} - T_{c1})}{\ln((T_{h1} - T_{c2})/(T_{h2} - T_{c1}))} \tag{2.5}$$

burada T_{h1} gaz giriş sıcaklığı yani adyabatik alev sıcaklığı, T_{c1} soğuk su girişi, T_{h2} baca gazı çıkış sıcaklığı ve T_{c1} sıcak su çıkışıdır.

Buna bağlı olarak sıcak ve soğuk akışkanlar arasındaki toplam ısı transferi miktarı Denklem (2.6) ile belirtilmektedir.

$$\dot{Q} = AU\Delta T_{lm} \tag{2.6}$$

burada $\dot{Q}$ iki akışkan arasında transfer edilen toplam ısı enerjisidir ve kW ve W cinsinden ifade edilir. A toplam ısı transferi yüzey alanıdır. U ise toplam ısı transfer katsayısıdır. Birimi W/m^2.K olarak verilir.

Toplam ısı transfer katsayısı U'nun bir başka şekilde ifade edilişi de Denklem (2.7)'de verilmiştir.

$$U = \frac{1}{R_{toplam}.A} \tag{2.7}$$

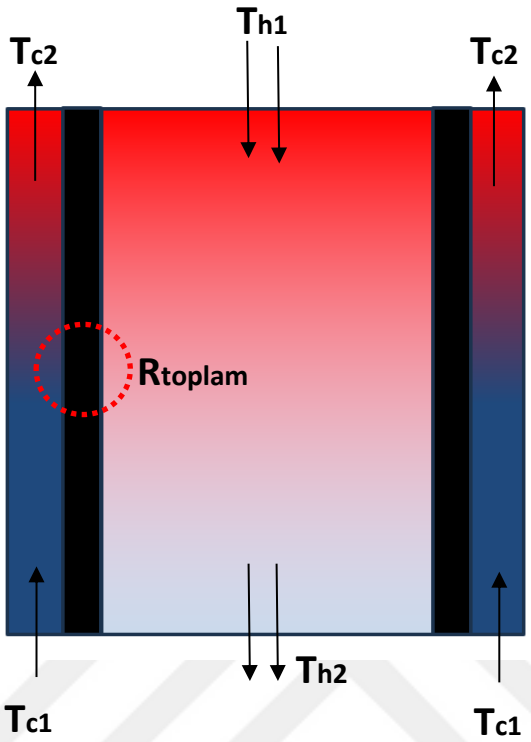
burada R_{toplam}, ısı değiştiricisinde sıcak ve soğuk akışkan arasında bulunan ve ısı transferine negatif yönde etki eden toplam ısı direncidir ve K/W birimiyle ifade edilir. Toplam ısıl direnci hesaplayabilmek için sıcak akışkanın ve soğuk akışkanın termal dirençleri, arada bulunan tampon bölgenin termal direnciyle toplanır. Denklem (2.8)'de verilen ifade ile toplam ısı direnci bulunabilir.

$$R_{toplam} = R_{sıcak} + R_{duvar} + R_{soğuk} + R_{kirlilik} \tag{2.8}$$

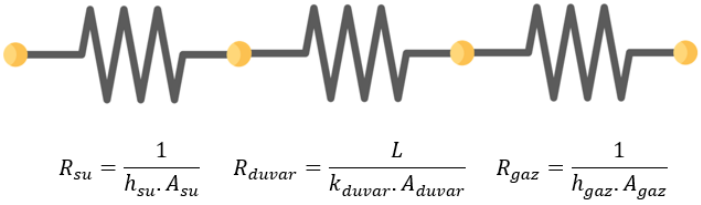
$$R_{taşınım} = \frac{1}{h.A} \tag{2.9}$$

$$R_{iletim} = \frac{L}{k.A} \tag{2.10}$$

Genel olarak ısı değiştiricilerinde akışkan taraflarındaki termal direnç taşınım etkisi üzerinden taşınım katsayısı ile bulunur. Duvardaki ısıl direnç ise iletim esasına dayalı olarak bulunur. Bunlar Denklem (2.9) ve Denklem (2.10) ile gösterilmiştir.



Şekil 26: Isı değiştiricisi basit şematiği



$$R_{su} = \frac{1}{h_{su} \cdot A_{su}} \qquad R_{duvar} = \frac{L}{k_{duvar} \cdot A_{duvar}} \qquad R_{gaz} = \frac{1}{h_{gaz} \cdot A_{gaz}}$$

Şekil 27: Isıl direnç devresi

2.3.3. ε-NTU Yöntemi

Akışkanların giriş veya çıkış sıcaklıkları bilinmediğinde, ısı değiştiricilerin ısıl analizinde ısı transfer birimleri sayısı (Number of Transfer Unit-NTU) yöntemi kullanılabilir. Bu yöntem, bir ısı değiştiricinin giriş veya çıkış sıcaklık farklarının UA/C_c ve C_c/C_h fonksiyonu olduğuna dayanır (Kakaç, Liu, & Pramuanjaroenkij, 2012).

Her iki akışkanın da özgül ısısının ve kütlesel debisinin bilindiği durumda ısıl kapasite Denklem (2.11) ile hem soğuk akışkan hem de sıcak akışkan için hesaplanır. Ardından Denklem (2.12) ile ısıl kapasitelerin birbirine olan oranı bulunur.

$$C = \dot{m} c_p \tag{2.11}$$

$$C^* = \frac{C_{min}}{C_{max}} \tag{2.12}$$

burada $\dot{m}$ akışkanın kütlesel debisidir ve birimi kg/s olarak ifade edilir. c_p ise ilgili akışkanın özgül ısısıdır ve birimi J/kg.K'dir.

Ardından ısı değiştiricisinin ısı transferi yeteneğini gösteren NTU (number of transfer) sayısı ise Denklem (2.13) ile hesaplanır.

$$NTU = \frac{AU}{C_{min}} \tag{2.13}$$

Bu adımdan sonra ısı değiştiricisinin efektifliğini gösteren epsilon (ε) sayısı bulunmalıdır. Denklem (2.14)'de görülebildiği üzere epsilon ısı değiştiricisinin anlık transfer ettiği ısının teorik olarak transfer edebileceği maksimum ısıya oranıdır.

$$\varepsilon = \frac{Q}{Q_{teorik}} \tag{2.14}$$

Tablo 2'de verilen denklemlerden uygun olanı ısı değiştirici tipine göre seçilir. Bu çalışmada bir karşıt akışlı ısı değiştirici bulunduğundan Tablo 2'de ilk satırda bulunan Denklem (2.15) kullanılmıştır..

$$\varepsilon = \frac{1 - e^{-NTU(1-C^*)}}{1 - C^*.e^{-NTU(1-C^*)}} \tag{2.15}$$

Tablo 2: Farklı eşanjör tiplerine göre e-NTU ifadeleri tablosu (Kakaç, Liu, & Pramuanjaroenkij, 2012)

Isı Eşanjörü Tipi	ε (NTU, C*)	NTU (ε, C*)	Özel durum (C* = 0)	NTU → ∞ olduğunda ε değeri
Karşıt akış	$\varepsilon = \frac{1-\exp[-(1-C^*)NTU]}{1-C^*\exp[-(1-C^*)NTU]}$	$NTU = \frac{1}{1-C^*}\ln\left(\frac{1-\varepsilon C^*}{1-\varepsilon}\right)$	$\varepsilon = 1-\exp(-NTU)$	$\varepsilon = 1$ tüm C^* için
Paralel akış	$\varepsilon = \frac{1}{1+C^*}\{1-\exp[-(1+C^*)NTU]\}$	$NTU = \frac{1}{1+C^*}\ln[1+\varepsilon(1+C^*)]$	$\varepsilon = 1-\exp(-NTU)$	$\varepsilon = \frac{1}{1+C^*}$
Çapraz akış (C_{min} karışmış, C_{max} karışmamış)	$\varepsilon = 1-\exp\left[-\frac{1-\exp[-C^*NTU]}{C^*}\right]$	$NTU = -\frac{1}{C^*}\ln[1+C^*\ln(1-\varepsilon)]$	$\varepsilon = 1-\exp(-NTU)$	$\varepsilon = 1-\exp\left(-\frac{1}{C^*}\right)$
Çapraz akış (C_{max} karışmış, C_{min} karışmamış)	$\varepsilon = \frac{1}{C^*}[1-\exp\{-C^*[1-\exp(-NTU)]\}]$	$(NTU = -\ln\left[1+\frac{1}{C^*}\ln(1-\varepsilon C^*)\right]$	$\varepsilon = 1-\exp(-NTU)$	$\varepsilon = \frac{1}{C^*}[1-\exp(-C^*)]$
1-2 kabuk-borulu ısı eşanjörü (TEMA E)	$\varepsilon = \frac{2}{1+C^*+(1+C^{*2})^{1/2}\frac{1+\exp[-NTU(1+C^{*2})^{1/2}]}{1-\exp[-NTU(1+C^{*2})^{1/2}]}}$	$NTU = \frac{1}{(1+C^{*2})^{1/2}}\ln\left(\frac{2-\varepsilon[1+C^*-(1+C^{*2})^{1/2}]}{2-\varepsilon[1+C^*+(1+C^{*2})^{1/2}]}\right)$	$\varepsilon = 1-\exp(-NTU)$	$\varepsilon = \frac{2}{1+C^*+(1+C^{*2})^{1/2}}$

Epsilon değeri hesaplandıktan sonra artık ısı değiştiricinin teorik maksimum ısı değiştirme kapasitesi ile mevcut ısı değiştirme kapasitesi arasındaki oran bulunmuş olur. Çıkış sıcaklıkları Denklem (2.16) ile hesaplanabilir.

$$Q = \varepsilon(\dot{m}c_p)\min(T_{h1} - T_{c1}) \tag{2.16}$$

2.3.4. Akışkanlar Mekaniği

Bir akışkan akışı, akışkanın sınırlı bir kanalda mı yoksa bir yüzey üzerinden mi akmaya zorlandığına bağlı olarak iç ve dış olarak sınıflandırılır. Bir levha, tel veya boru gibi bir yüzey üzerinden sınırsız bir akışkanın akışı dış akıştır. Bir boru veya kanaldaki akış, akışkan tamamen katı yüzeylerle sınırlıysa iç akıştır (Cengel, 2002).

Bu çalışmada su tarafında iç akış, gaz tarafında ise dış akış söz konusudur.

Bazı akışlar düzgün ve düzenliyken diğerleri oldukça kaotiktir. Düzgün akış çizgileriyle karakterize edilen oldukça düzenli akışkan hareketine laminer denir. Düşük hızlardaki yağlar gibi yüksek viskoziteli akışkanların akışı tipik olarak laminerdir. Genellikle hız dalgalanmalarıyla karakterize edilen yüksek hızlarda oluşan oldukça düzensiz akışkan hareketine türbülanslı denir. Yüksek hızlardaki hava gibi düşük viskoziteli akışkanların akışı tipik olarak türbülanslıdır. Akış rejimi ısı transfer oranlarını ve pompalama için gereken gücü büyük ölçüde etkiler (Cengel, 2002).

Laminer akıştan türbülanslı akışa geçiş, diğer etmenlerin yanı sıra yüzey geometrisi, yüzey pürüzlülüğü, serbest akış hızı, yüzey sıcaklığı ve akışkan türüne bağlıdır. 1880'lerde kapsamlı deneylerden sonra, Osborn Reynolds akış rejiminin esas olarak akışkandaki eylemsizlik kuvvetlerinin viskoz kuvvetlere oranına bağlı olduğunu keşfetti (Cengel, 2002). Bu orana Reynolds sayısı denir, boyutsal olmayan bir niceliktir ve dış akış için Denklem (2.17)'de gösterildiği gibi ifade edilmiştir;

$$Re = \frac{Eylemsizlik\ Kuvvetleri}{Viskoz\ Kuvvetler} = \frac{\rho . v . L_k}{\mu} \tag{2.17}$$

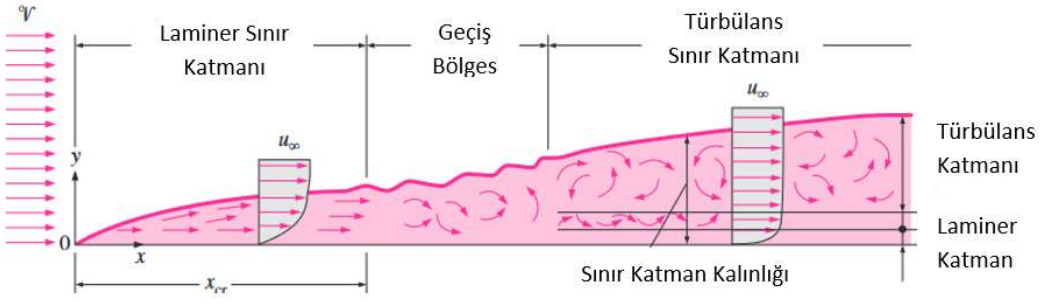
burada ρ akışkanın yoğunluğu, v akış hızı, L_k karakteristik uzunluk ve μ ise dinamik viskozitedir.

Tablo 3: Reynolds sayısına göre akış tipinin belirlenmesi

Reynolds Sayısı	Akış Tipi
Re <2300	Laminer akış
2300 <Re<10000	Geçiş bölgesi
Re>10000	Türbülanslı akış

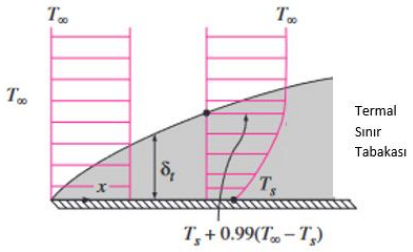
Akış karakterizasyonunda kullanılan bir diğer önemli parametre ise Prandtl sayısıdır. Bunu açıklamak içinse hız sınır tabakası ve termal sınır tabakası kavramlarını incelemek gerekir.

Şekil 28'de gösterildiği gibi düz bir plaka üzerindeki bir akışkanın paralel akışı göz önünde bulundurulsun. x koordinatı, plakanın ön kenarından akış yönünde plaka yüzeyi boyunca ölçülür ve y, yüzeyden normal yönde ölçülür. Akışkan, plakaya x yönünde düzgün bir yukarı akış hızıyla yaklaşır; bu, yüzeyden uzakta plaka üzerindeki serbest akış hızı u ile aynıdır. Akışkanın, üst üste yığılmış bitişik katmanlardan oluştuğu düşünülebilir. Plakaya bitişik ilk akışkan katmanındaki parçacıkların hızı, kaymama koşulu nedeniyle sıfır olur. Bu hareketsiz katman, bu iki bitişik akışkan katmanının parçacıkları arasındaki farklı hızlardaki sürtünmenin bir sonucu olarak komşu akışkan katmanının parçacıklarını yavaşlatır. Bu akışkan katmanı daha sonra bir sonraki katmanın moleküllerini yavaşlatır ve bu böyle devam eder. Böylece, plakanın varlığı, serbest akış hızı u'nun esasen değişmeden kaldığı plakadan belirli bir normal mesafeye kadar hissedilir. Akışkanın viskozitesinden kaynaklanan viskoz kesme kuvvetlerinin etkilerinin hissedildiği, plakanın üstündeki akış bölgesine hız sınır tabakası denir (Cengel, 2002).



Şekil 28: Düz bir plaka üzerindeki akış için sınır tabakasının gelişimi ve farklı akış rejimleri. (Cengel, 2002)

Termal sınır tabakası ise Şekil 29'da gösterildiği gibi, belirli bir sıcaklıktaki bir akışkan farklı bir sıcaklıktaki bir yüzeyin üzerinden aktığında gelişir (Cengel, 2002).



Şekil 29: Düz bir plaka üzerindeki termal sınır tabakası.

Yüzeye bitişik tabakadaki akışkan parçacıkları plaka ile termal dengeye ulaşacak ve yüzey sıcaklığını alacaktır. Bu akışkan parçacıkları daha sonra bitişik akışkan tabakasındaki parçacıklarla enerji alışverişinde bulunacak ve bu böyle devam edecektir. Sonuç olarak, akış alanındaki yüzeyden yeterince uzaktaki sınıra kadar değişen bir sıcaklık profili gelişecektir. Yüzeye dik yöndeki sıcaklık değişiminin önemli olduğu yüzey üzerindeki akış bölgesi termal sınır tabakasıdır (Cengel, 2002).

Isıl sınır tabakasının kalınlığı akış yönünde artar, çünkü ısı transferinin etkileri yüzeyden daha uzak mesafelerde hissedilir (Cengel, 2002).

İşte bu hız ve termal sınır tabakalarının bağıl kalınlığı, boyutsal olmayan Prandtl sayısı parametresi ile açıklanabilir; bu parametre şu şekilde tanımlanır:

$$Pr = \frac{Momentumun\ molek\ddot{u}ler\ yayınımı}{Isının\ molek\ddot{u}ler\ yayılımı} = \frac{v}{\alpha} = \frac{\mu C_p}{k} \qquad (2.18)$$

burada sırasıyla μ dinamik viskozite, C_p özgül ısı ve k ısıl iletkenlik katsayısıdır.

2.4. Yanma Teorisi

Her ne kadar hidrojen gibi temiz yakıtların kullanımıyla ilgili çalışmalar sürse de konut ısınması pazarının büyük bir kısmı fosil yakıt olarak doğalgaz ve LPG kullanmaktadır. Bu gazların kimyasal formülleri sırasıyla;

- Doğalgaz: CH_4
- LPG: C_3H_8

Yanma temel olarak bir oksitlenme tepkimesi olduğundan, yakıtla birlikte bir miktar oksijenin de tepkimeye girmesi gerekmektedir. Yakıtların tam olarak hangi oranda havayla karıştırılması gerektiği ise stokiyometrik orana ve hava fazlalık katsayısına bağlıdır.

Eğer tepkimeye sağlanan hava miktarı tepkimeye giren yakıtın tamamen yanmasını sağlıyorsa, hava-gaz karışımı (Air Fuel Ratio – AFR) stokiyometrik orandadır (Al-Arkawazi, 2019).

Bir gazın stokiyometrik oranı doğrudan yanma tepkimesinden şu şekilde hesaplanmaktadır;

$$C_3H_8 + 5(O_2 + 3{,}76N_2) \;\Rightarrow\; 3CO_2 + 4H_2O + 18{,}8N_2 \qquad (2.19)$$

Denklem (2.19)'a göre yanma ürünlerinin toplam molü Denklem (2.20) aracılığıyla hesaplanır. Genel kabul standardı EN 15502, CO_2 hesabının kuru yapılması koşulunu sunduğu için, hesaplamalarda H_2O çıktısı sıfır olarak kabul edilmiştir (EN 15502-1 Gasfired heating boilers – Part 1: General requirements and tests, 2022).

$$Toplam\ \text{ürün}\ mol\text{ü} = 3 + 18{,}8 = 21{,}8\ mol \qquad (2.20)$$

Yanma sonucu ortaya çıkan gazların yüzdesel bileşenlerini hesaplamak için Denklem (2.21) kullanılır.

$$\frac{3}{21{,}8} \approx \%13{,}76\ CO_2 \qquad (2.21)$$

Karbonun mol ağırlığı 12 gram, hidrojenin de 1 gram olduğundan C_3H_8'in toplam mol ağırlığı 44 g/mol'dür. 1 mol havanın kütlesi ise 137,28 g/mol olarak literatürden bilinmektedir.

Denklem (2.19)'a göre 1 mol C_3H_8'in tamamen yanabilmesi için 5 mol hava gerekmektedir. Kütle bazına çevirmek için;

- M_h = 137,28 g/mol
- M_{C3H8} = 44 g/mol

$$\left(\frac{Hava}{Yakıt}\right)_{stokiyometrik} = 5\ \frac{137{,}28}{44} \approx 15{,}6\ g \tag{2.22}$$

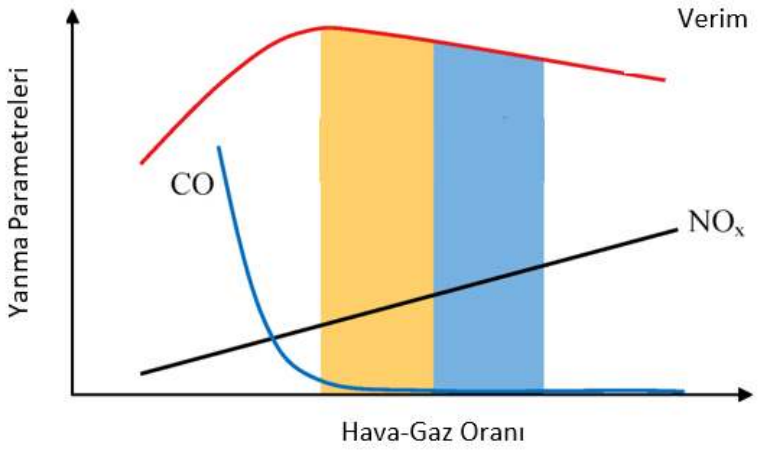
O halde 1 gram C_3H_8'in tam şekilde yanabilmesi için 15,6 gram hava gerekmektedir. Bir yanma tepkimesinin stokiyometrik orana kıyasla ne kadar fazla veya az havayla yandığı eşdeğerlik oranı (equivalence ratio ϕ) ile belirtilir. Ve Denklem (2.23) aracılığıyla belirlenebilir.

$$\phi = \frac{\left(\frac{Hava}{Yakıt}\right)_{Gerçek}}{\left(\frac{Hava}{Yakıt}\right)_{stokiyometrik}} \tag{2.23}$$

Isınma, otomobil gibi sektörlerde kullanılan lambda ise eşdeğerlik oranı ile ters orantılıdır ve Denklem (2.24) ile hesaplanabilir.

$$\lambda = \frac{1}{\phi} \tag{2.24}$$

Bazı kaynaklarda stokiyometrik oran ideal oran olarak da isimlendirilir. Fakat yanma verimi, güç ve emisyonlar açısından bakıldığında stokiyometrik orandaki bir yanma aslında pek de verimli değildir. Şekil 30'a bakılacak olursa yanma verimliliği ve emisyonlar açısından ulaşılabilecek en optimum bölge lambda 1 in biraz üstündedir.



Şekil 30: Hava gaz karışım oranına göre yanma verimliliğinin ve emisyonların değişimi (Lee , Han, Moon, & Lee, 2020)

Diğer bir önemli yanma parametresi ise adyabatik alev sıcaklığıdır. Adyabatik yanma işleminde herhangi bir iş, kinetik ve potansiyel enerji değişiminin olmadığı durumda ürünlerin sıcaklığıdır. Stokiyometrik hava kullanıldığında en yüksek Adyabatik alev sıcaklığı değerine ulaşılır. Adyabatik alev sıcaklığı değerinin yüksek olması yanma verimini artırırken yanma sonucu elde edilen emisyonlarda artışa ya da is birikimine neden olabilir. Bu nedenle adyabatik alev sıcaklığını kontrol etmek için eşdeğerlik oranı değiştirilmektedir (Korukçu, 2022).

Adyabatik alev sıcaklığının hesaplanmasında enerji korunumuna dayanan termodinamik dengeler kullanılır.

Reaktantların toplam enerjisi Denklem (2.25) ile bulunur;

$$H_{reaktant} = \sum n_i h_{f,i}^o \tag{2.25}$$

burada h_r^o reaktantların standart oluşum entalpisidir ve kJ/mol birimiyle ifade edilir. n_i ise reaktant türü i'nin mol sayısıdır. Ürünlerin entalpisi ise Denklem (2.26) aracılığıyla hesaplanır;

$$H_{\text{ürün}}@T_{ad} = \sum n_j \left[h_{f,j}^o + \int_{298}^{T_{ad}} c_{p,j}(T)dT \right] \tag{2.26}$$

Denklem (2.26) sabit özgül ısı (cp) kabulü altında çözdürülerek yaklaşık bir adyabatik alev sıcaklığı bulunabilir.

2.5. Kontrol Mühendisliği

Fiziksel sistemlerin çalışmasında insan yapısının gereği olarak her zaman kontrol ihtiyacı hissedilmiştir. Günümüzde artık herhangi bir sistem sadece belirli bir performansta çalışma gerçekleştirmemektedir. Kaynakların tüketimi açısından bakıldığında bu oldukça masraflıdır. Örneğin 24 kW kapasiteli bir kombi cihazını düşünelim. Örneğin kullanıcı kullanım suyu talebi verdiğinde 50 ila 100 saniye arasında suyun belirli bir sıcaklığa, örneğin 35 ^{o}C'ye çıkmasını istiyor. Fakat kombi cihazları ısıtma sistemini de beslediği için, başka bir zamanda aynı kullanıcı dış ortam sıcaklığı 10 ^{o}C iken iç ortam sıcaklığını 25 ^{o}C yapmak için de sistemi çalıştırmak isteyebilir. Bu iki talep arasında oldukça fazla kapasite ihtiyacı bulunmaktadır. Örneğin hızlıca sıcak kullanım suyu temin edebilmek için kombi cihazı tam güçte uzun süre çalışırken, mekân ısıtması yapmak için bu gücün yarısı veya üçte birini kullanmaya ihtiyaç duyar.

Kaynakların kontrolü açısından bakılacak olursa, kullanıcı her mekân ısıtması talebi verdiğinde kombi cihazı tam güçte çalışsaydı gaz ve elektrik tüketimi çok fazla olurdu. Ayrıca CO_2 salınımı da benzer şekilde fazla olurdu. Kullanıcının konforu açısından bakılacak olursa da her kullanım suyu talebi verildiğinde cihaz mekân ısıtmasına uygun olabilecek bir güçte çalışsaydı bu sefer kullanıcı sıcak suyu geç elde etmiş olacaktı. Dolayısıyla fiziksel, mekanik ve elektronik sistemlerin kontrolü hem kaynakların kullanımı hem de kullanıcı konforu açısından oldukça önem teşkil etmektedir.

Fiziksel, mekanik ve elektronik sistemlerin çalışma güçlerini değiştirerek talep edilen çalışma koşuluna getirmeyi ve bu koşulda kalmasını sağlayan sistemlere kontrol sistemleri denir. Kontrol sistemlerinin belirli kriterlere uygun olacak şekilde optimize edilmesine, performanslarının karşılaştırılmasına, yeni kontrol algoritmalarının geliştirilmesine öncülük eden alana ise "Kontrol Mühendisliği" denilmektedir. Bir fiziksel sistemin, yeteri kadar geliştirme sağlanırsa tamamen kontrol algoritmaları ile kullanımı sağlanabilir. Bu tip sistemlere ise otomasyon sistemleri denilmektedir.

2.5.1. Kontrol Teorisi

Kontrol mühendisliği birçok farklı disiplinden gelen mühendislerin ihtiyaç duyduğu bir alan olarak tanımlanır. Örneğin:

- Kimya mühendisinin sıvı seviyesini kontrol etmesi,
- Üretim mühendisinin konveyör hızını kontrol etmesi,
- Makine mühendisinin bir kesme makinesinin konumunu kontrol etmesi,
- Elektrik mühendisinin elektrik güç çıkışını sabit tutması.

Bu nedenle kontrol teorisi; süreç ve kontrol bilgilerini, tasarım prosedürleri, matematiksel beceriler ve analiz araçlarıyla birleştirerek sistemlerin davranışlarını istenen şekilde yöneten disiplin olarak açıklanabilir (Wilkie, Johnson, & Katebi, 2002).

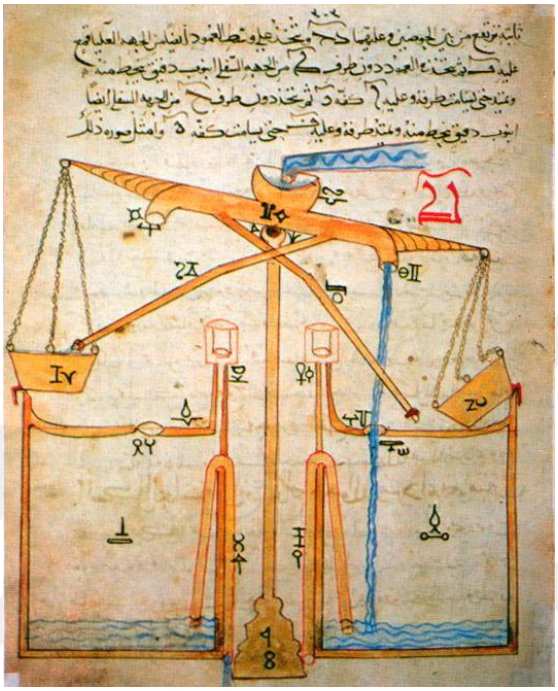
2.5.2. Kontrol Sistemlerinin Tarihçesi

İnsan doğası gereği sistemlerin dengesini yakalamak için çabaladığından, kontrol sistemleri çok uzun yıllardır varlığını sürdürmektedir. Yazılı kaynaklarda 2000 yıldan daha eski örnekleri bulunmaktadır.

Antik Yunanlılar bile çeşitli otomatlar kullanmışlardı. İlk kapalı devre kontrol sistemlerinden biri İskenderiye'de (M.Ö. 270) Ktesibios'un yaptığı su saatiydi. Bu düzenek, bir tankın su seviyesini ölçmek ve sabit tutmak için bir şamandıra kullanıyordu. Su seviyesi azaldığında, bir valf açılıyor ve tank yeniden doluyordu. Sabit su seviyesi, çıkış suyunun sabit değerini garanti ediyordu. Çıkış suyu ikinci bir tankı dolduruyordu. Bu tanktaki seviyenin değişimi ise zamana göre değişkenlik gösteriyordu (Keviczky , Bars, Hetthéssy , & Bányász, 2019).

Kontrol mühendisliği alanına öncülük etmiş, sayılı çalışmalar yapmış ve literatürün oluşumunda katkısı olmuş en önemli tarihsel figürlerden birisi de şüphesiz Cezeri'dir. Dönemin bilim adamlarından el-Cezerî, otomatik cihazlar, saatler, pozitif deşarjlı pompalar, sibernetik sistemler ve robotik de dâhil olmak üzere 50 mekanik cihaz icat etti. Bu buluşlar, endüstriyel otomasyonla ilgili modern sistemlerin temel

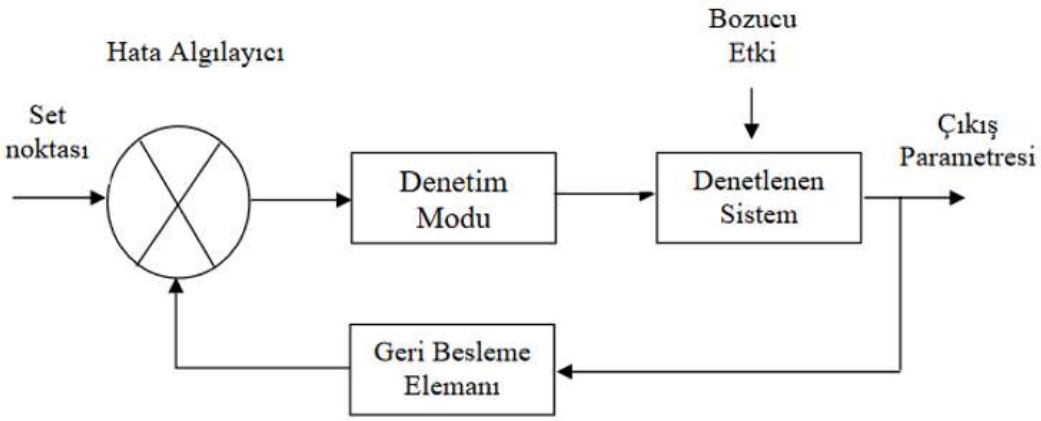
taşlarını ortaya koydu. el-Cezerî, sibernetik sistemlerin kurucusu olarak kabul edilir. Aynı zamanda ilk robotik çalışmalarını yaptı. el-Cezerî tarafından Diyarbakır'da 1206 yılında yazılan Kitab fi mârifat el-hiyal el-handasiya isimli kitap saatleri, çeşmeleri, sürekli flütleri, suyun yükselmesi için makineler ve diğer çeşitli cihazların açıklamalarını ve resimlerini içermektedir (Tür & Çakmak, 2017).



Şekil 31: Cezeri'nin hazırladığı otomatik su doldurma makinesinin bir diyagramı. 13. yüzyıl, Süleymaniye Kütüphanesi, İstanbul (Alkan, 2015)

2.5.3. Kontrol Algoritmaları

Problemin ve otomasyonun çeşitliliğine bağlı olarak çok farklı kontrol algoritmaları mevcuttur. Bu çalışmada özellikle geri besleme tipli kontrol algoritmaları kullanılmıştır. Şekil 32'de görülebilen geri besleme sistemi basitçe sistemin mevcut çıkışı ve arzu edilen referans çıkışı arasındaki fark sinyalinin sistem kontrolcülerine bildirilmesi olarak tanımlanabilir.



Şekil 32: Geribesleme döngüsü (T.C. Milli Eğitim Bakanlığı, 2009)

Bu çalışmada geleneksel kontrolcü algoritmaları arasında en yaygın olan PID (Proportional Integrative Derivative) algoritması ve yeni literatürde en fazla çalışılan algoritmalardan birisi olan MPC (Model Predictive Control) algoritması incelenmiştir.

2.5.3.1. PID Algoritması

Şekil 32'de görülebileceği gibi, bir kapalı çevrim denetim sisteminde geri besleme elemanı üzerinden alınan çıkış büyüklüğünün değerlendirilebilir kısmı, referans bir değer ile karşılaştırılır ve elde edilen hata sinyalinin yapısına ve kontrol edilen değişkene uygun bir denetim sinyali üretilir. Uygun denetim sinyalini denetim modu ünitesi oluşturur. Denetim modu ünitesi bu işlemi bir veya birkaç denetim yöntemi (denetim modu) kullanarak gerçekleştirir (T.C. Milli Eğitim Bakanlığı, 2009).

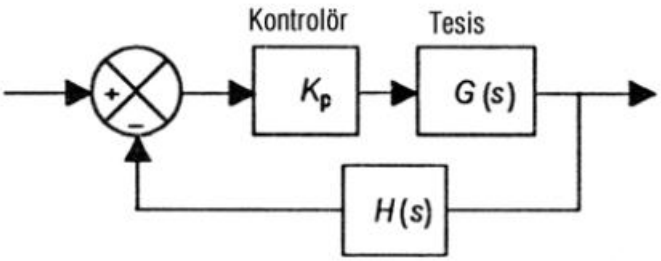
PID (İngilizce: Proportional Integral Derivative-PID) oransal-integral-türevsel denetleyici kontrol döngüsü yöntemi, endüstriyel kontrol sistemlerinde yaygın olarak kullanılır. Kimi kaynaklara göre sektörde kullanılan kontrol sistemlerinde PID denetleyicisi tercih edilme oranı %85-90 civarındadır. PID isminden de anlaşılabileceği gibi aslında birden fazla kontrol metodunun bir kombinasyonudur. Bunun haricinde eğer sistem istenen çıktıya ulaşıyorsa sadece oransal, oransal-integral veya oransal-türevsel (İngilizce kısaltma: P, PI, PD) kontrol mekanizmaları da kurulabilir. Fakat bu çalışmada bütün olarak ele alınmıştır.

PID kontrolünde integral bileşeni büyük yük değişimleri nedeniyle oluşan oransal ofseti azaltmak ve yok etmek için kullanılır. Türev yöntemi ise osilasyon eğilimini azaltır ve hata sinyalini önceden sezen bir etki sağlar. Türev yöntemi

özellikle ani yük değişimlerinin olduğu proseslerde çok kullanılışlıdır. Diğer bir ifadeyle PID yöntemi bir veya iki denetim yönteminin hatayı kabul edilebilir limitler içerisinde tutamadığı hızlı ve büyük yük değişimleri olan süreçlerde kullanılır (T.C. Milli Eğitim Bakanlığı, 2009).

Kapalı-döngü bir kontrol için en basit mod orantılı kontroldür. Bu tip bir kontrolörde hata sinyali e üzerine etkiyen sabit bir Kp kazancı bulunur. Genelde, endüstriyel kontrolörlerde, kazanç orantılı bant (PB) terimiyle tanımlanır. orantılı bant, kontrolör çıktısında %100 değişikliğe sebep olacak kısmi veya yüzdelik hata değişimidir ve aşağıdaki denklemle tanımlanır (TMMOB Elektrik Mühendisleri Odası, 2011);

$$\%PB = \frac{Hatadaki\ Değişiklik\ [\%]}{Kontrolör\ Çıktısındaki\ Değişiklik\ [\%]} \tag{2.27}$$



Şekil 33: Orantılı kontrolör (TMMOB Elektrik Mühendisleri Odası, 2011)

PID kontrolünde I terimi, referans noktası ile gerçek çıkış noktası arasındaki hatanın integrali olarak ifade edilir. Bu sayede diğer kontrol yöntemlerinden arta kalan hatalar birikerek (toplanarak) büyür ve sistemde sabit bir kalıcı hata varsa bu integral terimi sayesinde giderilir.

D terimi ise PID sisteminin "öngörü" kısmıdır. Diğer terimlerden farklı olarak hata sinyaline değil, hata sinyalinin değişim hızına bakar. Bunu da hata sinyalinin türevini alarak, yani eğrisine bakarak yapar. Eğer hata çok hızlı değişiyorsa, örneğin çok hızlı artıyorsa sistemin gücünü azaltır ve referans değerden aşmaların önüne geçer.

2.5.3.2. MPC Algoritması

Model öngörücü kontrolünün kökleri optimal kontrole dayanır. MPC'nin temel kavramı, sistem davranışını tahmin etmek için dinamik bir model kullanmak ve en iyi kararı, yani mevcut zamandaki kontrol hamlesini üretmek için tahmini optimize etmektir. Bu nedenle modeller, her MPC biçiminin merkezinde yer alır. Optimal kontrol hamlesi dinamik sistemin başlangıç durumuna bağlı olduğundan, MPC'deki ikinci temel kavram, sistemin en olası başlangıç durumunu belirlemek için geçmiş ölçüm kayıtlarını kullanmaktır. Durum tahmin problemi, geçmiş veri kayıtlarını incelemek ve bu ölçümleri modelle uzlaştırarak mevcut zamandaki durumun en olası değerini belirlemektir. Hem optimal kontrol eylemini üretmek için bir model tahmininin kullanıldığı düzenleme problemi hem de optimal bir durum tahmini üretmek için geçmiş ölçüm kayıtlarının kullanıldığı tahmin problemi, dinamik modeller ve optimizasyon içerir (Rawlings, Mayne, & Diehl, 2017).

Günümüzde birçok kullanım alanına sahip olan model öngörülü kontrol tekniğinin avantajları aşağıdaki gibi maddeler halinde yazılabilir (Özdemir, 2015).

- Öngörülü kontrolün, sistemleri sezgisel tanımlayabilmesi ve kontrol parametrelerinin kolay ayarlanabilmesi, sistem bilgilerinin limitli olduğu durumlarda bile kolaylıkla uygulanabilmesini sağlar.
- Basit dinamiğe sahip sistemlerden karmaşık dinamiğe sahip (faz kayması fazla olan sistemler, minimum fazlı olmayan sistemler gibi) birçok uygulamalarda kullanılabilir.
- Durum değişkeni fazla olan sistemlere kolaylıkla uygulanabilir.
- Sistemlerin sahip olduğu ölü zamanlar ile mücadele edebilir.
- İleri beslemeli bir kontrol gibi çalıştığından ölçülebilen gürültüleri sönümleme etkisine sahiptir.
- Elde edilen kontrolcü lineer kontrol yasasını uygulayabilmek için oldukça uygundur.
- Gelecekteki ayar noktaları biliniyorsa oldukça yararlı ve kullanışlıdır.

Bu kontrol stratejisinin dezavantajları ise;

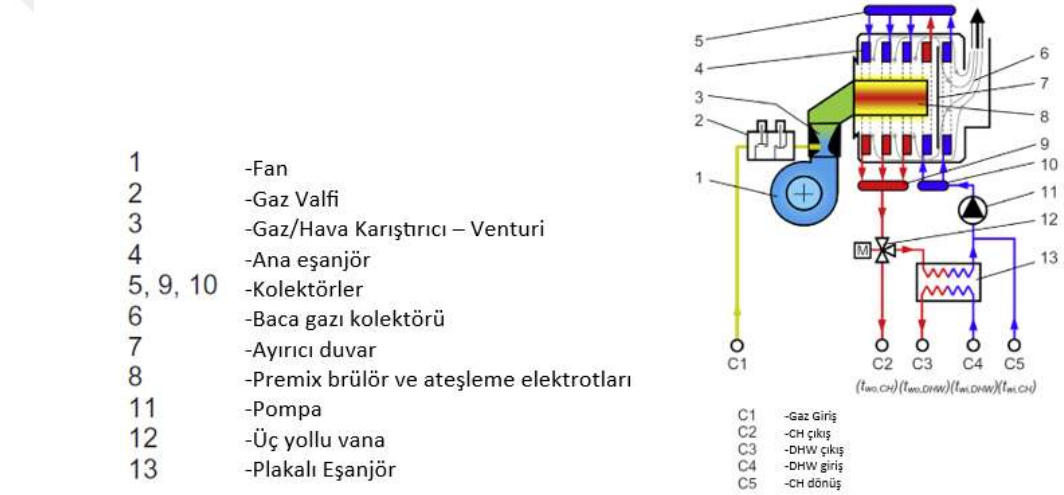
- Sistem dinamiğinin değişmediği durumlarda, kontrolcüye ait parametreler önceden bulunabilir. Ancak adaptif kontrolde olduğu gibi model öngörülü kontrolde de her bir adımda kontrol kazançları sistem giriş-çıkışına göre yeniden hesaplanacağından, işlem yükü oldukça fazladır.
- Sistemin matematiksel ifadesi ile gerçek sistem arasındaki fark attıkça sistemin gelecekteki giriş-çıkışlarına ilişkin tahminlerin doğruluğu azalacaktır ve öngörülü kontrolün istenilen performans aralığında çalışması zorlaşacaktır (Özdemir, 2015).

3. YÖNTEM VE METODOLOJİ

Bu bölümde çalışmanın gerçekleştirilmesi sürecinde kullanılan yöntemler, uygulanan metotlar ve izlenen adımlar ayrıntılı bir biçimde ele alınmıştır. Ayrıca referans sistemin çalışma koşulları ve sınır koşulları da detaylıca anlatılmıştır.

3.1. Sistem Tanımı ve Çalışma Koşulları

Şekil 34'te bu çalışma için referans alınmış kombi ısı hücresi şeması görülmektedir. Silindirik brülörün çevresini saran sarmal borular içerisinden geçen borularda dolaşan su, ısınarak eşanjörden dışarı çıkmaktadır.



Şekil 34: Referans kombi sistemi (Balanescu & Hometescu, 2018)

Şekil 34'te verilen şematik üzerinden sistem daha detaylı ele alınacak olursa üç farklı alt sisteme indirmek mümkündür.

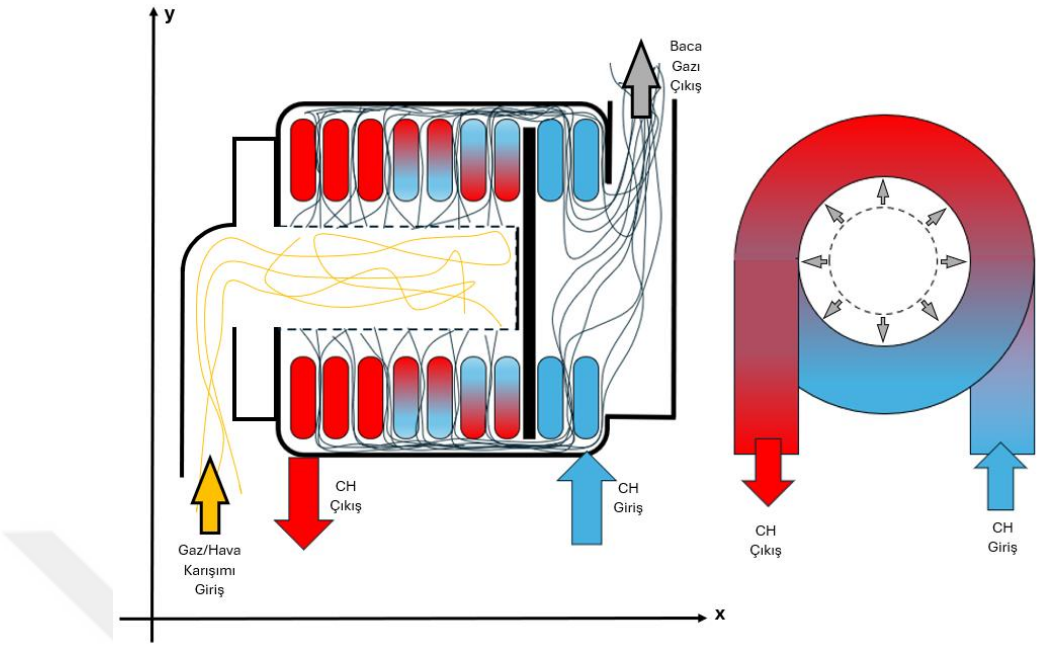
Öncelikle yakıt olarak kullanılacak gaz (doğalgaz veya LPG) sisteme C1 noktasından girmektedir. Daha sonra 2 numara ile gösterilen gaz valfine ulaşmaktadır. Gaz valfi kombi cihazında alan ısıtması suyu veya kullanım suyu talebi olduğunda üzerinde bulunan elektronik valfi açar. Bu sayede gaz geçiş izni verilmiş olur. Fakat elektronik valf açık olsa bile yoğuşmalı cihazların çoğunluğunda pnömotik gaz valfi kullanıldığından, gazın geçebilmesi için gaz valfi çıkışına emiş basıncı uygulanmalıdır. Bu ise 1 numara ile gösterilen fanın görevidir. Fan aynı zamanda

sistem içerisinde havanın da emilmesini sağlar. 3 numaralı bileşen olan gaz/hava karıştırıcı kısmında karışım elde edildikten sonra 8 numara ile gösterilen brülöre iletilir. Brülörün ana amacı gaz/hava karışımını yakmak ve sıcak baca gazı üretmektir. Oluşan baca gazları brülörün etrafındaki kanallarda dolaşan suya ısısını aktarır ve soğuyarak 6 numaralı çıkıştan sistemi tek eder.

İkinci alt sistem olan kalorifer suyu (İngilizce: Central Heating - CH) ısınması ise kapalı çevrim olarak çalışan büyük bir devre gibi düşünülebilir. C2 ile gösterilen çıkıştan kaloriferlere gönderilen sıcak su, mekânı ısıtmak için ısısını çevreye aktarır ve soğuyarak C5 girişinden kombi cihazına tekrar giriş yapar. CH devresi kapalı çevrim olarak çalıştığından bir debi kaynağına ihtiyaç vardır. Bu görevi 11 numaralı bileşen olan pompa sağlamaktadır. CH suyu kombinin en önemli bileşenlerinden birisi olan 4 numaralı ana eşanjöre giriş yapar ve burada ısınır. Fakat mekânın ısıtma tesisatına gönderilmeden önce 12 numara ile gösterilen önemli bir bileşenden geçer. Bu bileşen üç yollu vana olarak isimlendirilir ve kullanım suyu (DHW) talebi olduğu zaman ana eşanjörde ısınmış CH suyunun tesisata değil 13 numara ile gösterilen plakalı eşanjöre gönderilmesini sağlar.

Üçüncü ve son alt sistem olan kullanım suyu ısınması ise açık çevrimdir ve bir ucu şebeke sistemine bağlıdır. Şebeke sisteminden kendi basıncıyla gelen soğuk su, C4 ile numaralandırılmış girişten kombi cihazı sistemi içerisine giriş yapar. Daha sonra 13 numara ile gösterilen plakalı eşanjörün içerisinden geçer ve burada ısınarak C3 çıkışından mekânın tesisat sistemine gönderilir. Plakalı eşanjörde sıcak CH suyu ile soğuk DHW suyu arasında ısı transferi gerçekleştirilir. Kombi cihazlarında ayrıca DHW yolu üzerinde kullanım suyu talebi olup olmadığını anlayabilmek için türbin isimli bir bileşen de bulunur.

Çalışmada modellenen bileşen 4 numaralı ana eşanjör olduğu için Şekil 35'te kesit alanı şeklinde bu bileşenin bir şematiği verilmiştir. Yukarıda da anlatıldığı gibi, gaz ana eşanjöre ön bölümdeki giriş borusu aracılığıyla alınır ve brülörde yanma gerçekleşir. Oluşan sıcak baca gazı su kanallarının arasından ve etrafından geçer, enerjisini suya aktarır. Soğuyan baca gazları sistemi bacadan terk ederken, ısınan su da tesisata veya plakalı eşanjöre gönderilir.



Şekil 35: Referans eşanjörün şematiği. CH suyu giriş, çıkış noktalarının ve atık gaz ilerleme yönünün gösterimi.

Sistem Şekil 35'te görüldüğü gibi koordinat sistemine oturtulabilir.

3.1.1. Isıl Girdi ve Çıktı, Kombi Cihazı Gücü

Genel kabul standardı olan EN 15502'ye göre gaz yakıtlı kombi cihazlarının gücü yanma operasyonu için cihaza sağlanan toplam gaz enerjisi üzerinden hesaplanmaktadır ve bu değer ısıl girdi (Q_c, heat input) olarak ifade edilmektedir. EN 15502'ye göre ısıl girdi eğer gaz debisi hacimsel (m^3/h) olarak ölçülüyorsa yoğuşmalı cihazlar için Denklem (3.1) ile hesaplanmaktadır (EN 15502-1 Gasfired heating boilers – Part 1: General requirements and tests, 2022);

$$Q_c = H_i \frac{10^3}{3600} \dot{V}_g \frac{1013{,}25 + P_g}{1013{,}25} \sqrt{\frac{288{,}15}{273{,}15 + T_g} \frac{273{,}15 + T_{hava}}{293{,}15} \frac{d}{d_r}} \qquad (3.1)$$

burada Q_c düzeltilmiş ısı girdisidir (1013,25 mbar, 15 °C, kuru gaz koşullarında) ve net alt ısıl değere göre düzeltilmiş olarak kullanılır. Birimi kW'tır. $\dot{V}_g$ sayaçta ölçülen hacimsel gaz debisidir, birimi m^3/h olarak tanımlanır. H_i kuru referans gazın net alt ısıl

değeridir (15 °C, 1013,25 mbar) ve MJ/m³ veya MJ/kg cinsinden ifade edilir. T_g ayaçta ölçülen gaz sıcaklığı, T_{hava} ortamdan alınan yanma havasının sıcaklığıdır. P_g ve P_{hava} sırasıyla sayaçta ölçülen gaz basıncı ve atmosfer basıncıdır, Pa cinsinden ifade edilir. d_r test gazının bağıl yoğunluğu, d ise EN 437:2021 standardında belirtilen referans gazın bağıl yoğunluğudur, bağıl yoğunluk olduğundan boyutsuzlardır.

Kombi cihazlarında ısıl girdi bir tasarım parametresidir ve müşteri talebine göre belirlenmektedir. Sektörde en çok 20 kW, 24 kW ve 30 kW gibi değerler kullanılmaktadır.

Isıl çıktı ise gaz yandıktan sonra suya transfer edilen net ısıyı ifade etmektedir. Basitçe ısıl girdinin verimlilik (efficiency) ile çarpımı sonucu elde edilmektedir. EN 15502'ye göre maksimum güçte verim Denklem (3.2) ile hesaplanır.

$$\eta_u = \frac{4{,}186 m_{su}(T_h - T_c) + D_p}{10^3 V_{r(10)} H_i} 100 \qquad (3.2)$$

burada η_u kullanışlı (faydalı) verimlilik olarak ifade edilir, % üzerinden gösterilir. m_{su} toplam su kütlesidir, birimi kilogramdır. $V_{r(10)}$ 10 dakikalık test süresince tüketilen m^3 cinsinden gaz miktarıdır (15 °C ve 1013,25 mbar'a düzeltilmiş). H_i kuru referans gazın net alt ısıl değeridir (15 °C, 1013,25 mbar) ve MJ/m³ veya MJ/kg cinsinden ifade edilir. Son olarak D_p ise test düzeneğinde meydana gelen ısı kaybıdır, ortalama su akış sıcaklığına karşılık gelir ve sirkülasyon pompasından kaynaklanan ısı kaybı da dikkate alınarak kilojoule cinsinden ifade edilir. T_h çıkış suyu sıcaklığı, T_c ise giriş suyu sıcaklığıdır.

Kombi cihazları maksimum güç ve minimum güç arasında modülasyon yaparak çalışmaktadırlar, fakat çalışmada bu güçlerin yanı sıra ara değerlerde de hesaplamalar yapılmıştır. Deneysel olarak bulunmuş ve referans olarak kabul edilmiş çalışma güçleri Tablo 4'te verilmiştir.

Tablo 4: Deneysel çalışmadan elde edilmiş çalışma koşulları. Isıl girdi ve çıktı değerleri

Güç oranı [%]	**100**	**83**	**75**	**30**	**22**
Isıl Girdi [kW]	24,6	20,5	18,5	7,38	5,55
Isıl Çıktı [kW]	24	20	18,13	7,22	5,37
Verim [%]	97,6	97,9	98	97,9	96,8

Ana eşanjörün sıvı tarafında CH suyu dolaşmaktadır. Dolayısıyla akışkan olarak su kullanılmıştır.

Gaz tarafında ise yakıt olarak kullanılan doğalgaz ve LPG gazlarının hava ile karıştırılmış karışımları sonucu oluşmuş baca gazları bulunmaktadır.

3.1.2. Baca Gazı Kompozisyonu

Bu çalışmada gaz hava oranları her iki farklı gaz tipi için de Tablo 4'te belirtilmiştir. Bu değerler deneysel çalışma için kullanılan fiziksel kombi cihazından elde edilmiştir.

Tablo 5: Deneysel çalışmaya göre belirlenmiş lambda oranları

	LPG-C_3H_8	
Çalışma Gücü	%100	%22
Lambda	1,31	1,37

LPG gazı yani C_3H_8 için stokiyometrik yanma denklemi aşağıda verildiği gibidir.

$$C_3H_8 + 5(O_2 + 3{,}76N_2) \;\Rightarrow\; 3CO_2 + 4H_2O + 18{,}8N_2 \qquad (3.3)$$

Belirlenen lambda değerleri esas alınarak yanma denklemi güncellenirse λ = 1,31 için;

$$C_3H_8 + 6{,}55(O_2 + 3{,}76N_2) \;\Rightarrow\; 3CO_2 + 4H_2O + 1{,}55O_2 + 24{,}7N_2 \qquad (3.4)$$

Ve λ = 1,37 için;

$$C_3H_8 + 6{,}85(O_2 + 3{,}76N_2) \;\Rightarrow\; 3CO_2 + 4H_2O + 1{,}85O_2 + 25{,}82N_2 \qquad (3.5)$$

Yanma ürünlerinin katsayıları toplanırsa toplam baca gazı mol üzerinden hesaplanmış olur. λ = 1,31 ve 1,37 için sırasıyla Denklem (3.6) ve (3.7)'de toplam ürün molleri verilmiştir.

$$Toplam\ \text{ürün}\ mol\text{ü} = 3 + 1{,}55 + 24{,}7 = 29{,}25\ mol \qquad (3.6)$$

$$Toplam\ \text{ürün}\ mol\text{ü} = 3 + 1{,}85 + 25{,}82 = 30{,}67\ mol \qquad (3.7)$$

Ardından baca gazının her bir bileşeninin kendi molü toplam ürün molüne bölünerek yüzdesel baca gazı kompozisyonu bulunur. λ = 1,31 için

$$\%CO2 = \frac{3}{29{,}25} = \%10{,}26$$
$$\%O2 = \frac{1{,}75}{29{,}25} = \%5{,}30$$
$$\%N2 = \frac{25{,}38}{29{,}25} = \%84{,}44 \qquad (3.8)$$

λ = 1,37 içinse;

$$\%CO2 = \frac{3}{30{,}67} = \%9{,}79$$
$$\%O2 = \frac{2{,}05}{30{,}67} = \%6{,}03$$
$$\%N2 = \frac{26{,}49}{30{,}67} = \%84{,}18 \qquad (3.9)$$

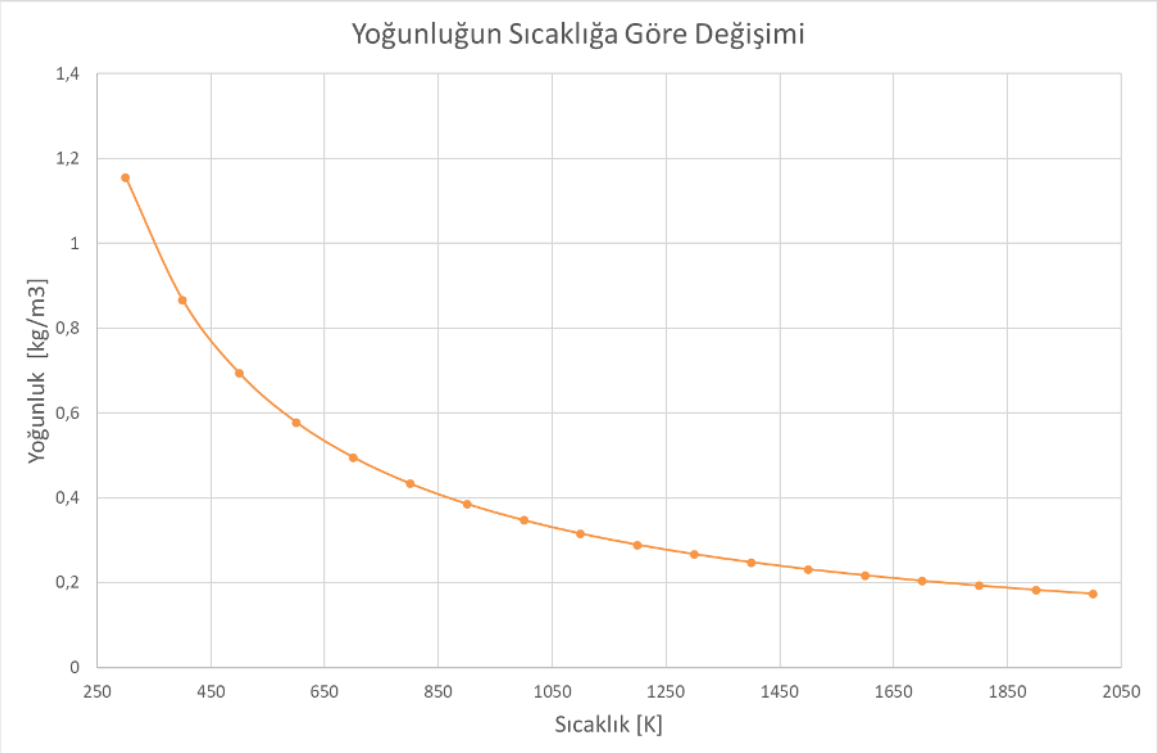
3.1.3. Baca Gazı Termal Özelliklerinin Hesaplanması

Hesaplamalarda kullanılmak üzere yukarıda belirlenmiş baca gazı kompozisyonunun belirli sıcaklıklar altında yoğunluk, dinamik viskozite, özgül ısı ve ısıl iletkenlik özellikleri CANTERA (Cantera) programı aracılığıyla hesaplanmıştır.

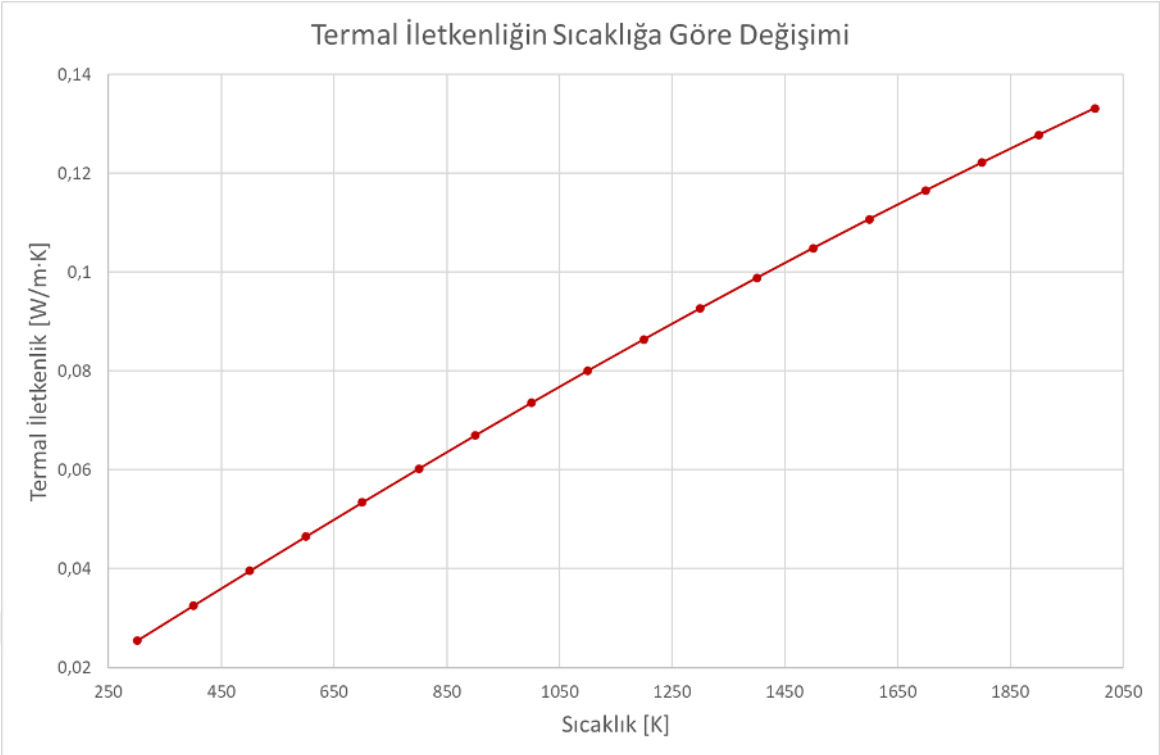
Aşağıda Şekil 36'ten Şekil 39'a kadar sırasıyla 1,31 lambda oranında C_3H_8 yanması sonucu oluşan baca gazının yoğunluğunun, ısıl iletkenliğinin, dinamik viskozitesinin ve özgül ısısının sıcaklığa göre değişimlerinin grafikleri verilmiştir.

Değerler 300 K'den başlayıp 2000 K'e kadar 100 K aralıklarla hesaplanmıştır. Ardından ara değerler için grafik üzerinden görülebileceği gibi polinom Denklemleri oluşturulmuştur.

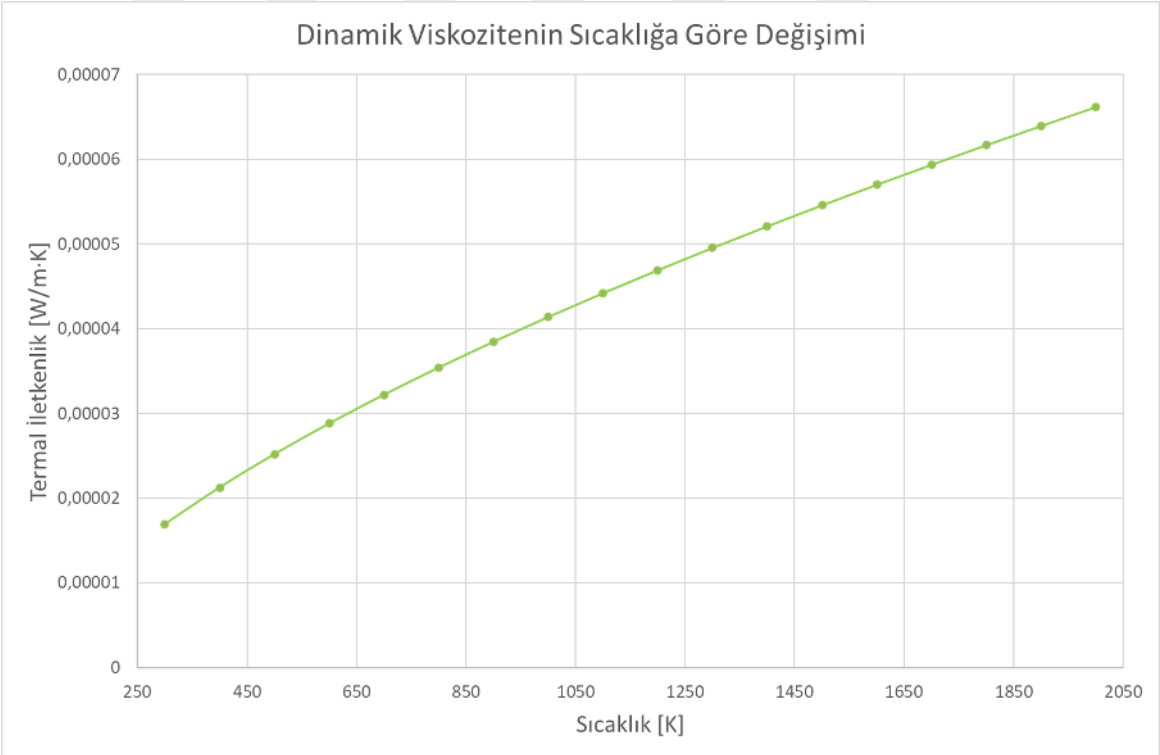
CANTERA programında baca gazlarının termal özelliklerinin hesaplatılması için gerekli Python kodu, EK 1'de verilmiştir.



Şekil 36: λ = 1,31 lambda oranında C_3H_8 yanması sonucu oluşan baca gazının yoğunluğunun sıcaklığa göre değişimi



Şekil 37: λ = 1,31 lambda oranında C_3H_8yanması sonucu oluşan baca gazının ısıl iletkenliğinin sıcaklığa göre değişimi

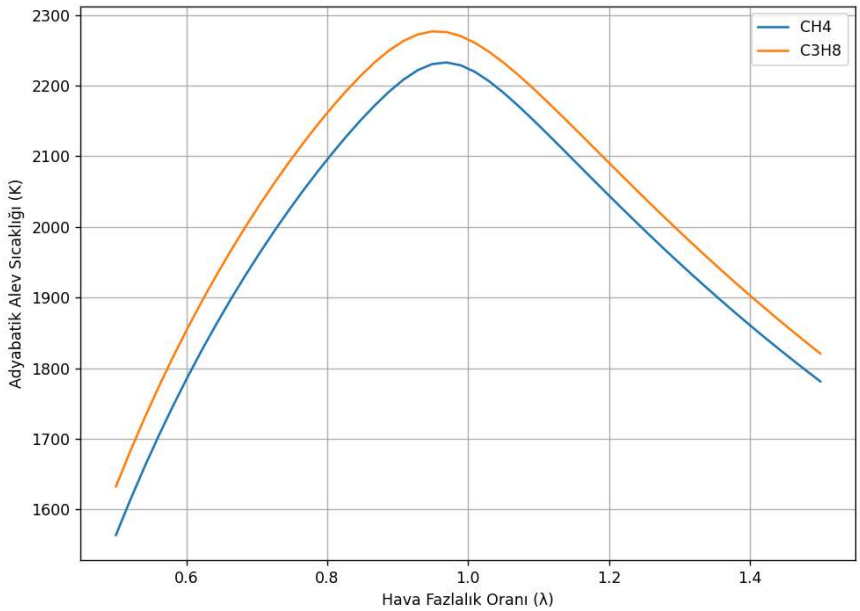


Şekil 38: λ = 1,31 lambda oranında C_3H_8 yanması sonucu oluşan baca gazının dinamik viskozitesinin sıcaklığa göre değişimi

Şekil 39: λ = 1,31 lambda oranında C_3H_8 yanması sonucu oluşan baca gazının özgül ısısının sıcaklığa göre değişimi

3.1.4. Adyabatik Alev Sıcaklığı

CANTERA baca gazı termal özelliklerini hesaplamanın yanı sıra burada da kullanılmıştır. Bu sayede sabit özgül ısı kabulüne ihtiyaç duymadan daha net bir sonuç elde edilebilmiştir. Şekil 40'ta, CH_4 ve C_3H_8 yakıtlarının değişken eşdeğerlik oranına göre adyabatik alev sıcaklıkları görülmektedir.



Şekil 40: Metan ve propan yakıtları için hava fazlalık oranının (lambda) değişimine göre adyabatik alev sıcaklığı grafikleri. CANTERA'da hesaplanmıştır.

Şekil 40 için kullanılan CANTERA Python kodu EK 2'de verilmiştir.

3.1.5. Akışkan Debileri

Su tarafı ve gaz tarafındaki akışkan debileri basitçe Tablo 6'da verilen deneysel parametrelere göre hesaplanmıştır.

Tablo 6: Akışkan debileri

Güç oranı [%]	**100**	**83**	**75**	**30**	**22**
Isıl Girdi [kW]	24,6	20,5	18,5	7,38	5,55
Isıl Çıktı [kW]	24	20	18,13	7,22	5,37
Verim [%]	97,6	97,9	98	97,9	96,8
Su Debisi [m^3/s]	0,0002938	0,0002457	0,0002220	0,000884	0,000658
Gaz Debisi (LPG) [m^3/s]	0,03635	0,03029	0,02733	0,0111	0,0084

Su tarafı akış debisi hesaplanırken Denklem (3.10)'da verilen kapalı bir sistemin enerji dengesi formülünden yararlanılmıştır.

$$\dot{Q} = \dot{m} c_p \Delta T \tag{3.10}$$

burada $\dot{Q}$ transfer edilen ısı miktarı, $\dot{m}$ kütlesel debi, c_p özgül ısı ve ΔT ise sıcaklık farkıdır. Su debisi hesabında $\dot{Q}$ için Tablo 6'da verilen ısıl çıktı kullanılır. Örneğin %100 güç için 24 kW. Özgül ısı için EK 3'te verilen değerler kullanılabilir. Sıcaklık farkı ise 60 ºC giriş, 80 ºC çıkış farkından dolayı 20 ºC olarak kabul edilmiştir.

Gaz tarafındaki debisi ise bölüm 3.1.2.1. de bahsedilen ısıl girdi üzerinden hesaplanmıştır. Gazın kütlesel debisi, Denklem (3.11)'de gösterildiği gibi ısıl girdi değerinin ilgili gazın alt ısıl değerine (LHV) bölünmesiyle elde edilir.

$$\dot{m}_g = \frac{Q_c}{LHV} \tag{3.11}$$

Alt ısıl değer ve üst ısıl değer (HHV) Tablo 7'de görüldüğü gibi gazlar arasında değişkenlik göstermektedir.

Tablo 7: Çeşitli yakıtların alt ve üst ısıl değerleri. (Gross heat and net heat values for gases like hydrogen, methane and more., 2003)

Yakıt	HHV			LHV
	MJ/kg	BTU/lb	kJ/mol	MJ/kg
Hidrojen – H_2	141.80	61,000	286	119.96
Metan – CH_4	55.50	23,900	890	50.00
Etan – C_2H_6	51.90	22,400	1,560	47.62
Propan – C_3H_8	50.35	21,700	2,220	46.35

Fakat ısı değiştiricisinin gaz tarafında hareket eden akışkan sadece gaz değil, gaz hava karışının yanması sonucu ortaya çıkmış baca gazıdır. Dolayısıyla kütlesel debisi kütlenin korunumu kanunu üzerinden gaz ve hava debisinin toplamı olarak düşünülebilir. Denklem (3.12) bunu göstermektedir (Atmaca A. U., Modelling and Optimization of Different Hydraulic Schemes of a Heating Appliance for Domestic Hot Water (DHW) Comfort and Efficiency, 2013).

$$\dot{m}_{bg} = \dot{m}_g + \dot{m}_{hava} \tag{3.12}$$

Ancak havanın kütlesel debisinin hesabı için gazın kütlesel debisini molar debiye dönüştürmek gerekir. Denklem (3.13) ile kütlesel debi gazın molar kütlesine

bölünerek molar debi elde edilebilir. Çeşitli gazların molar kütleleri Tablo 8'de verilmiştir.

$$\dot{n}_g = \dot{m}_g / M_g \tag{3.13}$$

Tablo 8: Çeşitli gazların molar kütleleri (Oliviera, 2008)

Gaz	Molar Kütle- M [g/mol]
Karbondioksit	44,01
Metan	16,04
Etan	30,07
Propan	44,1

Havanın, yani O_2 ve N_2'nin molar debileri ise Denklem (3.14) ve (3.15) ile bulunur. Bu denklemler yanma denkleminden elde edilir. (Atmaca A. U., Modelling and Optimization of Different Hydraulic Schemes of a Heating Appliance for Domestic Hot Water (DHW) Comfort and Efficiency, 2013)

$$\dot{n}_{O2} = \dot{m}_g / M_g \ (2\lambda) \tag{3.14}$$

$$\dot{n}_{N2} = \dot{m}_g / M_g \ (7{,}52\lambda) \tag{3.15}$$

Bu değerlerin toplamı ile havanın kütlesel debisine ulaşmak mümkündür.

$$\dot{m}_h = \dot{n}_{O2} M_{O2} \ + \dot{n}_{N2} M_{N2} \tag{3.16}$$

3.2. ANALİZ VE MODELLEME

Bu çalışmada sistemin analizleri, matematiksel modellerin nasıl oluşturulduğu, hangi tekniklerin nasıl uygulandığı anlatılmıştır. Tüm matematiksel modellerde aşağıdaki kabuller yapılmıştır.

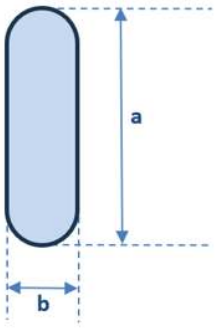
1. Gaz ve su tarafı boyunca termal özellikler sabit kabul edilmiştir. Zaman göre değişmez.
2. Gaz giriş sıcaklığı adyabatik alev sıcaklığı olarak kabul edilmiştir.
3. Gaz ve su tarafı boyunca ısı transferi katsayıları sabittir.
4. Analitik hesaplamalar kararlı hal için yapılmıştır.
5. Radyasyonla ısı transferi olmadığı varsayılmıştır. Isı transferi mekanizması olarak sadece iletim ve taşınım ele alınmıştır.
6. Toplam ısıl direnç formülünde boruların iç ve dış yüzey alanları arasındaki fark çok yakın olduğundan ihmal edilmiştir.

3.2.1. Kararlı Durum (Sürekli Rejim) Matematiksel Modeli ve Isı Değiştirici Analizi

Bu kısımda sistemin belirli bir kararlı durum anı içerisindeki çalışması modellenmiştir. Kullanılan ısı değiştiricisinin ısı transferi mekanizması su tarafında iç akış, gaz tarafında dış akış olacak şekilde modellenmiştir.

3.2.1.1. Su Tarafı Isıl Taşınım Katsayısının Hesabı

Çalışmada yer alan eşanjörün boru kesit alanı Şekil 41'de verilmiştir. Kesit alanı tam dairesel şekilli olmadığından, Nusselt Saysı, Reynolds Sayısı gibi parametreler için karakteristik uzunluk yerine Denklem (3.17)'de verilen hidrolik yarıçap kullanılmıştır.



Şekil 41: Boru kesit alanı

$$D_h = \frac{4A_{su,ka}}{p} \tag{3.17}$$

burada $A_{s,ka}$ suyun aktığı bölgenin akışa dik kesit alanı, p ise ıslak çevredir.

Reynolds sayısı için gerekli bir başka parametre olan akış hızı ise Tablo 9'da verilen hacimsel su debisinin akış kesit alanına bölünmesiyle elde edilebilir. Sonuçlar Tablo 9'da görülebilir.

$$v_{su} = \frac{\dot{V}_{su}}{A_{su,ka}} \tag{3.18}$$

Tablo 9: Güç oranlarına göre su debisi, su hızı ve Reynolds sayısı

Güç oranı [%]	**100**	**83**	**75**	**30**	**22**
Su hızı [m/s]	24,6	20,5	18,5	7,38	5,55
Su Debisi [m^3/s]	0,0002938	0,0002457	0,0002220	0,000884	0,000658
Reynolds	35038,7	29309,38	26474,23	10547,06	7840,98

Tüm bu bilgilerin ışığında Tablo 9'a göre su tarafı için iç akış tipi Reynolds tüm koşullarda **türbülanslı** olarak belirlenmiştir (22% güçteki geçiş bölgesi akışı da türbülanslı olarak kabul edilmiştir).

Çoğu akış probleminin akış alanları ve geometrileri analitik olarak çözülemeyecek kadar karmaşıktır ve bu nedenle deneysel verilere dayalı korelasyonlar geliştirilmişti. Yüksek hızlı bilgisayarların kullanılabilirliği, yönetici Denklemleri sayısal olarak çözerek bir dizi "sayısal deneyi" hızlı bir şekilde yürütmeyi ve pahalı ve zaman alıcı test ve deneylere yalnızca tasarımın son aşamalarında başvurmayı mümkün kılmıştır (Cengel, 2002).

Boru içi türbülanslı akışlarda oldukça sık kullanılan korelasyonlar Tablo 10'da verilmiştir.

Tablo 10: Boru içi türbülanslı akışlarda kullanılan korelasyonlar. (Cengel, 2002)

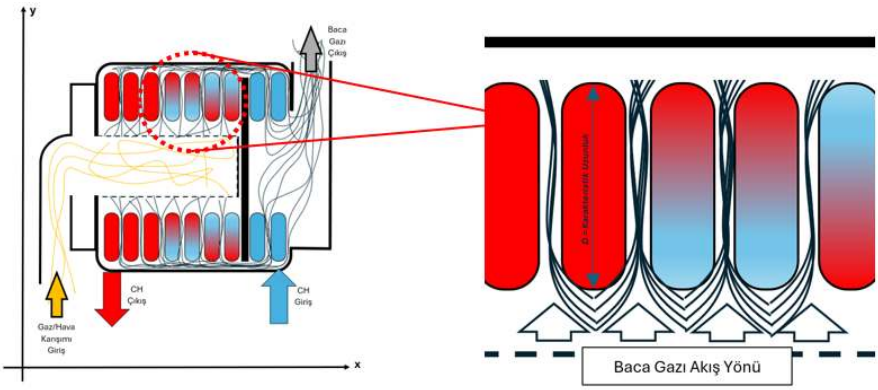
Korelasyon	Formül	Geçerli Reynolds Sayısı Aralığı	Geçerli Prandtl Sayısı Aralığı
Petukhov Korelasyonu	$Nu = \frac{(f/8)RePr}{1.07 + 12.7(f/8)^{0.5}(Pr^{2/3} - 1)}$	10^4 <Re <$5x10^6$	0.5<Pr<2000
Gnielinski Korelasyonu	$Nu = \frac{(f/8)(Re - 1000)Pr}{1 + 12.7(f/8)^{0.5}(Pr^{2/3} - 1)}$	$3x10^3$ <Re <$5x10^6$	0.5<Pr<2000
Dittus-Boelter Korelasyonu	$Nu = 0.023\ Re^{0.8}Pr^n$ *Soğuyan akışkan için n= 0,3* *Isınan akışkan için n= 0,3*	Re >10000	0.7<Pr<160

Korelasyonda *f* ile belirtilen ifade sürtünme katsayısıdır. Sürtünme katsayısının belirlenmesi için literatürde birden fazla metot olsa da pürüzsüz borular için Denklem (3.19)'da yer alan ifade kullanılmıştır ve bu çalışma için uygundur. İfade 10^4 ila 10^6 arası Reynolds sayısındaki akışlar için uygundur.

$$f = (0.790lnRe - 1.64)^{-2} \tag{3.19}$$

3.2.1.2. Gaz Tarafı Isıl Taşınım Katsayısının Hesabı

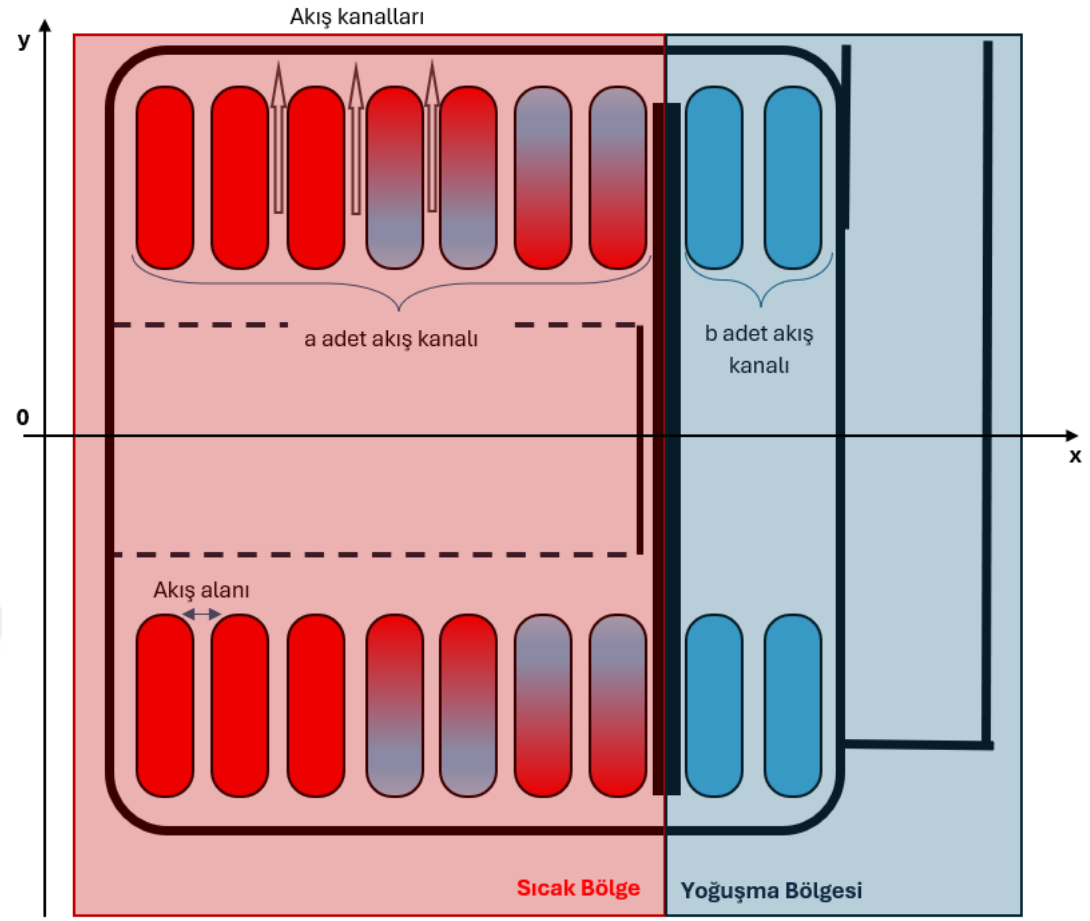
Gaz tarafında da su tarafına benzer metodoloji kullanılmıştır. Burada farklılık yanmış baca gazının su boruları üzerinden geçmesiyle dış akış oluşmasıdır.



Şekil 42: Su boruları üzerinden baca gazı akışının şematik gösterimi.

Su tarafı Reynolds sayısı için hesap yapılırken akışkan debisi akışa dik kesit alanına bölünerek akışkan hızı belirlenmişti. Baca gazı için de benzer yaklaşım kullanılmıştır. Şekil 42 ve 43'te açıkça belirtildiği gibi baca gazı tarafında akış su boruları arasına girerek bölünmektedir. Dolayısıyla akışa dik kesit alanından önce akışın toplam kaç kanala bölündüğünü belirlemek her bir kanaldan geçen debiyi bulabilmek için elzemdir.

Isı değiştiricisinin baca gazı tarafı kendi içinde iki farklı bölgeye ayrılmıştır. Bu bölgeler Şekil 42'de de görüldüğü üzere sıcak bölge ve yoğuşma bölgesidir. Baca gazı tarafından geçen toplam debi önce sıcak bölgede bulunan a adet akış alanına bölünerek y=0 konumundan eşanjörün dış duvarlarına doğru yönelmektedir. Daha sonra ayırıcı plakayı geçer ve yoğuşma bölgesinde bulunan b adet akış kanalına bölünerek y=0 yönüne doğru tekrar hareket etmektedir.

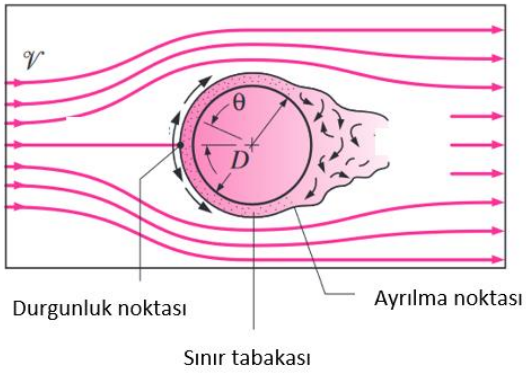


Şekil 43: Isı değiştiricisinin bölgelere ayrımı

Sıcak bölgede yoğuşma bölgesine oranla daha fazla akış kanalı mevcuttur. Bu da akışın daha fazla bölünmesine yol açmaktadır. Dolayısıyla yoğuşma bölgesinde kanallar arasında dolaşan akış, sıcak bölgede dolaşan akışa göre daha hızlıdır. Bu ilişki akış hızını belirlemek için kullanılan Denklem (3.20)'den da görülebilir.

$$v_{bg} = \frac{(\dot{V}_{bg})/(akış\ kanalı\ sayısı)}{A_{bg,ka}} \tag{3.20}$$

burada V_{bg} baca gazı tarafındaki toplam akışkan hacimsel debisidir ve kütlesel debinin akışkanın yoğunluğuna bölünmesiyle bulunur. $A_{bg,ka}$ ise baca gazı tarafında akışa dik kesit alanıdır.



Şekil 44: Bir küre üzerinden dış akış (Cengel, 2002).

Şekil 44'te bir küre üzerinden dış akışın karakterizasyonu görülmektedir. Kürenin orta noktası karşıdan gelen akışı ikiye böler, akış hızına ve dolayısıyla Reynolds a bağlı olarak akış çizgileri küreyi takip eder ve yüzeyin sonuna doğru bir ayrılma noktasından uzaklaşır. Literatürde küre ve silindir üzerinde oluşan dış akışlarda karakteristik uzunluk olarak dış çap kabul edilmektedir (Cengel, 2002). Şekil 42'de gösterildiği gibi dış akışta Reynolds sayısı hesabı için karakteristik uzunluk, akışa dik boru uzunluğu olarak kabul edilmiştir.

Tablo 11: Sıcak bölgede ve yoğuşma bölgesinde baca gazı akış hızları ve Reynolds sayısı

Bölge	Güç oranı [%]	100	83	75	30	22
Sıcak Bölge	**Akış Hızı[m/s]**	17,9	14,9	13,4	5,5	4,17
	Reynolds	4714,5	3928,8	3545,5	1444,3	1101,2
Yoğuşma Bölgesi	**Akış hızı [m/s]**	27,7	23,1	20,9	8,5	6,5
	Reynolds	28926	24105	21753	8886	6756

Baca gazı akışı eliptik kesitli su borularının üzerinden geçtiği için silindir/küre üzerindeki dış akış olarak düşünülebilir.

Silindirler ve küreler üzerindeki akışlar, analitik olarak ele alınması zor olan akış ayrımını içerir. Bu nedenle, bu tür akışlar deneysel veya sayısal olarak incelenmelidir. Silindirler ve küreler arasındaki akış çok sayıda araştırmacı tarafından deneysel olarak incelenmiş ve ısı transfer katsayısı için çeşitli ampirik korelasyonlar geliştirilmiştir (Cengel, 2002).

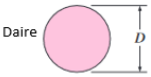
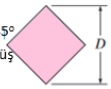
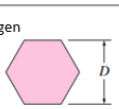
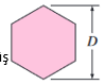
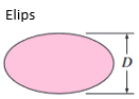
Tablo 12: Baca gazı için tercih edilen Nusselt sayısı korelasyonları

Korelasyon	Formül
Churchill-Bernstein Korelasyonu	$Nu = 0.3 + \frac{0.62Re^{1/2}Pr^{1/3}}{[1+(0.4/Pr)^{2/3}]^{1/4}}\left[1+(\frac{Re}{2820000})^{5/8}\right]^{4/5}$
Whitaker Korelasyonu	$Nu = 2 + \left[0.4Re^{1/2} + 0.06Re^{2/3}\right]Pr^{0.4}\left(\frac{\mu_\infty}{\mu_s}\right)^{1/4}$
Zukauskas Korelasyonu	$Nu = 0.248Re^{0.612}Pr^{1/3}$ *Lütfen Tablo 13'ü inceleyin.*

Korelasyonların geçerlilik aralıkları sırasıyla aşağıdaki gibidir;

- Churchill-Bernstein: RePr> 0.2
- Whitaker Korelasyonu: 3,5<Re<80000 | 0,7<Pr<380
- Zukauskas Korelasyonu: Tablo 13

Tablo 13: Çapraz akışta dairesel ve dairesel olmayan silindirler üzerinde zorlanmış taşınım için ortalama Nusselt sayısı için ampirik korelasyonlar (Cengel, 2002)

Silindirin Kesit Alanı	Akışkan	Reynolds Sayısı	Nusselt Sayısı
Daire 	Gaz / Sıvı	0.4–4 4–40 40–4000 4000–40,000 40,000–400,000	$Nu = 0.989Re^{0.330}\ Pr^{1/3}$ $Nu = 0.911Re^{0.385}\ Pr^{1/3}$ $Nu = 0.683Re^{0.466}\ Pr^{1/3}$ $Nu = 0.193Re^{0.618}\ Pr^{1/3}$ $Nu = 0.027Re^{0.805}\ Pr^{1/3}$
Kare	Gaz	5000–100,000	$Nu = 0.102Re^{0.675}\ Pr^{1/3}$
Kare 45° Dönmüş 	Gaz	5000–100,000	$Nu = 0.246Re^{0.588}\ Pr^{1/3}$
Altıgen 	Gaz	5000–100,000	$Nu = 0.153Re^{0.638}\ Pr^{1/3}$
Altıgen 45° Dönmüş 	Gaz	5000–19,500 19,500–100,000	$Nu = 0.160Re^{0.638}\ Pr^{1/3}$ $Nu = 0.0385Re^{0.782}\ Pr^{1/3}$
Dikey Plaka	Gaz	4000–15,000	$Nu = 0.228Re^{0.731}\ Pr^{1/3}$
Elips 	Gaz	2500–15,000	$Nu = 0.248Re^{0.612}\ Pr^{1/3}$

3.2.1.3. Toplam Isı Transfer Katsayısının Hesabı

Denklem (2.7)'de toplam ısı transferi katsayısı ile termal direnç arasındaki ilişki verilmişti. Artık su tarafı ve baca gazı tarafı için ısıl taşınım katsayıları bulunduğu için toplam direnç Denklem (3.21) (Sheeba, Abhijith, & Prakash, 2018) ile hesaplanabilir.

$$\frac{1}{U} = \frac{A_{dış}}{A_{iç} h_{su}} + \frac{A_{dış} \ln(d_{dış}/d_{iç})}{2\pi k_{boru} L} + \frac{1}{h_{bg}} \tag{3.21}$$

burada U toplam ısı transferi katsayısı, $A_{dış}$ helisel borunun dış yüzey alanı, $A_{iç}$ helisel borunun iç yüzey alanı, $d_{dış}$ helisel borunun dış çapı, $d_{iç}$ helisel borunun içi çapı, L helisel borunun uzunluğu, k_{boru} helisel borunun ısıl iletkenlik değeri, h_{su} su tarafı ısıl taşınım katsayısı ve h_{bg} baca gazı tarafının ısıl taşınım katsayısıdır.

Baca gazı tarafı segmentasyon amaçlı ikiye bölündüğü için toplam ısı transferi sayısının da ikiye bölünmesi gerekmektedir. Dolayısıyla sıcak bölge ve yoğuşma bölgesi için ayrı ayrı toplam ısı transferi katsayısı hesabı yapılmıştır.

$$\frac{1}{U_{sb}} = \frac{A_{dış}}{A_{iç} h_{su}} + \frac{A_{dış} \ln(d_{dış}/d_{iç})}{2\pi k_{boru} L} + \frac{1}{h_{bg,sb}} \tag{3.22}$$

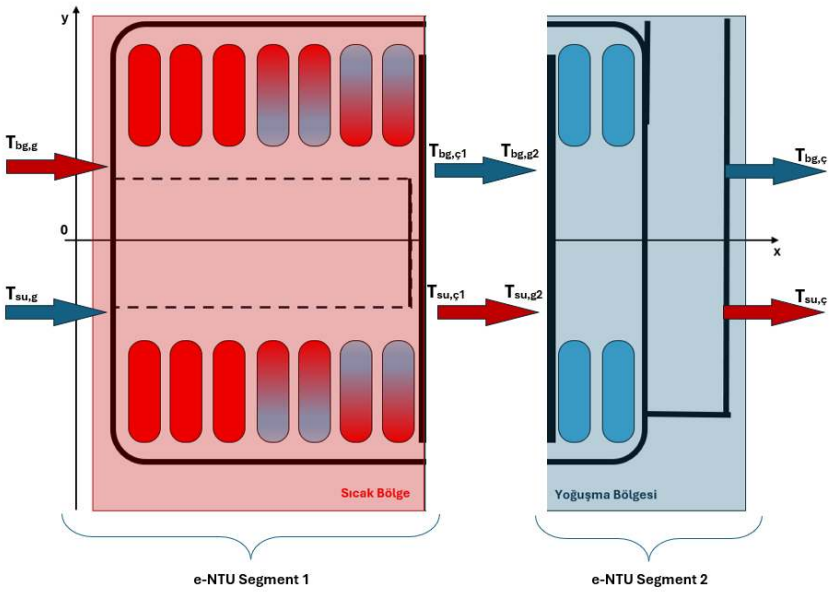
$$\frac{1}{U_{yb}} = \frac{A_{dış}}{A_{iç} h_{su}} + \frac{A_{dış} \ln(d_{dış}/d_{iç})}{2\pi k_{boru} L} + \frac{1}{h_{bg,yb}} \tag{3.23}$$

Denklem (3.22) sıcak bölge için toplam ısı transferi katsayısı yani U_{sb} yi verirken, Denklem (3.23) yoğuşma bölgesi için ıs transferi katsayısını yani U_{yb}'yi vermektedir.

3.2.4.1. Segmentasyon Yaklaşımı ve ε-NTU Çözümlemesi

Bölüm 2.2.3'te ε-NTU yönteminden bahsedilmişti. Daha sonra Bölüm 3.2.5.1'de baca gazı tarafına segmentasyon yöntemi uygulanmış ve iki ayrı bölgeye ayrılmıştı. Bu bölümde segmentasyona uğramış baca gazı tarafı için bu sistemin uygulama şekli anlatılmıştır.

Şekil 45'te sıcak bölge ve yoğuşma bölgesi olarak ikiye ayrılmış baca gazı tarafı görülmektedir. Sistem fiziksel olarak ikiye bölündüğü için ısı transferi hesaplamalarında seri bağlanmış iki adet ε -NTU sistemi kullanılmıştır. Segment 1'e baca gazı ve su belirli sıcaklıklarda girer ve baca gazı soğuyarak, su ise ısınarak Segment 1'den çıkar. Daha sonra Segment 1'in çıkış sıcaklıkları Segment 2'nin giriş sıcaklıkları olarak kullanılır, baca gazı biraz daha soğur, su biraz daha ısınır. Nihai çıkış sıcaklıkları Segment 2'nin çıkış sıcaklıklarıdır.



Şekil 45: Baca gazı tarafı segmentasyonu

Giriş ve çıkış sıcaklıkları arasındaki ilişki Denklem (3.24) ve Denklem (3.25)'den görülebilir.

$$T_{bg,giriş} > T_{bg,çıkış1} = T_{bg,giriş2} > T_{bg,çıkış} \tag{3.24}$$

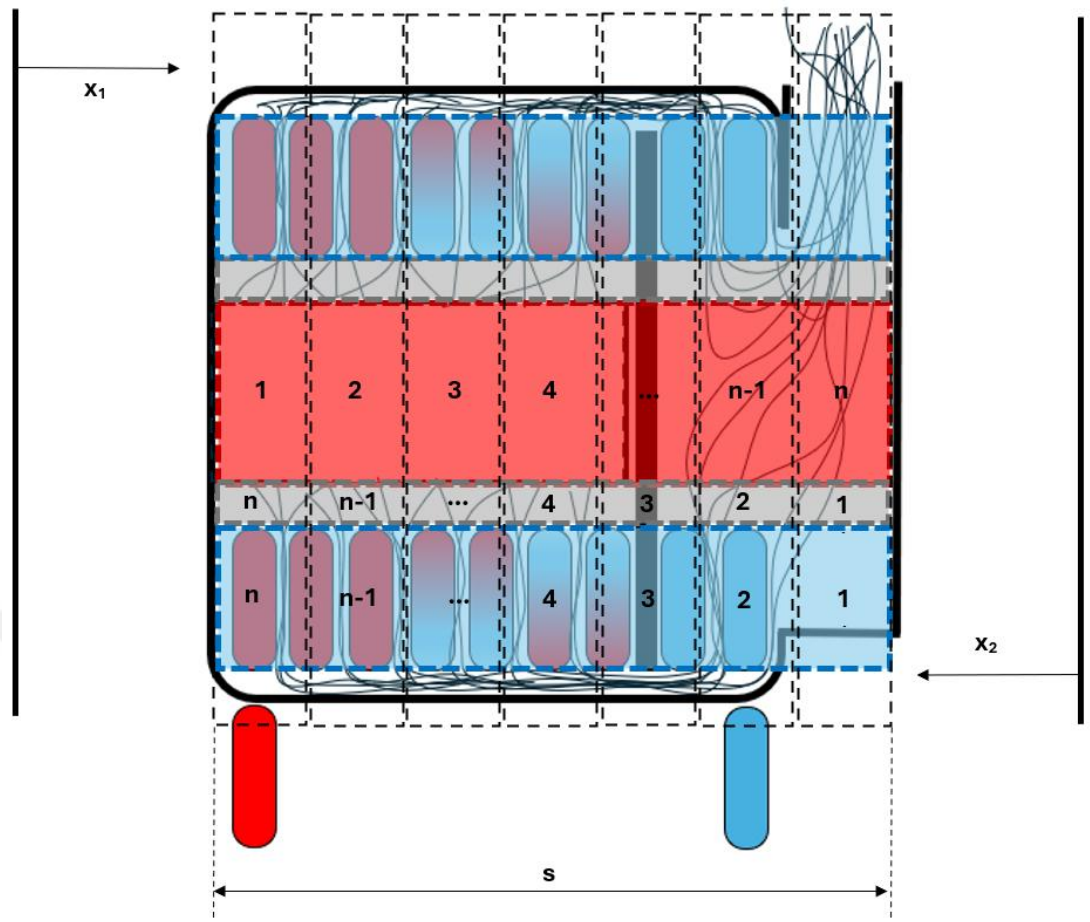
$$T_{su,giriş} < T_{su,çıkış1} = T_{su,giriş2} < T_{su,çıkış} \tag{3.25}$$

3.2.5. Kararsız Durum (Transient) Matematiksel Modeli

Şimdiye kadar kurulan model sistemin kararlı durum (sürekli rekim) ısı transferi performansını incelemek için yeterliydi. Fakat sistemin kararsız durum (transient) davranışı, su ve baca gazı sıcaklıklarının konuma ve zamana bağlı olarak değişimi ancak kısmi diferansiyel denklemler içeren bir analitik çözümlemeyle mümkündür.

3.2.5.1. Yönetici Denklemler

Sistemde ısı kaynağı yanma sonucu ortaya çıkan sıcak baca gazları yani yanma ürünleridir. Daha önceki bölümlerde de açıklandığı üzere ısı sırasıyla baca gazlarından su borusunun duvarına, oradan da suya aktarılır ve ısı transferi gerçekleşmiş olur. Bu durumda birbirine paralel şekilde çözülmesi gereken bağlı üç farklı denklem sistemi gerekmektedir.



Şekil 46: Yanma gazları, CH suyu ve boru duvarı için kontrol hacmi numaralandırması.

Şekil 46'da gösterilen her bir alan için bir denklem kullanılmıştır (Atmaca A. U., Modelling and Optimization of Different Hydraulic Schemes of a Heating Appliance for Domestic Hot Water (DHW) Comfort and Efficiency, 2013). Denklemler ilgili kontrol hacimlerine korunum yasası uygulanarak hazırlanmıştır. Termodinamiğin ilk yasası olan enerji korunumu Denklem (3.26)'da verilmiştir.

$$Enerji\ Birikimi = Giriş - Çıkış + Isı\ Transferi - Çevre\ Kaybı \tag{3.26}$$

Enerji birikimi Denklem (3.27) ile ifade edilir. Enerjinin eksenel yöndeki taşınımı ise Denklem (3.28) ile ifade edilmektedir.

$$Enerji\ Birikimi = \rho\, A\, c_p \frac{\partial T}{\partial t} \tag{3.27}$$

$$Enerji\ Taşınımı = -\dot{m}c_p \frac{\partial T}{\partial x_1} \tag{3.28}$$

burada ρ yoğunluğu, A kesit alanını (örneğin ısı iletiminin olduğu yüzey), c_p özgül ısı kapasitesini, $\dot{m}$ kütle veya kütlesel debiyi, ∂T/∂t zamana bağlı sıcaklık değişimini, ∂T/∂x$_1$ ise konuma bağlı sıcaklık değişimini ifade eder.

Konveksiyon terimi için Denklem (3.29) kullanılmıştır.

$$Konveksiyon = UA(\Delta T) \tag{3.29}$$

burada U toplam ısı transfer katsayısı, A ısı geçiş alanı ve ΔT sıcaklık farkıdır. İletim terimi içinse Denklem (3.30)'de verilen Fourier'in ısı iletim kanunu kullanılmıştır.

$$Fourier = k \frac{\partial^2 T}{\partial {x_2}^2} A \tag{3.30}$$

burada k termal iletkenlik katsayısını ve A ısı transferi yüzey alanını ifade eder.

Denklemlerin birleştirilmesi ve ilgili alanlara göre yeniden düzenlenmesiyle aşağıdaki denklemler oluşturulmuştur. Denklem (3.31) sıcak baca gazının x1 yönünde ilerlerken ısısını borulara aktararak soğumasını modeller.

$$\rho_g A_{ka,g} c_{p,g} \frac{\partial T_g}{\partial t} = -\dot{m}_g c_{p,g} \frac{\partial T_g}{\partial x_1} - \frac{A_g U_g}{s}(T_g - T_d) \tag{3.31}$$

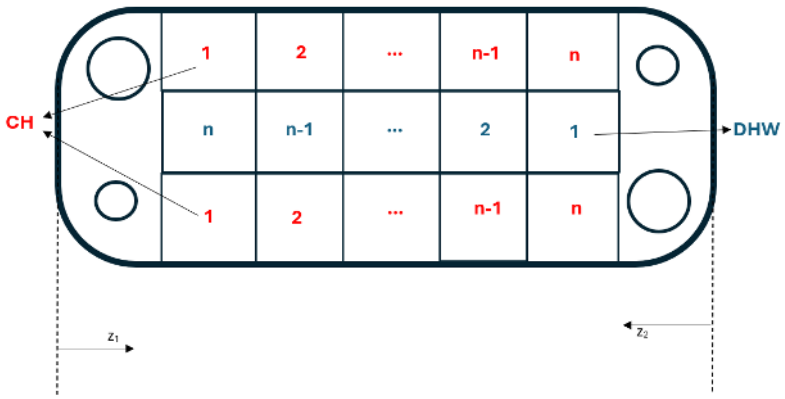
Denklem (3.32) ise duvarın ısınmasını ve ısının suya aktarılmasını ifade eder. Hem taşınım hem de konveksiyon terimleri içermektedir.

$$\rho_d A_{ka,d} c_{p,d} \frac{\partial T_d}{\partial t} = k_d \frac{\partial^2 T_d}{\partial {x_2}^2} A_{ka,d} + \frac{U_g A_g}{s}\left(T_g - T_d\right) - \frac{U_{CH} A_{CH}}{s}(T_d - T_{CH}) \tag{3.32}$$

Denklem (3.33)'de suyun x2 yönünde ısınmasını modellemektedir.

$$\rho_{CH1} A_{ka,CH} c_{p,CH} \frac{\partial T_{CH1}}{\partial t} = -\dot{m}_{CH} c_{p,CH} \frac{\partial T_{CH1}}{\partial x_2} + \frac{U_{CH} A_{CH}}{z}(T_d - T_{CH}) - h_\infty \frac{A}{z}(T_{CH1} - T_\infty) \tag{3.33}$$

Buraya kadar verilen denklemler ana eşanjör modellemesi için geçerliydi. Plakalı eşanjörün modellemesi için gereken akış alanı ve denklemler aşağıda verilmiştir.



Şekil 47: Plakalı eşanjör içerisinde CH suyu ve DHW suyu için kontrol hacmi numaralandırması.

Ana eşanjörde ısındıktan sonra sıcak CH suyu plakalı eşanjöre girer ve plakalı eşanjör boyunca enerjisini soğuk DHW suyuna aktarır. Aşağıdaki denklem plakalı eşanjör içerisinde CH suyunun sıcaklık dağılımını verir.

$$\rho_{CH2}\frac{V_{CH2}}{l_{phe}}c_{p,CH}\frac{\partial T_{CH2}}{\partial t} = -\dot{m}_{CH2}c_{p,CH2}\frac{\partial T_{CH2}}{\partial z_1} - 2\frac{U_{PHE}A_{PHe}}{l_{phe}}(T_{CH2} - T_{DHW}) \tag{3.34}$$

Plakalı eşanjör içerisinde DHW suyunun sıcaklık dağılımını ise aşağıdaki denklem verir.

$$\rho_{DHW}\frac{V_{DHW}}{l_{phe}}c_{p,DHW}\frac{\partial T_{DHW}}{\partial t} = -\dot{m}_{DHW}c_{p,DHW}\frac{\partial T_{DHW}}{\partial z_2} - 2\frac{U_{PHE}A_{PHe}}{l_{phe}}(T_{CH} - T_{DHW}) \tag{3.35}$$

3.2.5.2. Yönetici Denklemlerin Çözümü ve Ayrıklaştırma

Denklem sistemleri birbirlerine bağlı olarak oluşturulduğundan, çözümleri de eşzamanlı olacak şekilde yapılmalıdır. Bu da aynı anda beş farklı denklemin çözümünü sağlayabilen bir eşzamanlı kısmi diferansiyel denklem çözme algoritmasıyla yapılabilir.

Sonlu Elemanlar Yöntemi, yönetici diferansiyel denklemleri sayısal olarak çözmek için ayrıklaştırmada kullanılır. Yönetici denklemlerinin örtük ayrıklaştırması aşağıda verilmiştir (Atmaca A. U., Modelling and Optimization of Different Hydraulic Schemes of a Heating Appliance for Domestic Hot Water (DHW) Comfort and Efficiency, 2013).

$$\rho_g A_{ka,g} c_{p,g} \frac{(T_{g(m)}^{p+1} - T_{g(m)}^{p})}{dt} = -\dot{m}_g c_{p,g} \frac{(T_{g(m)}^{p+1} - T_{g(m-1)}^{p+1})}{dx_1} - \frac{A_g U_g}{s} (T_{g(m)}^{p+1} - T_{d(\left(\frac{s}{dx1}\right)-m+1)}^{p+1}) \tag{3.36}$$

$$\rho_{CH1} A_{ka,CH1} c_{p,CH1} \frac{(T_{CH1(m)}^{p+1} - T_{CH1(m)}^{p})}{dt} = -\dot{m}_{CH1} c_{p,CH1} \frac{(T_{CH1(m)}^{p+1} - T_{CH1(m-1)}^{p+1})}{dx_2} + \frac{U_{CH1} A_{CH1}}{z} \left(T_{d(m)}^{p+1} - T_{CH1(m)}^{p+1}\right) - h_\infty \frac{A}{z} (T_{CH1(m)}^{p+1} - T_\infty) \tag{3.37}$$

$$\rho_d A_{ka,d} c_{p,d} \frac{(T_{d(m)}^{p+1} - T_{d(m)}^{p})}{dt} = k_d A_{ka,d} \left(\frac{T_{d(m+1)}^{p+1} - 2T_{d(m)}^{p+1} + T_{d(m-1)}^{p+1}}{(dx_2^*)^2}\right) + \frac{U_g A_g}{s} (T_{g\left(\left(\frac{s}{dx1}\right)-m+1\right)}^{p+1} - T_{d(m)}^{p+1}) - \frac{U_{CH1} A_{CH1}}{s} \left(T_{d(m)}^{p+1} - T_{CH1(m)}^{p+1}\right) \tag{3.38}$$

$$\rho_{CH2} \frac{V_{CH2}}{l_{phe}} c_{p,CH2} \frac{(T_{CH2(m)}^{p+1} - T_{CH2(m)}^{p})}{dt} = -\dot{m}_{CH2} c_{p,CH2} \frac{(T_{CH2(m)}^{p+1} - T_{CH2(m-1)}^{p+1})}{dz_1} - 2 \frac{U_{PHE} A_{PHe}}{l_{phe}} \left((T_{CH2(m)}^{p+1} - T_{DHW\left(\left(\frac{lphe}{dz1}\right)-m+1\right)}^{p+1} \right) \tag{3.39}$$

$$\rho_{DHW}\frac{V_{DHW}}{l_{phe}}c_{p,DHW}\frac{(T^{p+1}_{DHW(m)}-T^{p}_{DHW(m)})}{dt} = -\dot{m}_{DHW}c_{p,DHW}\frac{(T^{p+1}_{DHW(m)}-T^{p+1}_{DHW(m-1)})}{dz_2} - 2\frac{U_{PHE}A_{PHe}}{l_{phe}}\left((T^{p+1}_{CH2\left(\left(\frac{lphe}{dz1}\right)-m+1\right)}-T^{p+1}_{DHW(m)}\right) \quad (3.40)$$

Görüldüğü üzere kombi cihazının matematiksel modeli olarak beş enerji denklemi bulunmaktadır. Baca gazı, ana eşanjördeki CH suyu, plakalı eşanjördeki CH suyu ve DHW denklemleri birinci dereceden kısmi diferansiyel denklemler iken, duvar denklemi, duvar içindeki ısı yayılımı (iletim) terimi nedeniyle ikinci dereceden kısmi diferansiyel denklemlerdir. Sayısal sonuçlar, bu beş denklemin eş zamanlı olarak çözülmesiyle elde edilir (Atmaca A. U., Modelling and Optimization of Different Hydraulic Schemes of a Heating Appliance for Domestic Hot Water (DHW) Comfort and Efficiency, 2013).

Kapalı yöntem, önceki (p) zaman yerine yeni (p+1) zamandaki sıcaklıkları değerlendirmektedir. Bu durumda çözülmesi gereken 5 denklem bulunmaktadır. Tüm denklemler, çözülmesi amaçlanan denklemin ana bilinmeyenine ek olarak diğer bilinmeyenlerin bazılarının yeni (p+1) zaman değerlerini de içermektedir. Ana bilinmeyeni çözmek için diğer bilinmeyenler üzerinde bazı varsayımların yapılması elzemdir. Bu nedenle, her zaman adımı iteratif olarak çözülmüştür. Örneğin, duvar denklemi CH suyu ve yanma gazlarının (p+1) zaman değerlerini de içermektedir. Bir denklemin ana bilinmeyenini bulmak için, ilk iterasyonda, önceki zaman değerleri yardımcı bilinmeyenlerin (p+1) değerlerine atanmaktadır. İlk hesaplamadan sonra, tüm bilinmeyenlerin (p+1) zaman sonuçları elde edilmektedir. Bu yaklaşım varsayımlara dayalı olduğundan, ilk hesaplanan değerler tam sonuçlar olmayabileceğinden, daha fazla iterasyon gerekmektedir. Bu durum daha sonraki iterasyonlarla anlaşılabilir. Her yineleme, incelenen denklemin çözümü için varsayılması gereken bilinmeyenler için önceki yinelemenin (p+1) zaman değerlerini kullanmaktadır. Her zaman adımı için aynı hesaplama prosedürü tekrarlanır. Her zaman adımının yineleme aşaması, önceki ve mevcut yineleme değerleri kabul edilebilir bir hata sınırı içinde birbirine yakınsayana kadar devam eder. Denklemlerde bulunan (i) indisi zamanı, m ise kontrol hacmi numarasını göstermektedir (Atmaca A.

U., Modelling and Optimization of Different Hydraulic Schemes of a Heating Appliance for Domestic Hot Water (DHW) Comfort and Efficiency, 2013).

3.2.5.3. Başlangıç ve Sınır Koşulları

Baca gazı sıcaklığı ise Bölüm 3.1.2.4'te hesaplanan adyabatik alev sıcaklığı olarak kabul edilmiştir. Tablo 14'te değişken güç yüzdelerine göre adyabatik alev sıcaklıkları verilmiştir. %75 güçten %100 güce kadar lambda değişmediği için adyabatik alev sıcaklıkları aynı kalmıştır.

Tablo 14: Güç yüzdelerine göre adyabatik alev sıcaklıkları

Güç oranı [%]	**100**	**83**	**75**	**30**	**22**
Adyabatik Alev Sıcaklığı [^{o}C]	1689,8	1689,8	1689,8	1654,4	1636,5

Başlangıç koşulu olarak tüm denklemlerde sıcaklıklar 25 ^{o}C olarak alınmıştır. Fakat bu kullanıcı tanımlı bir değerdir, yani değiştirilebilir. Denklemlerde bulunan baca gazı, duvar, ana eşanjörde bulunan CH suyu, plakalı eşanjörde bulunan CH suyu ve DHW için başlangıç koşulları aşağıda verilmiştir.

$$T_{g,d,CH1}(x_{1,2}, 0) = 10\ ^oC \tag{3.41}$$

$$T_{CH2,DHW}(z_{1,2}, 0) = 10\ ^oC \tag{3.42}$$

Kapalı döngü istemde ana eşanjörde ısınan CH suyu plakalı eşanjöre gider, burada soğuyup geri gelir. Dolayısıyla ana eşanjörde bulunan CH suyu ve plakalı eşanjörde bulunan CH sularının sınır koşulları birbirine bağlıdır.

$$T_{CH1}(0, t) = T_{CH2}((l_{phe}/d_{z1}), t) \tag{3.43}$$

$$T_{CH2}(0, t) = T_{CH1}((z/d_{x2}), t) \tag{3.44}$$

Yukarıda ve Tablo 14'te açıklandığı gibi, baca gazı için sınır koşulu adyabatik alev sıcaklığıdır. DHW giriş suyu 10 ^{o}C sabit olduğundan sınır koşulu da bu şekildedir.

$$T_g(0,t) = T_{adyabatik} \tag{3.45}$$

$$T_{DHW}(0,t) = 10\ ^oC \tag{3.46}$$

Denklem (3.32)'nin sınır koşulları için konveksiyon sınır koşulu (Incropera, Dewitt, Bergman, & Lavine, 2007) kullanılmıştır.

$$-k_d \frac{\partial T_d}{\partial x_2}|_{x_2=0} = h_\infty(T_\infty - T_d(0,t)) \tag{3.47}$$

$$-k_d \frac{\partial T_d}{\partial x_2}|_{x_2=(s/dx1)} = h_\infty(T_\infty - T_d((s/dx_1),t)) \tag{3.48}$$

3.2.6. Kontrol Algoritmaları

Fiziksel sistemlerin matematiksel modellerinin oluşturulmasının önemli çıktılarından birisi de kontrol mühendisliğinin fiziksel test yükü gerektirmeden yapılabiliyor olmasıdır. Bu çalışmada da önceden belirtildiği gibi oluşturulmuş matematiksel model iki farklı kontrol algoritması ile kullanılacak ve kontrol algoritmalarının performansları birbirleri ile karşılaştırılmıştır.

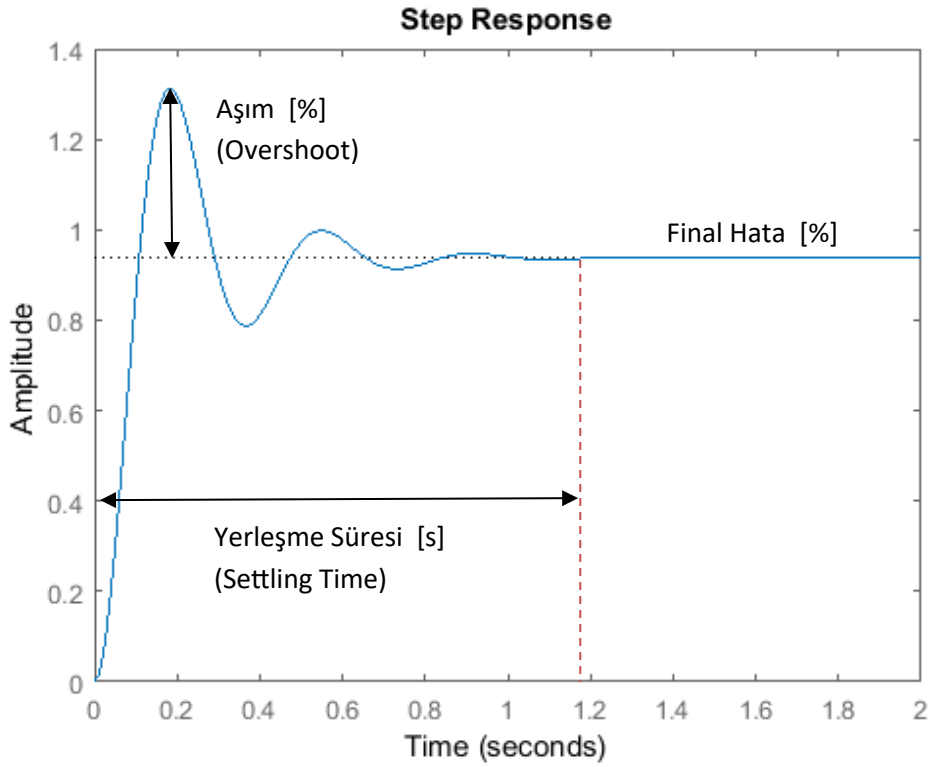
Çalışmada kullanılacak algoritmalar şu şekildedir;

- Oransal-İntegral-Türevsel denetleyici kontrol (İngilizce: Proportional-Integrative-Derivative)
- Model Öngörülü Control (İngilizce: Model Predictive Control)

3.2.6.1. Kontrol Başarı Kriterleri

Çalışmanın ana amaçlarından birisi de kontrolcü algoritmalarının performanslarını karşılaştırmak olduğundan, bu çıktının sağlanabilmesi için kullanılacak kontrolcü algoritmaları optimize edilmelidir. Aksi takdirde tam olarak optimize edilmemiş bir algoritma diğerinden daha kötü performans sergileyebilir. Bu da sonuçların yanıltıcılığına sebebiyet verir.

Performansları mantıklı ve adil bir şekilde değerlendirmek adına çeşitli kriterler belirlenmiştir. Bu kriterler Şekil 48'de görülmektedir.



Şekil 48: Kontrol algoritmalarının başarı kriterleri

Belirlenen kriterler sırasıyla;

- Yüzde aşım (İngilizce: Overshoot)
- Yüzde final hata
- Yerleşme süresi (İngilizce: Settling time)
- Ve zaman ağırlıklı mutlak hata integralidir

Aşım, sistem çıktısının (DHW sıcaklığı) hedef sıcaklığı en fazla yüzde kaç aştığının bir ölçüsüdür.

Yüzde final hata, sistem rejime oturduktan sonra sistem çıktısının (DHW sıcaklığı) hedef sıcaklık ile arasındaki yüzde farktır. İşlem sonunda hedeften ne kadar sapıldığını ifade eder.

Yerleşme süresi ise sistem çıktısının başlangıçtan belirli bir rejime (örneğin ± 0.5 ^{o}C aralığına) kalıcı olarak (örneğin 10 saniye boyunca) girmesi için geçen süredir.

Son olarak zaman ağırlıklı mutlak hata integrali, sistem boyunca her t anında oluşan hataların zamanla çarpılmasının toplamıdır. Aşağıdaki formülle ifade edilir;

$$\int_0^T t|e(t)|dt \tag{3.49}$$

burada e(t) hata sinyalidir. Pozitif olması için mutlaka değer içerisine alınmıştır.

3.2.7. PID Mimarisi

3.2.7.1. Genel PID Yapısı

Bu kısımda çalışma için oluşturulmuş kontrol mimarisi anlatılmıştır. Anlatımı güçlendirmek için çeşitli metaforlara yer verilmiştir.

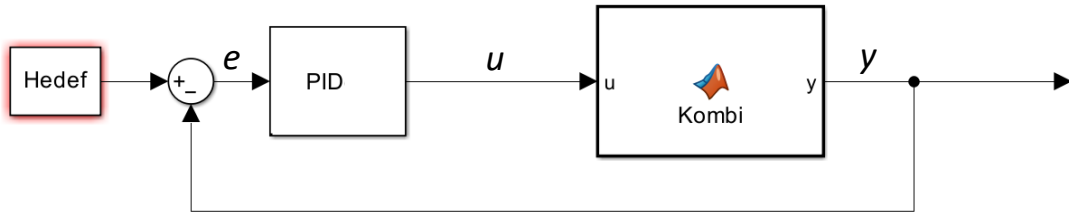
Bu çalışmada kontrol algoritmaları kombiden çıkan sıcak kullanım suyu (DHW)'nun hedef sıcaklığa ulaştırılması için kullanılmıştır. Dolayısıyla amaç yani "r" hedef DHW sıcaklığıdır ve bu da "y" olarak gösterilir. Hedef sıcaklığa ulaşmak için kombi cihazının yüzde kaç güçte çalışacağı ise asıl itici güçtür. Ve hedefe ulaşılmasını sağlar, "u" ile gösterilir. Hedefe olan mevcut uzaklık yani hata ise "e" ile gösterilir ve basitçe aşağıdaki denklem yardımıyla bulunur;

$$e = r - y \tag{3.50}$$

Bu yapı kolay anlaşılması için metaforlaştırılıp şoför-araç-hız üçlemesine benzetilirse;

- u: Kombi cihazının gücü, gaz pedalı olarak düşünülsün
- r: Amaç, hedef DHW sıcaklığı, aracın seyahat etmesi gereken sabit hız
- y: anlık DHW sıcaklığı, aracın anlık hızı
- PID: Hedef sıcaklığa ulaşmak için u'yu arttırıp azaltan karar verici, yani Şoför

O halde en genel haliyle sistemin PID yapısı Şekil 49'da verilmiştir.



Şekil 49: PID yapısının blok diyagramı şeklinde gösterilmiş hali

Daha önce PID algoritmasının kontrol mantığı açıklanmıştı. Burada da anlama uygun şekilde metaforlaştırılarak tekrar anlatılacak.

P kontrolü (İngilizce: Proportional) basitçe hatadan ne kadar uzakta olunduğuyla ilgilidir. Yani e büyükse u'da büyük olsun der. Aşağıdaki formülle açıklanır. Burada Kp PID'nin oransal kazancıdır.

$$P(t) = e(t)K_p \tag{3.51}$$

Kullanılan oransal kazanç terminin koddaki birebir karşılığı aşağıdaki şekildedir;

```
P = Kp * (beta*r - y);
```

Burada Kp oransal kazancı, r hedef noktasını, y anlık çıkışı ve beta ise hedef nokta ağırlık katsayısını ifade eder.

I kontrolü (İngilizce: Integrative) ise küçük fakat sürekli kalan hataları biriktirir. Gaz pedalına kalıcı bir destek ekler. Matematiksel olarak işletimi aşağıdaki denklemdeki gibidir. Küçük hatalar toplanarak büyüdükçe etkisi artar.

$$I(t) = K_p K_i \int_0^t e(t)dt \tag{3.52}$$

Kodda bulunan birebir karşılığı şu şekildedir;

```
I = (1 - leak)*I + (Kp*Ki)*e*dt_pid + aw_bc*aw;
```

Burada e hata, Kp oransal kazanç, Ki integral kazancı, dt_pid PID örnekleme süresi, leak sızıntı terimi, aw_bc * aw terimi ise ileride anlatılacak olan integral taşması düzeltmesidir.

D kontrolü (İngilizce: Derivative) metaforsal olarak frene benzetilebilir. Çıktı çok hızlı yükseliyorsa D kontrolü u'yu kısar. Aşağıdaki formülle ifade edilir.

$$D(s) = -K_p K_d \frac{s}{1 + \frac{1}{N} K_d s} Y(s) \tag{3.53}$$

burada K_p ve K_d sırasıyla oransal ve türevsel kazançtır. s Laplace degişkeni (Türev demektir), *Y(s)* sistem çıkışı (DHW çıkış sıcaklığı), *N* ise türev filtresi parametresidir. Yukarıdaki denklemden de görüldüğü üzere diğerlerinden farklı olarak türev e yani hata üzerinden değil de ölçüm üzerinden alınır. Bunun sebebi türev zıplamasının önüne geçmektir. Matematiksel olarak detay verilmeyecektir fakat türev zıplaması hedef sıcaklığın hızlı değişimi sonucu türev ifadelerinin sonsuza gitmesidir.

Kodda bulunan türevsel kazanç yapısı şu şekildedir;

```
alpha = (2*Kd*N - dt_pid) / (2*Kd*N + dt_pid);
D = alpha*D - (2*Kp*Kd*N/(2*Kd*N + dt_pid)) * (y - y_prev);
```

Burada Kd türevsel kazanç, N türev filtresi katsayısı, dt_pid PID örnekleme süresi, Kp oransal kazanç, y çıkış, y_prev bir önceki ölçüm ve alpha türev filtresi geçici katsayısıdır.

3.2.7.2. Türevsel Kazancın Sınırlandırılması

Eğer sistemde yüksek frekanslı ölçüm gürültüsü varsa, türev işlemi zorluklara yol açabilir. Örneğin sinüzoidal bir ölçüm gürültüsü,

$$n = a sin\omega\, t \tag{3.54}$$

kontrol sinyalinin türev terimine aşağıdaki katkıyı sağlar:

$$u_n = KT_d \frac{dn}{dt} = aKT_d \omega cos\ \omega t \tag{3.55}$$

Gürültü yeterince yüksek bir frekansa (ω) sahipse, kontrol sinyalinin genliği keyfi olarak büyük olabilir. Bu nedenle, türev teriminin yüksek frekanslı kazancı, bu

zorluğun önlenmesi için sınırlandırılmıştır. Bu, türev teriminin şu şekilde uygulanmasıyla yapılabilir:

$$D = -\frac{T_d}{N}\frac{dD}{dt} - KT_d\frac{dy}{dt} \tag{3.56}$$

Bu denklemden, değiştirilmiş türev teriminin aşağıdaki gibi gösterilebileceği sonucu çıkar:

$$D = -\frac{sKT_d}{1 + sT_d/N}y \tag{3.57}$$

Modifikasyon, ideal türevin birinci dereceden bir sistem tarafından zaman sabiti Td/N ile filtrelenmesi olarak yorumlanabilir. Yaklaştırma, düşük frekanslı sinyal bileşenleri için bir türev görevi görür. Ancak kazanç, K N ile sınırlıdır. Bu, yüksek frekanslı ölçüm gürültüsünün en fazla K N faktörü kadar yükseltildiği anlamına gelir. Tipik N değerleri 8 ila 20 arasındadır (Astrom, 2002).

Kodda yapı şu şekildedir;

```
alpha = (2*Kd*N - dt_pid) / (2*Kd*N + dt_pid);
D = alpha*D - (2*Kp*Kd*N/(2*Kd*N + dt_pid)) * (y - y_prev);
```

Burada Kd türevsel kazanç, N türev filtresi katsayısı, dt_pid PID örnekleme süresi, Kp oransal kazanç, y çıkış, y_prev bir önceki ölçüm ve alpha türev filtresi geçici katsayısıdır.

3.2.7.3. İntegral Taşması (Wind-up)

PID kontrolünden bahsederken açıklanması gereken ilk terimlerden birisi de şüphesiz ki integral taşmasıdır (İngilizce: windup). Bir kontrol sisteminin birçok yönü doğrusal teoriye dayanarak anlaşılabilse de pratikte tüm kontrolörlerde bazı doğrusal olmayan etkiler hesaba katılmalıdır. İntegral taşması, integral eylem ve doygunlukların etkileşiminden kaynaklanan böyle bir olgudur. Tüm aktüatörlerin sınırlamaları vardır: bir motorun hızı sınırlıdır, bir vana tamamen açık veya tamamen kapalı olamaz, vb. Çok çeşitli çalışma koşullarına sahip bir kontrol sisteminde, kontrol değişkeninin aktüatör sınırlarına ulaşması söz konusu olabilir. Bu gerçekleştiğinde, geri besleme

döngüsü bozulur ve aktüatör, proses çıkışından bağımsız olarak limitinde kalacağı için sistem açık döngü olarak çalışır. Entegrasyon eylemli bir kontrolör kullanılırsa, hata integrallenmeye devam eder. Bu, integral teriminin çok büyük olabileceği veya halk arasında "taşabileceği" anlamına gelir. Bu durumda, her şey normale dönmeden önce hatanın uzun bir süre ters işaretli olması gerekir. Sonuç olarak, integral eylemli herhangi bir kontrolör, aktüatör doygunluğa ulaştığında büyük geçişler verebilir. (Astrom, 2002) Örneğin bu çalışmada yer alan kombi cihazı %22 ve %100 güç aralığında çalışmaktadır. Ama belirli bir noktada hata sinyali çok fazla olduğu için sistem sanki %135 güçte çalışması gerekiyormuş gibi "hisseder". Tabii ki bu fiziksel limitler dolayısıyla mümkün değildir.

Dolayısıyla bu gibi noktalarda integral taşma önleyici sistemler kullanılır. Ayrıca sistemin hata sinyali yüzünden bu üst limite çıkıp doygunluğa ulaşması durumuna da satürasyon denir (Astrom, 2002).

Gerçek çıkış ile satürasyon arasındaki fark hesaplatılıp bu fark kadar bir düzeltme integral terimine geri beslenir. Bu sayede integral taşmasının önüne geçilir.

Kodda bulunan birebir karşılığı şu şekildedir;

```
I = (1 - leak)*I + (Kp*Ki)*e*dt_pid + aw_bc*aw;
```

Burada e hata, Kp oransal kazanç, Ki integral kazancı, dt_pid PID örnekleme süresi, leak sızıntı terimi, aw_bc * aw terimi ise integral taşması düzeltmesidir.

`aw = u - u_unsat` → satürasyon sonucu farkı hesaplar.

`aw_bc` → bu farkın integral üzerindeki etkisini belirler.

3.2.7.4. Hedef Noktası Ağırlıklandırma

Çalışmada kullanılan PID mimarisinin önemli parçalarından birisi de hedef noktası ağırlıklandırmadır. Yukarıda da açıklandığı gibi, hedef noktanın ani değişimleri hata sinyalinde büyük zıplamalar yaratacağından, sonuç olarak çok büyük kazançların sisteme gönderilmesine sebebiyet verilebilir. İşte bu etkiyi azaltmak için hedef noktası ağırlıklandırması çözümü geliştirilmiştir ve aşağıdaki denklemle formüle edilir (Astrom, 2002);

$$P = K_p(\beta r(t) - y(t)) \tag{3.58}$$

buradaki yeni terim "β" hedef nokta ağırlık katsayısıdır. β'nın alabileceği farklı değerlere göre sistem şu şekilde hareket eder;

- β=1: klasik P kontrolüyle aynıdır. P = Kp·(r−y) olur. Yani hedef noktası ağırlıklandırma kullanılmamıştır.
- β=0: P = −Kp·y → sadece çıkışa tepki verir, hedef noktasına tepki vermez.
- Eğer 0<β<1: P hem çıkışa hem de hedef noktaya tepki verir.

Ağırlıklı kontrol sayesinde daha yumuşak kontrol tepkileri, daha az aşım ve sıçrama elde edilir.

Kullanılan hedef noktası ağırlıklandırma metodunun koddaki birebir karşılığı aşağıdaki şekildedir;

```
P = Kp * (beta*r - y);
```

Burada Kp oransal kazancı, r hedef noktasını, y anlık çıkışı ve beta ise hedef nokta ağırlık katsayısını ifade eder.

3.2.7.5. Satürasyon ve Hız Sınırlayıcı

Gerçek bir fiziksel sistemin kontrol sinyali sınırsız olamayacağı için çalışmada güç yüzdesi minimum %22 ve maksimum %100 olacak şekilde sınırlandırılmıştır.

Ayrıca kontrol sinyalinin değişim hızı da saniyede %3 olacak şekilde sınırlandırılmıştır.

Koddaki karşılığı

```
u_cmd  = min(max(u_unsat, u_min), u_max);
du     = u_cmd - u_prev;
du_lim = max(-du_max*dt_pid, min(du_max*dt_pid, du));
u = u_prev + du_lim;
```

u_min, u_max: %22 ve %100 arasında sistemin sınırıdır. du_max: %3/saniye ile sınırlanmış çıkış değişim hızıdır.

3.2.7.6. Hedef Noktası Rampası

Daha önce de belirtildiği gibi PID sistemlerinde hedef noktasının ani değişimi zorlayıcı sonuçlar doğurabilir. Bunun önüne geçilmesini sağlayan bir diğer önemli çözüm yöntemi de hedef noktası rampalama tekniğidir.

Basitçe açıklamak gerekirse, hedef noktası değiştiğinde sistem hedef sıcaklığa bir anda gitmek yerine yavaş yavaş gider.

Koddaki karşılığı şu şekildedir;

```
r = r_filt + (dt_pid/tau_sp) * (cfg.setpoint - r_filt);
r_filt = r;
```

Burada cfg.setpoint anlık hedef sıcaklık, r_filt rampalı hedef sıcaklık, dt_pid PID örnekleme periyodu ve tau_sp ise rampalama zaman sabitidir.

3.2.7.7. İntegral Sızdırması

İntegral teriminin sürekli oluşan hataları toplayarak büyüdüğünden bahsedilmişti. Dolayısıyla hata sinyalinin sürekli oluştuğu durumlarda integral terimi de zamanla büyür. Fakat özellikle hedef sıcaklık düşüşlerinde bu durum tehlikeli olabilir. Örneğin sistemde birikmiş integral kazancı varsa ve hedef sıcaklık düşürüldüyse sistem gücü kısmak yerine integral kazancından dolayı aynı seviyede tutabilir veya gücü arttırabilir. Bu problemin önüne geçmek için integral kazanç terimine bir sızdırma eklenmiştir. Bu sayede integral kazancının fazla birikmesinin önüne geçilir.

Kodda bulunan birebir karşılığı şu şekildedir;

```
I = (1 - leak)*I + (Kp*Ki)*e*dt_pid + aw_bc*aw;
```

Burada e hata, Kp oransal kazanç, Ki integral kazancı, dt_pid PID örnekleme süresi, leak sızıntı terimi, aw_bc * aw terimi ise integral taşması düzeltmesidir.

Aşağıda PID mimarisinin sözde kodu verilmiştir.

```
1. Başlangıçta:
    - I ← 0          (integral belleği)
    - D ← 0          (türev filtresi belleği)
    - u_prev ← u0    (önceki kontrol çıkışı)
    - y_prev ← NaN   (önceki çıkış sıcaklığı)
    - r_filt ← SP    (setpoint filtresi başlangıçta hedefe eşit)
    - next_pid_time ← 0
2. Her PID örnekleme anında (t ≥ next_pid_time):
    2.1. Setpoint filtrelemesi (yavaş rampa):
        r_filt ← r_filt + (dt_pid / tau_sp) * (SP - r_filt)
        r ← r_filt
    2.2. Ölçülen sıcaklık:
        y ← ölçülen çıkış sıcaklığı (T_dhw(end))
    2.3. Hata hesapla:
        e ← r - y
    2.4. Orantılı (P) terim:
        P ← Kp * (beta * r - y)
    2.5. Band-sınırlı türev (D) terimi:
        Eğer y_prev tanımsızsa:
            y_prev ← y
        alpha ← (2 * Kd * N - dt_pid) / (2 * Kd * N + dt_pid)
        D ← alpha * D - (2 * Kp * Kd * N / (2 * Kd * N + dt_pid)) * (y -
y_prev)
    2.6. Toplam kontrol sinyali (doymamış):
        u_unsat ← P + I + D
    2.7. Satürasyon uygula:
        u_cmd ← u_unsat sınırlanmış hali (u_min ≤ u_cmd ≤ u_max)
    2.8. Değişim oranı sınırlama (rate limit):
        du ← u_cmd - u_prev
        du_lim ← sınırlı versiyon (±du_max * dt_pid)
        u ← u_prev + du_lim
    2.9. Anti-windup düzeltmesi:
        aw ← u - u_unsat

    2.10. İntegral (I) güncellemesi:
        I ← (1 - leak) * I + Kp * Ki * e * dt_pid + aw_bc * aw
    2.11. Gerekli güncellemeler:
        u_prev ← u
        y_prev ← y
        pid_power_val ← u
        next_pid_time ← t + dt_pid
```

3.2.7.8. PID Optimizasyonu

Optimizasyon için çalışmada daha önce bahsedilen kriterler ağırlıklandırılarak bir amaç fonksiyonu oluşturulmuş ve bu kullanılmıştır. Aşağıda kriterler için kullanılmış ağırlıklandırmalar mevcuttur;

- Yüzde aşım için ağırlık katsayısı 3
- Yüzde final hata için ağırlık katsayısı 8
- Yerleşme süresi için ağırlık katsayısı 10
- Zaman ağırlıklı mutlak hata integrali için ise ağırlık katsayısı 1

Bu ağırlıklandırmalar ile amaç fonksiyonu aşağıdaki şekilde yazılmıştır.

$$J = W.os * M.overshoot + W.set * M.settling_{time} + W.err * finalErr + W.itae * ITAE; \quad (3.59)$$

burada *W.os, W.set, W.err ve W.itae* sırasıyla aşım, yerleşme süresi, final hata ve ITAE için belirlenmiş ağırlıklardır.

Çalışmada matematiksel modeli çözdürmek için MATLAB programı kullanıldığından optimizasyon da MATLAB üzerinde yapılmıştır. PID optimizasyonu için de MATLAB kütüphanesinde hazır olarak bulunan "fminsearch" fonksiyonu kullanılmıştır. Bu fonksiyon türevsiz yöntem kullanılarak kısıtlanmamış çok değişkenli fonksiyonun yerel minimumunun aranmasını sağlar. Dolayısıyla oluşturulan amaç fonksiyonunu minimize edecek PID parametreleri bu fonksiyon sayesinde araştırılmıştır.

Bunun haricinde oluşacak işlemci yükünü azaltmak adına PID optimizasyonunda iki farklı matematiksel model kullanılmıştır. Bu iki model;

- Kaba model
- Tam model

olarak isimlendirilmişlerdir. Kaba model tam modelin daha az detaylı bir hali olarak düşünülebilir. Burada asıl amaç kaba ama hızlı bir simülasyonla iyi bir başlangıç noktası bulmaktır. Bu nokta bulunduktan sonra tam modele geçilir. Daha ayrıntılı ve kesin simülasyonla parametreler en optimize halini alır.

Aşağıda PID optimizasyonunun sözde kodu verilmiştir.

```
1. Başlat
   - Temizle, rastgelelik için seed ayarla (aynı sonuçlar alınabilsin diye).
2. Tam model konfigürasyonunu oluştur (cfg_full)
   - DHW hedef sıcaklığı, ilk sıcaklıklar, debiler
   - Çözünürlük, zaman adımı, iterasyon limiti
   - PID parametre sınırları ve özel ayarlar (rampa, anti-windup, leak vs.)
   - Yerleşme bandı tanımla (örneğin ±0.5°C içinde 8 saniye kalırsa yerleşmiş
say)
3. Hızlı model konfigürasyonunu oluştur (cfg_fast)
   - Aynı ayarlar alınır ama çözünürlük ve süre düşürülür (daha hızlı çalışsın
diye)
4. Maliyet fonksiyonu ağırlıklarını belirle (W)
   - Aşım, yerleşme süresi, son hata ve ITAE gibi kalite metrikleri
5. PID parametre aralıklarını ve başlangıç noktasını tanımla
   - Alt sınır, üst sınır, başlangıç tahmini (x0)
   - Logaritmik ölçekle çalışılacak çünkü PID katsayıları pozitif ve geniş
aralıklıdır
6. Hedef fonksiyonları tanımla:
   - obj_fast: Hızlı model için maliyet fonksiyonu
   - obj_full: Tam model için maliyet fonksiyonu
```

```
7. AŞAMA 1 – Hızlı Model Üzerinde Kaba Arama
   - 2 defa rastgele küçük değişikliklerle optimizasyon yap
   - Her seferinde log-ölçekte optimizasyon başlat
   - `fminsearch` ile maliyeti minimize eden PID parametrelerini bul
   - En iyi sonucu kaydet
8. AŞAMA 2 – Tam Model ile Cilalama
   - Aşama 1'de bulunan en iyi log-parametreyi al
   - Tam model ile `fminsearch` yeniden çalıştır (daha hassas ayarlar)
   - Nihai PID parametreleri ve toplam maliyet elde edilir
9. En iyi PID parametreleriyle bir kez daha tam simülasyon çalıştır
   - `dhw_pid_headless(cfg_full)` ile sistemin nasıl tepki verdiğini gör
   - Performans metrikleri (aşım, yerleşme süresi, hata vs.) yazdır
10. Çıktıları grafik olarak göster
    - Üst panel: Gaz, duvar, CH ve DHW sıcaklıkları
    - Alt panel: PID çıktısı olan güç değişimi
11. PID parametrelerini workspace'e kaydet (GUI için kullanılabilir)
12. Bitir
```

3.2.8. MPC Mimarisi

3.2.8.1. Genel MPC Yapısı

MPC hesaplamaları, çıktıların gelecekteki değerlerinin öngörülerine ve çıktıların şu anki değerlerine dayalıdır. MPC kontrol hesaplamalarının amacı, öngörülen yanıtın en iyi şekilde set noktasına hareket etmesi için kontrol hareketlerinin sırasını tespit etmektir (Özdemir, 2015).

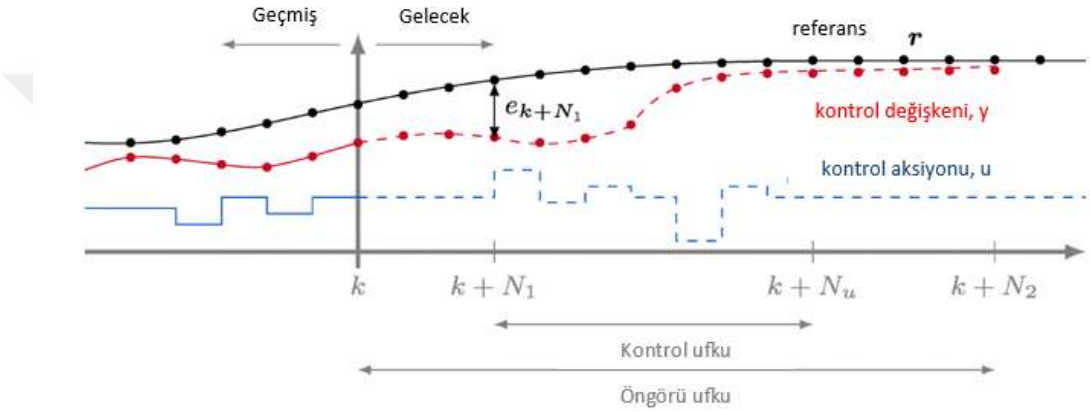
MPC stratejisi, k ile gösterilen şu anki örnekleme anında, kontrol sinyalinin {u(k+i-1),i=1,2,…,M} değerlerini hesaplar. Set, şu anki kontrol sinyali u(k) ve M-1 noktasındaki gelecek kontrol sinyallerini içerir. Kontrol sinyali, P öngörülü çıkışın{$\hat{\boldsymbol{y}}$(k+i), i = 1,2,…,P} en iyi bir şekilde set noktasına ulaşması için hesaplanır ve M kontrol hareketinden sonra sabit tutulur. Kontrol hesaplamaları, amaç fonksiyonunun en iyilemesine dayalıdır. M kontrol hareketinin sayısı kontrol ufku olarak adlandırılırken, öngörülerin sayısı P, öngörü ufku olarak adlandırılır (Özdemir, 2015).

MPC'nin ayırt edici bir diğer özelliği ise gerileyen ufuk yaklaşımıdır. Bu kavrama göre kontrol işlemi aşağıdaki sırayla yapılır (Özdemir, 2015);

1. Gelecek çıkış değerleri her t anında bir öngörü ufku boyunca hesaplanır. Bu öngörülen çıkışlar, geçmiş giriş ve çıkış değerlerine ve gelecekteki kontrol işaretlerine bağlı olarak bulunur.
2. Gelecek kontrol işaretleri bir eniyileme yöntemi kullanılarak, süreci, referans yörüngesine mümkün olduğu kadar yakınsayacak biçimde

hesaplanır. Genelde bu eniyileme yöntemi, öngörülen çıkış ve öngörülen referans yörüngesi arasındaki farkın ikinci dereceden (Quadratic) bir fonksiyonu şeklindedir. Ve çoğunlukla kontrol artımları da başarım ölçütü içinde bulunur.

3. Bulunan kontrol işaretinden sadece ilki sisteme gönderilir çünkü bir sonraki örnekleme anında bir sonraki çıkış değeri ölçülebilir olacaktır. Dolayısıyla yeni bir kontrol işareti hesaplaması yapılmalıdır. Bu durum gerileyen ufuk kavramı olarak bilinmektedir (Özdemir, 2015).



Şekil 50: MPC algoritmasının temel işleyiş mantığı (Schwezner, Ay, Bergs, & Abel, 2021)

Her adımda MPC algoritmasının minimize etmeye çalıştığı amaç fonksiyonu aşağıda verilen denklemdeki gibi ifade edilir;

$$J = \sum_{i=1}^{N} w_{xi}(r_i - x_i)^2 + \sum_{i=1}^{M} w_{ui}\Delta u_i{}^2 \tag{3.60}$$

Burada *x* kontrol edilen değişken (DHW çıkış sıcaklığı*), r* hedef sıcaklık, *u* manipüle edilen değişken (güç yüzdesi) w_x, x in önemine bağlı olarak ağırlıklandırma katsayısı ve wu, u'daki büyük değişimleri cezalandırmak için ağırlıklandırma katsayısıdır (Özdemir, 2015).

Sistemin kaç adım ileriyi öngörmeye çalışacağını bilmek ve değiştirmek önemlidir. G sistemin değişimlerinin çıkışa nasıl yansıyacağını gösteren bir matristir.

Bu matrisin her satırı bir zaman adımını, her sütunu ise gelecekte yapılabilecek bir kontrol hareketini temsil eder. Boyutları Np x Nu kadardır. Burada;

- Np öngörü ufku
- Nu ise kontrol ufkudur.

Öngörü ufku ileriye dönük kaç adım hesaplama yapılacağının göstergesidir. Np ne kadar artarsa sistemin öngörüsü o kadar artar fakat hesaplama maliyeti de aynı şekilde katlanır. Kontrol ufku ise öngörü ufkunun tahmin ettiği senaryoların ilkinin uygulanmasıdır.

Kodda bu matrisin karşılığı şu şekilde verilmiştir;

```
[G, H] = dmc_mats(s, Np, Nu);
```

Burada H geçmiş kontrol girişlerinin gelecekteki çıkışlara olan etkisini temsil eder.

Sistemin geçmiş değişikliklerden ne kadar etkilendiğini de bilmesi gerekir. Bu sebeple Δu'da bir vektörde saklanır. Bu vektör yapısı kodda şu şekilde gösterilmiştir;

```
du_hist = zeros(Np, 1);  % Başlangıçta sıfır vektörü
```

En son yapılan Δu en başa du_hist(1) olarak eklenir, en eskisi silinir. Bu hafıza sayesinde sistem, geçmişte yaptıklarının bugünkü çıktıya etkisini tahmin eder.

Geçmişteki değişimin etkisinin bilinmesi önemlidir fakat bu bilgi o anda yapılacak değişimin gelecekte sistemi ne kadar etkileyeceğinin bilinmesi için de kullanılır. Bunun için oluşturulmuş yapı ise f vektörüdür. Kodda şu şekilde tanımlanır;

```
f = yk * ones(Np,1) + H * du_hist;
```

Şu anki çıkış olan yk ile geçmiş Δu hareketlerinin etkisi birleştirilir. Sistem gelecekteki çıkışları bu sayede tahmin eder.

Hedef sıcaklık bir referans vektörle tanımlanır. Kodda aşağıdaki şekilde yer verilmiştir;

```
rvec = r * ones(Np,1);
```

Lambda ismi verilen ağırlıklandırma katsayısı ise kontrol hareketlerinin büyüklüğünü cezalandırmak için kullanılır. Sistemde aşağıdaki kod parçası içerisinde kullanılır.

```
dU = (G'*G + lambda*I) \ (G'*(rvec - f));
```

Yukarıda verilen denklem aslında amaç fonksiyonunun çözümü için gereken denklemdir. Yani minimum J'yi sağlayan Δu çözümü bu formülle elde edilir. dU, gelecekteki kontrol hareketlerinin önerisidir. Ancak MPC, bunlardan sadece ilkini uygulayıp tekrar düşünür.

Aşağıda MPC mimarisinin sözde kodu verilmiştir.

```
BAŞLA:


1. Toplam zaman adımı sayısını hesapla:
   K ← floor(T_end / Ts)
2. Geçmiş Δu değerlerini sıfırla:
   du_hist ← sıfır vektörü boyut Np
3. Kayıt dizilerini hazırla (ylog, ulog)
4. For k = 1 to K zaman adımı boyunca döngü başlasın:
    a. Sistemi gözlemle:
       - Sisteme mevcut kontrol sinyali u uygula
       - Yeni sistem durumu ve DHW çıkışı yk elde et
    b. Gelecek çıkışları tahmin et:
       f ← yk + H × du_hist
    c. Hedef vektörünü oluştur:
       rvec ← sabit hedef değeri (örneğin 35°C) boyut Np
    d. En uygun kontrol değişimlerini (Δu) hesapla:
       dU ← (Gᵀ×G + λ×I)⁻¹ × Gᵀ × (rvec - f)
    e. İlk Δu değerini al:
       du ← dU[0]
    f. Δu sınırla (du_max ile):
       du ← clamp(du, -du_max×Ts, +du_max×Ts)
    g. Yeni kontrol sinyalini hesapla:
       u_new ← clamp(u + du, u_min, u_max)
    h. Geçmiş Δu vektörünü güncelle:
       du_hist ← [du_applied; du_hist[0:end-1]]
    i. u ← u_new
    j. yk ve u değerlerini kayıt altına al (ylog, ulog)
5. Döngü bitince sonuçları çiz veya analiz et

BİTİŞ
```

3.2.8.2. MPC Optimizasyonu

Benzer şekilde MPC algoritmasının da en iyi haline ulaşabilmesi için PID algoritması gibi optimize edilmesi gerekmektedir. Bunun için Denklem (3.59)'da verilen aynı amaç fonksiyonu yine kullanılmıştır.

PID optimizasyonundan farklı olarak bu sefer belirlenecek parametreler için bir arama uzayı oluşturulur. Kodda bu şu şekilde ifade edilmiştir;

```
Np_list  = [120 140 160];
Nu_list  = [10 12 15];
uop_list = [65 70 75];
du_id    = 0.5;
```

Burada Np öngörü ufku, Nu kontrol ufku, u_op sistem modelini çıkartırken kullanılacak çalışma noktası ve du_id ise bu çalışma noktasına uygulanacak küçük adım artışıdır.

Ardından en iyi sonucu yani en küçük J'yi elde etmek için boş bir "best" yapısı oluşturulur.

```
best = struct('J',inf);
fprintf('Taranıyor (Np,Nu,u_op) ve lambda optimize ediliyor ...\n');
```

Her Np/Nu/u_op kombinasyonu için en iyi lambda değeri aramak üzere tek değişkenli optimizasyon yapılır.

```
obj = @(lambda) J_of_hyper(cfg, G, H, Np, Ts, T_end, u_min, u_max, du_max,
lambda, W);
[lambda_opt, J_opt] = fminbnd(obj, 0.2, 5.0);
```

Sonrasında o ana kadar bulunan en düşük J değeriyle karşılaştırılır

```
if J_opt < best.J
  best = struct('J',J_opt, 'Np',Np,'Nu',Nu,'u_op',u_op,'lambda',lambda_opt);
end
```

Ardından en iyi bulunan parametrelerle gerçek simülasyon tekrar çalıştırılır ve sonuçlar ekrana yazdırılır.

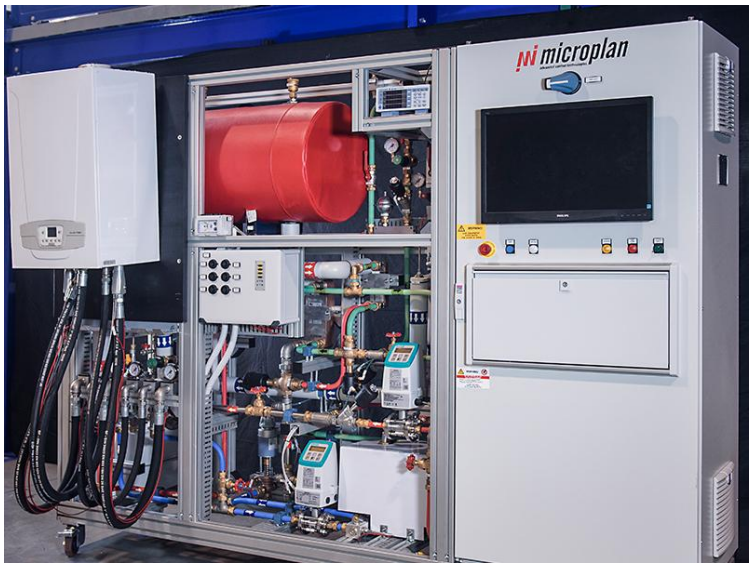
Aşağıda PID optimizasyonunun sözde kodu verilmiştir.

```
1. Ayarları ve sınırları tanımla:
   - Simülasyon süresi T_end
```

```
   - Kontrol örnekleme süresi Ts
   - Kontrol değişkeni (güç) sınırları: u_min, u_max, du_max
   - Ağırlıklar (W): overshoot, settling, final_error, rise time, TVu
   - Aday parametre listeleri: Np_list, Nu_list, u_op_list
   - Step büyüklüğü (du_id)
2. Başlangıçta en iyi sonucu tutacak bir yapı oluştur:
   - best_result = { J = ∞, Np = -, Nu = -, u_op = -, lambda = - }
3. Her kombinasyon için döngü başlat:
   For each u_op in u_op_list:
     For each Np in Np_list:
       For each Nu in Nu_list:
         - Eğer Nu > Np ise devam et (geçersiz kombinasyon)
         a. Sistemi bu u_op etrafında ısıt ve step uygula:
            - s = id_step_response(u_op, du_id, Np, Ts)

         b. DMC matrislerini oluştur:
            - G, H = dmc_mats(s, Np, Nu)
         c. Verilen bu G, H ile `lambda` için tek değişkenli optimizasyon
yap:
            - Objective: J(lambda) = ağırlıklı performans metriği
            - [lambda_opt, J_opt] = fminbnd(J, 0.2, 5.0)
         d. Eğer J_opt önceki best_result'tan küçükse:
           - best_result = {Np, Nu, u_op, lambda_opt, J_opt}
4. En iyi parametrelerle nihai simülasyon çalıştır:
   - G, H = dmc_mats(... best parametrelerle ...)
   - ylog, ulog = run_dmc_with(best parametrelerle)
5. Sonuçları analiz et ve grafikleştir.
```

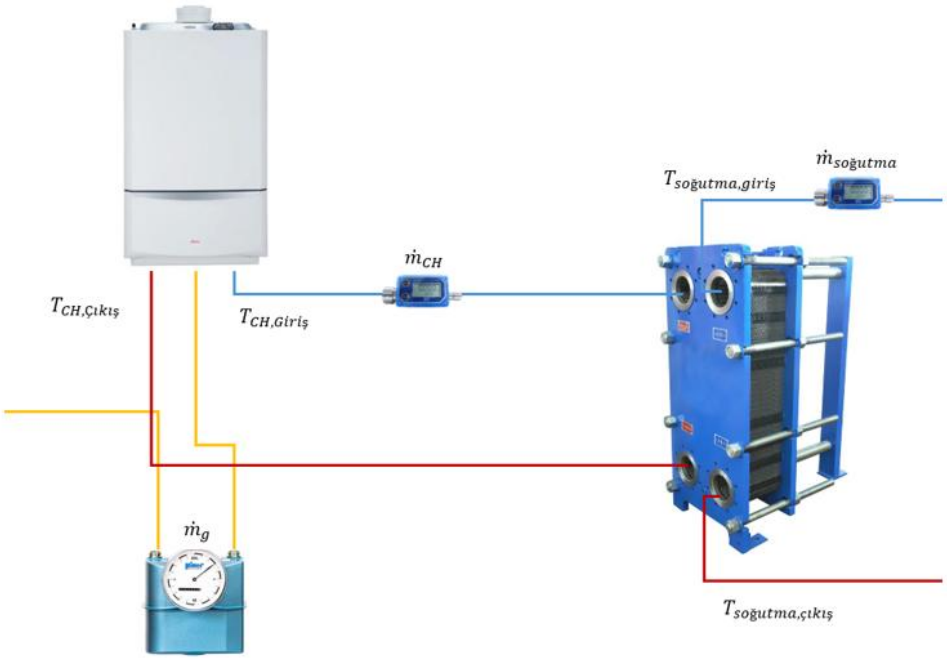
3.2.9. Dijital İkiz

Çalışmanın ana amaçlarından birisi de oluşturulan matematiksel modeli kullanarak fiziksel sistemin sanal ortamda davranışlarını simüle edecek bir dijital ikiz oluşturmaktı. Bu sebeple sanal ortamda MATLAB programı üzerinde bir arayüz yaratıldı. Oluşturulan bu arayüzde Şekil 51'de de verilen, kombi cihazlarının fonksiyonel test stantları baz alındı.



Şekil 51: Kombi cihazı fonksiyonel test standı (Gas boilers laboratory tests, 2025)

Basitçe açıklamak gerekirse, fonksiyonel test stantları kombi cihazının ana eşanjöründe ısınan CH suyunu büyük bir plakalı eşanjörde (kombi cihazı içerisinde bulunan DHW ısıtması için kullanılan plakalı eşanjörle karıştırılmamalıdır) soğutarak kapalı çevrim şeklinde döndürür. Şekil 52'de bu sistemin şematiği görülmektedir.



Şekil 52: Dijital ikizde kullanılan test standının şematik gösterimi.

Test standı kapsamında deneysel çalışmalarda kullanılan ölçüm aletleri ve ölçülen metrikler şu şekildedir;

- ***Bessel SRL Kuru Gaz Sayacı G 4-10***, anlık olarak kombi cihazının tükettiği gazın debisini ölmek için kullanıldı. Bu debi daha sonra ısıl girdi (Q) hesabında kullanıldı.
- ***Siemens Sitrans F M MAG 6000 Debi Ölçer***, CH, DHW ve soğutma suyu debilerinin ölçümü için kullanıldı.
- ***Siemens Ultramat 23 Atık Gaz Analizörü***, atık gaz içerisinde bulunan CO2'nin yüzdesel miktarını ölçmek için kullanıldı.
- ***PT 100 Termokupl***, CH, DHW ve soğutma suyu sıcaklıklarını ölçmek için kullanıldı.
- ***Testo 622 Nem/Sıckalık/Basınç Ölçer***, ortam basıncı, sıcaklığı ve nemini ölçmek için kullanıldı.

3.2.9.1. Fonksiyonel Test Standı Dijital İkizi

Soğutma etkisini gözlemleyebilmek için soğutma plakalı eşanjörünü modellemek önemlidir. Fakat diğer sistemlerin aksine bunu gerçek sistemle birebir uyumlu yapmak zorunlu değildir. Çünkü geliştirme süreçlerinde soğutma plakalı eşanjörünün dinamiği göz önünde bulundurulmaz. Örneğin çok çeşitli test stantlarında birbirlerinden farklı soğutma plakalı eşanjörleri mevcuttur. Bu sistemde soğutma plakalı eşanjör modeli için enerji denkliğinden yararlanılmıştır.

$$C_{ch}\frac{dT_{CH}}{dt} = \dot{m_{CH}}c_{p,CH}\left(T_{CH,g} - T_{CH,ç}\right) - UA(T_{CH,ç} - T_{s,ç}) \tag{3.61}$$

$$C_s\frac{dT_s}{dt} = \dot{m}_s c_{p,s}\left(T_{s,g} - T_{s,ç}\right) + UA(T_{CH,ç} - T_{s,ç}) \tag{3.62}$$

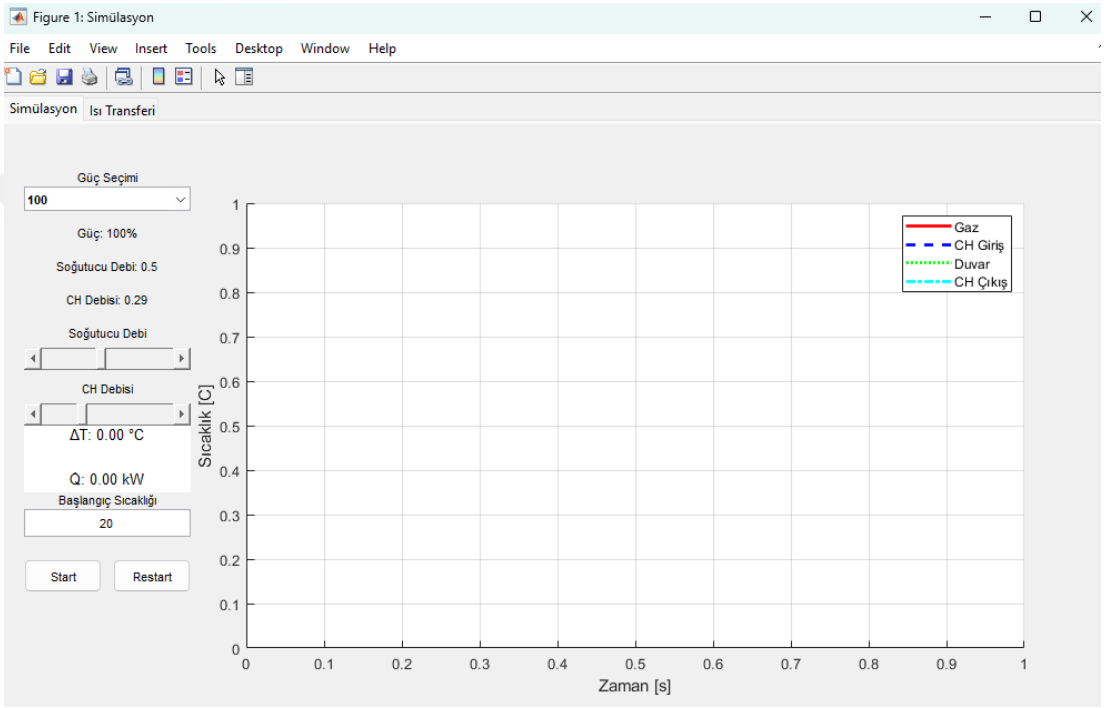
burada C_{ch} ve C_s ısı taşıma kapasiteleridir ve aşağıdaki denklemlerle ifade edilir.

$$C_{CH} = \dot{m_{CH}}c_{p,CH} \tag{3.63}$$

$$C_s = \dot{m}_s c_{p,s} \tag{3.64}$$

Daha sonra bu iki denklem de Bölüm 3.2.5.2.'de olduğu gibi ayrıklaştırılmış ve kodda kullanılmıştır.

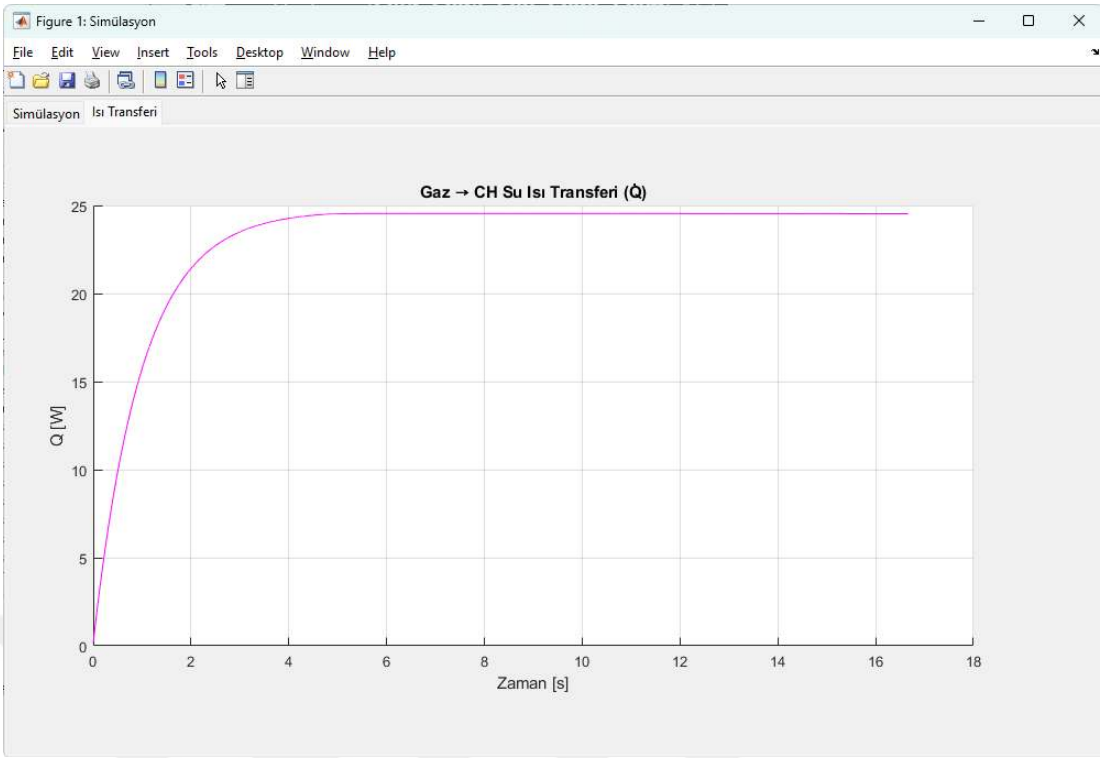
Şekil 53'te oluşturulmuş arayüzün genel görünümü bulunmaktadır. Arayüzün sol tarafı genel ayarlara, sağ tarafı ise grafiğe ayrılmıştır. İlk oluşturulan bu versiyonda sol üstten güç yüzdesi seçimi yapılabilmektedir. Ayrıca CH suyu ve soğutma suyu debileri kullanıcı kontrolündedir. Kullanıcı bununla birlikte başlangıç sıcaklığını da seçebilmektedir.



Şekil 53: Kombi cihazı ve test standı için oluşturulmuş dijital ikiz arayüzü

Bu arayüzde belirli bir simülasyon uzunluğu yoktur. Kullanıcı istediği ayarların girişini yaptıktan sonra "start" tuşu ile simülasyonu başlatabilir ve "start" butonuna tekrar basılana kadar simülasyon çalışmaya devam eder. Sonuçlar grafikte gerçek zamanlı akış şeklinde görülür. Yani denklemler çözdürüldükçe sonuçlar canlı bir şekilde grafiğe yansıtılır.

Ayrıca arayüzün "Isı Transferi" isimli ikinci sekmesinde gazdan transfer edilen ısı miktarı hesap edilmiş ve grafik olarak sunulmuştur.



Şekil 54: Gazdan suya ısı transferi grafiği

Bu yapı için oluşturulan kodun yapısı ve açıklamaları şu şekildedir;

Kodun ilk kısmında öncelikle güç seçimine göre değişen parametreler vektör olarak tanımlanmıştır. Bunlar Ug yani gaz tarafı toplam ısı transfer katsayısı, Tg,in yani baca gazı sınır şartı olarak kabul edilen adyabatik alev sıcaklığı, Uwt yani su tarafı toplam ısı transfer katsayısı ve mg_dot yani baca gazı kütlesel debisidir.

```
power_levels    = [100, 83, 75, 30, 22];
Ug_values       = [100.80, 96.17, 91.43, 44.02, 24.77];
Tg_in_values    = [1689, 1689, 1689, 1654, 1636];
Uwt_values      = [4503, 3903, 3598, 1723, 1359];
mg_dot_values   = [0.01145, 0.009546, 0.0086, 0.003509, 0.002675]; % kg/s
```

Ardından çözüm için gerekli parametreler aşağıdaki şekilde belirlenmiştir. Bunlar kontrol hacmi sayısı nx, zaman adımı dt ve x1 ve x2 yönleri için nx ile hesaplanan uzay adımları. Çözüm için yakınsama eşiği olarak epsilon kullanılmıştır ve maksimum iterasyon sayısı 500 ile sınırlandırılmıştır.

```
nx = 1000; dt = 0.001; dx1 = 0.09 / nx; dx2 = 5 / nx;
epsilon = 1e-4; max_iter = 500;
```

Sonraki adımda arayüz kurulumu bulunmaktadır.

```
f = figure(...); tab_group = uitabgroup(f);
tab1 = uitab(...'Simülasyon'); tab2 = uitab(...'Isı Transferi');
power_popup = uicontrol(... 'popupmenu', ...);
cool_slider = uicontrol(... 'slider' ...);
mw_slider   = uicontrol(... 'slider' ...);
...
start_button = uicontrol(...'togglebutton'...);
restart_button = uicontrol(...'pushbutton'...);
```

Grafikte görünmesi amaçlanan veriler için grafik ayarları aşağıdaki şekilde yapılmıştır. Burada grafikte görülecek her bir değer için farklı bir çizgi ve renk ataması yapılmıştır. Ayrıca ikinci sekmede yer alan ısı transferi miktarı grafiğinin de temeli burada oluşturulmuştur.

```
ax = axes(tab1,...); hold on;
h1 = animatedline('Color','r', ...);     % Gaz
h2 = animatedline('Color','b','--', ...);% CH Giriş
h3 = animatedline('Color','g',':', ...); % Duvar
h4 = animatedline('Color','c','-.', ...);% CH Çıkış
legend('Gaz','CH Giriş','Duvar','CH Çıkış'); grid on;

axQ = axes(tab2,...);
hQ = animatedline(axQ, 'Color','m');     % Q(t) (Gaz → CH)
```

Kodun devamında fiziksel sabitler ve başlangıç değerleri tanımlanmıştır.

```
rho_wt = ...; cp_wt = ...; Acs_wt = ...; Asa_wt = ...;    % CH suyu
rho_g = ...; cpg =...; Acs_g = ...; Asa_g = ...;          % Gaz
rho_w = ...; cp_w = ...; delta_w = ...; Acs_w = Asa_g * delta_w;% Duvar (katı)
```

```
UA_phe = ...; T_cool_in = 10;                % PHE modeli (soğutucu)
Vch = ...; Vcool =


T_init = str2double(get(T_init_box,'String'));
Tg = ones(1,nx) * T_init;    % gaz sıcaklık alanı
Twt = ones(1,nx) * T_init;   % CH suyu sıcaklık alanı
Tw = ones(1,nx) * T_init;    % duvar (katı) sıcaklık alanı
T_ch = T_init;                % PHE üzerindeki CH karışım sıcaklığı (lumped)
T_cool = T_cool_in;          % PHE üzerindeki soğutucu (DHW) karışım sıcaklığı
t = 0;
```

Kullanıcıya tam kontrol verilebilmesi için bir de "restart" butonu oluşturulmuştur. Bu buton sayesinde simülasyon sıfırlanır, tüm eğriler temizlenir.

```
function restart_callback(~,~)
    % tüm alanları ve grafikleri başlangıca al
End
```

Bölüm 3.2.5.2.'de denklemler ayrıklaştırılmıştı. Bu ayrıklaştırılmış denklemleri çözerken sabit olarak alınabilecek katsayılar toplu katsayılar haline dönüştürüldü.

```
C1g = rho_g * Acs_g * cpg;        % gaz tarafında "ısı kapasitesi" (hacimsel)
C2g = mg_dot * cpg / dx1;             % gaz taşınım terimi katsayısı (upwind)
C3g = Ug * Asa_g / 0.09;               % gaz–duvar ısı geçişi katsayısı (A/L)
C1w = rho_w * Acs_w * cp_w;              % duvar ısı kapasitesi
C3g_w = Ug * Asa_g / 0.09;               % gaz→duvar bağ katsayısı
C3w = Uwt * Asa_wt / 0.09;               % su→duvar bağ katsayısı
C1wt = rho_wt * Acs_wt * cp_wt;          % su ısı kapasitesi
C2wt = mw_dot * cp_wt / dx2;             % su taşınım terimi katsayısı
C3wt = Uwt * Asa_wt / 5;                  % su–duvar ısı geçiş katsayısı
```

Ardından ana simülasyon döngüsü başlatılır, bu döngü while komutu içerisine alınmıştır ve start butonu 1 değerini verdiği her an çalışmaya devam eder.

```
while ishandle(f)
```

```
  if get(start_button,'Value') == 1
    % UI'den o anki parametreleri oku
    popup_idx = get(power_popup,'Value');
    Ug = Ug_values(popup_idx); Tg_in = Tg_in_values(popup_idx);
    Uwt = Uwt_values(popup_idx); mg_dot = mg_dot_values(popup_idx);
    mw_cool_dot = get(cool_slider,'Value'); % DHW debisi
    mw_dot      = get(mw_slider,'Value');   % CH debisi
```

Aşağıdaki kod bloğu sistemin en önemli parçalarından birisidir. Ana denklemler burada eş zamanlı çözdürülür ve bir denklemin çıktısı diğer denklemin giriş noktası olarak kullanılır.

Burada, her bir zaman adımı içerisinde yapılan yakınsama kontrolünden de bahsetmek gerekir. Sistem, zaman adımının başında önceki adımda elde edilen sıcaklıkları ilk tahmin (başlangıç) olarak kullanır. Daha sonra bu başlangıç sıcaklıklarına dayanarak yeni sıcaklıklar hesaplanır. Ardından, her alan (gaz, su ve duvar) için yeni sıcaklıklar ile önceki tahminler arasındaki fark hesaplanır. Eğer bu fark, belirlenen eşik değeri olan epsilondan küçükse, sistem yakınsadığı kabul edilerek bir sonraki zaman adımına geçilir. Aksi halde iterasyona devam edilir. Kodda bu eşik değer olarak ε=10−4 kullanılmıştır. Bu da her bir hücrede eski ve yeni sıcaklıklar arasındaki fark 0.0001°C'den küçük oluncaya kadar çözümün yineleneceği anlamına gelir. Ayrıca, çözümün sonsuza dek sürmesini önlemek amacıyla maksimum iterasyon sayısı 500 ile sınırlandırılmıştır. Eğer bu sayıya ulaşılırsa, sistem yakınsamamış olsa bile bir sonraki zaman adımına geçilir.

```
Tg_old = Tg; Twt_old = Twt; Tw_old = Tw;
Tg_iter = Tg; Twt_iter = Twt; Tw_iter = Tw;
for k = 1:max_iter
    Tg_new = Tg_iter; Twt_new = Twt_iter; Tw_new = Tw_iter;
    % Gaz denklemi
    for m = 2:nx
        Tg_new(m) = (C1g*Tg_old(m)/dt + C2g*Tg_iter(m-1) + C3g*Tw_iter(m)) /
...
                    (C1g/dt + C2g + C3g);
    end
    Tg_new(1) = Tg_in;   % gaz giriş sınır koşulu
    % Su denklemi
    for m = 2:nx
        Twt_new(m) = (C1wt*Twt_old(m)/dt - C2wt*(Twt_iter(m)-Twt_iter(m-1))
+ C3wt*Tw_iter(m)) / ...
                     (C1wt/dt + C3wt);
    end
    % Soğutma modeli
    C_ch   = mw_dot * cp_wt;
    C_cool = mw_cool_dot * cp_wt;
```

```
    % Enerji denklemleri:
    % dT_ch/dt = (ṁ_ch*cp*(Tch_in - T_ch) - UA*(T_ch - T_cool)) / C_ch
    % dT_cool/dt = (ṁ_cool*cp*(T_cool_in - T_cool) + UA*(T_ch - T_cool)) /
C_cool
    dT_ch    = (mw_dot*cp_wt*(Twt(end) - T_ch) - UA_phe*(T_ch - T_cool)) /
C_ch;
    dT_cool  =  (mw_cool_dot*cp_wt*(T_cool_in  -  T_cool)  +  UA_phe*(T_ch  -
T_cool)) / C_cool;

    T_ch   = T_ch   + dT_ch   * dt;   % CH tarafı karışım sıcaklığı
    T_cool = T_cool + dT_cool * dt;   % Soğutma tarafı karışım sıcaklığı

    Twt_new(1) = T_ch;

    % Anlık soğutma ısı geçişi (görselleştirme için)
    Q_dot = UA_phe * (T_ch - T_cool);

    % Duvar denklemi (katı ile iki akış arasında ısı alışverişi)
    for m = 1:nx
        Tw_new(m) = (C1w*Tw_old(m)/dt + C3g_w*Tg_new(m) + C3w*Twt_new(m)) /
...
                    (C1w/dt + C3g_w + C3w);
    end

    % Yakınsama kontrolü
    if max(abs(Tg_new - Tg_iter)) < epsilon && max(abs(Twt_new - Twt_iter))
< epsilon
        break;
    end
    Tg_iter = Tg_new; Twt_iter = Twt_new; Tw_iter = Tw_new;
end

% İterasyon sonrası yeni alanları kabul et
Tg = Tg_new; Twt = Twt_new; Tw = Tw_new;
```

Daha sonra çizim ve çıktı parametreleri için aşağıdaki kod bloğuna ihtiyaç vardır. Buradaki ΔT CH giriş ve çıkış arasındaki sıcaklık farkıdır.

```
addpoints(h1, t, Tg(end));     % Gaz çıkış sıcaklığı
addpoints(h2, t, Twt(end));    % CH Giriş)
addpoints(h3, t, Tw(end));     % Duvar
addpoints(h4, t, Twt(1));      % CH Çıkış

Q_dot_gas_to_water = (Ug * Asa_g * mean(Tg - Twt))/1000; % kW
addpoints(hQ, t, Q_dot_gas_to_water);

set(Q_label, 'String', sprintf('Q: %.2f kW', Q_dot_gas_to_water));
dT = Twt(end) - Twt(1);
set(dT_label, 'String', sprintf('ΔT: %.2f °C', dT));

drawnow limitrate; t = t + dt;
```

Verilen bu bilgilerin ışığında oluşturulmuş kod yapısının sözde kodu şu şekilde özetlenebilir;

1. Arayüz okumaları: Güç & debiler & T_init.
2. Katsayı hazırlığı: C1,C2,C3C_1, C_2, C_3C1,C2,C3 (gaz/su/duvar).
3. İteratif çözüm:
   - Gaz alanı TgT_gTg (upwind + gaz→duvar ısı geçişi).
   - Su alanı TwtT_{wt}Twt (counterflow taşınım + su→duvar ısı geçişi).
   - Soğutma ODE: TchT_{ch}Tch ve TcoolT_{cool}Tcool; ardından su giriş sınır koşulu Twt(1)=TchT_{wt}(1)=T_{ch}Twt(1)=Tch.

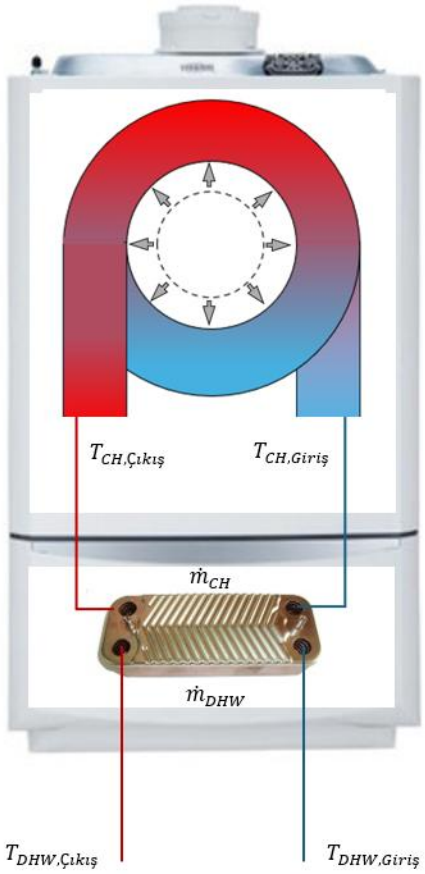
- Duvar alanı TwT_wTw (gaz & su ile eşzamanlı ısı alışverişi).
- Yakınsama kontrolü.

4. Görselleştirme ve metrikler: TTT eğrileri, Q˙\dot QQ˙ ve ΔT\Delta TΔT.
5. Zamanı ilerlet ve tekrarla.

3.2.9.2. DHW Sistemi Dijital İkizi

Basit CH sistemi için bir arayüz oluşturulduktan sonra, DHW sistemini içeren benzer ama farklı bir sistem daha oluşturulmuştur. Kombi cihazlarının DHW testleri yapılırken sistem küçük çevrimde çalışır. Küçük çevrim sadece kombi cihazının ana eşanjörü ve kombi cihazının plakalı eşanjörü arasındaki ısı transferi sistemidir. Dolayısıyla bu çevrimde soğutma sistemi kullanılmasına gerek yoktur.

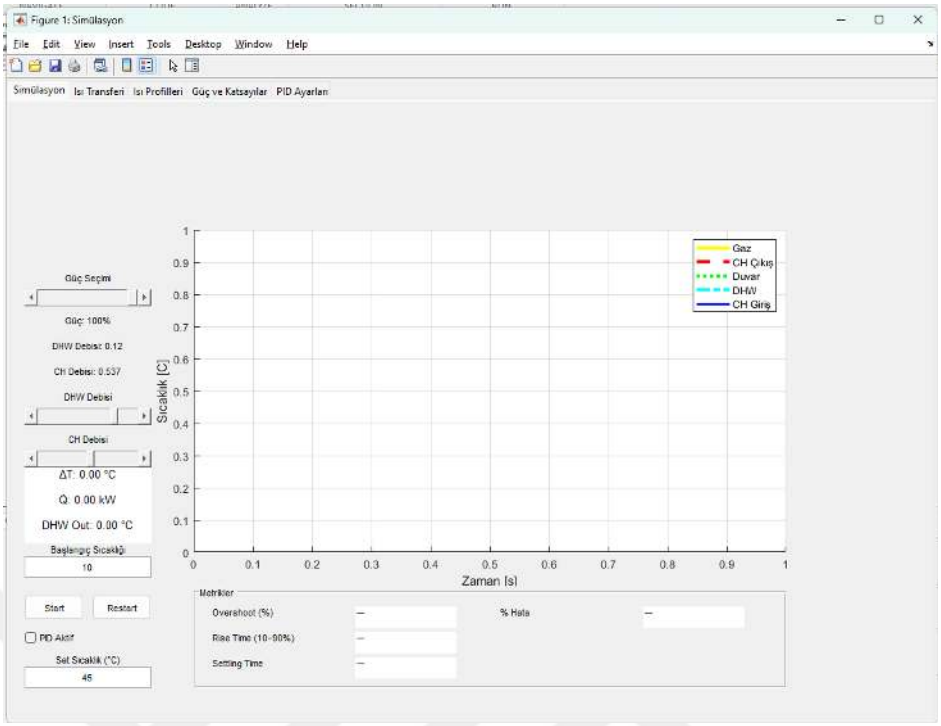
Dolayısıyla bu kısımda sadece Şekil 55'te görülen kombi cihazı içerisinde bulunan ana eşanjör ve plakalı eşanjör modellenmiştir.



Şekil 55: Kombi içerisinde DHW suyu ısınmasını gösteren şematik.

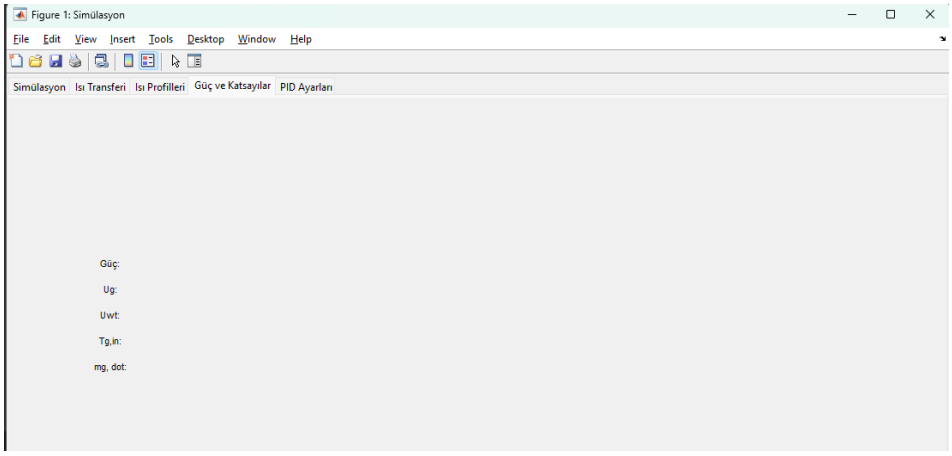
Ayrıca DHW sisteminde kontrolcü algoritmaları kullanılacağından bu arayüze bir de PID butonu eklenmiştir.

Arayüzün genel görünümü Şekil 56'da verildiği gibidir.



Şekil 56: DHW kullanımı ve PID sistemini de içeren arayüzün genel görünümü.

Şekil 56'da da görülebileceği gibi ilk versiyona göre oldukça gelişmiş bir arayüz oluşturulmuştur. Grafik yapısı olduğu gibi korunmuş, soldaki menüye daha fazla ayar eklenmiş, grafiğin altına ise daha önce PID kısmında belirlenmiş metrikler eklenmiştir.

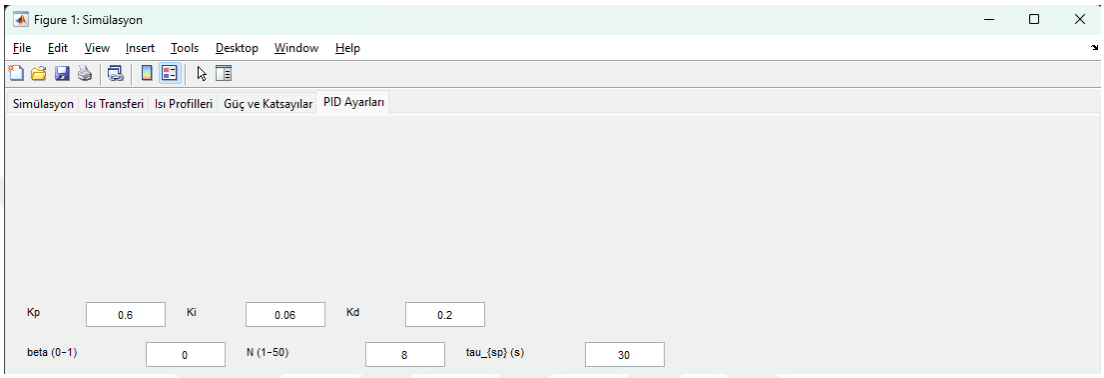


Şekil 57: Güç ve katsayılar sekmesi

PID kontrol sistemi çalışırken güç yüzdesi değiştiği için anlık güç parametrelerini gözlemlemek için "Güç ve Katsayılar" isimli bir sekme

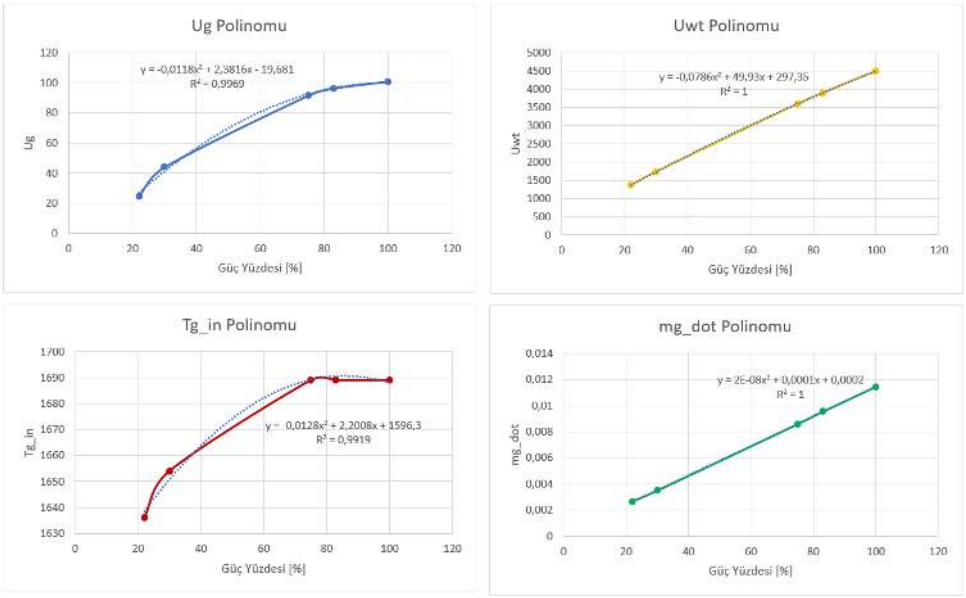
oluşturulmuştur. Şekil 57'de görülebilen bu sekmeden, güç yüzdesi, Ug, Uwt, Tg,in ve mg_dot isimli güce bağlı parametreler görülebilir.

Bunun yanında PID kontrolünün kolaylıkla değiştirilebilmesi için PID performansına etki eden parametreler Şekil 58'de görülen "PID Ayarları" ismi verilen bir sekme üzerinden değiştirilebilir hale getirilmiştir. Bu sayede Kp oransal kazanç, Ki integral kazancı, Kd türevsel kazanç, beta, N ve tau_sp parametreleri kullanıcı tanımlı hale getirilmiştir.



Şekil 58: PID ayarları sekmesi

Bu sistemde, önceki dijital ikiz modelinden farklı olarak, kontrol değişkeni olarak yalnızca sabit güç seviyeleri (%22, %30, vb.) değil, %22 ile %100 arasında sürekli ve %1 çözünürlükle değiştirilebilen bir güç aralığı kullanılabilmektedir. Bu süreklilik, güç yüzdesine bağlı olarak değişen parametrelerin (Ug, Uwt, Tg,in ve mg_dot) her biri için ayrı ayrı tanımlanmış polinomsal regresyon modelleri aracılığıyla sağlanmıştır.



Şekil 59: Kodda kullanılan polinomlar

Şekil 59'da kullanılan polinomlar görülmektedir. Polinomlar ikinci derecedendir ve Excel programında regresyon analiziyle elde edilmişlerdir.

Daha önce arayüz kısmının kod yapısı ve PID kısmının kod yapısı detaylıca anlatıldığı için, bu kısmın sadece sözde kodu verilmiştir.

1. Başlangıç PID parametreleri, sınırlar ve polinom katsayıları tanımlanır.
2. Güç seviyelerine karşılık gelen sabit katsayılar (Ug, Tg_in, Uwt, mg_dot) atanır.
3. Simülasyon çözünürlüğü (nx, dt, dx1, dx2) ve tolerans parametreleri (epsilon, max_iter) ayarlanır.
4. Arayüz oluşturulur: 5 sekme (Simülasyon, Isı Transferi, Isı Profilleri, Güç ve Katsayılar, PID Ayarları) ve kontroller (sliderlar, textbox'lar, butonlar, grafikler) eklenir.
5. Başlangıç sıcaklıkları ve sıcaklık dizileri (Tg, Twt, Tw, T_ch, T_dhw) tanımlanır ve doldurulur.
6. Simülasyon başlatıldığında (Start butonu): PID ve hedef sıcaklık aktif/pasif kontrol edilir.
7. Eğer PID aktif ve zamanı geldiyse:
    - Yumuşak setpoint (r_filt) hesaplanır.
    - PID denklemi uygulanır (P, I, D + anti-windup + rate limit).
    - PID çıkışı u olarak belirlenir ve güç seviyesi (power_val) olarak atanır.
8. Aksi halde: güç değeri slider'dan okunur.
9. Güncel güç seviyesine karşılık gelen Ug, Uwt, Tg_in, mg_dot değerleri hesaplanır.
10. CH ve gaz tarafı için fiziksel sabitler (C1, C2, C3 vs.) hesaplanır.
11. Transiyent çözüm için iteratif döngü başlatılır:
    - Gaz, duvar ve su sıcaklıkları iteratif olarak çözülür.
    - PID çıkışına göre CH → DHW eşanjörü modeli çalıştırılır.
12. Sıcaklık dağılımları (Tg, Twt, Tw, T_ch, T_dhw) güncellenir.
13. Grafikler (animatedline) güncellenir, çıkış sıcaklıkları ve ısı transferi (Q̇) hesaplanır ve gösterilir.
14. Performans metrikleri (Overshoot, Rise Time, Settling Time, % Hata) hesaplanır ve arayüzde gösterilir.

15. Zaman (t) güncellenir, bir sonraki zaman adımı için drawnow ile Arayüz yenilenir.

4. BULGULAR VE TARTIŞMA

Bu bölümde çalışmanın bulguları incelenmiştir. Sonuçlar yorumlanmış ve tartışılmış, sisteme ve çalışmaya olan katkıları gösterilmiştir.

4.1. Kararlı Durum (Steady-State) Analiz Sonuçları

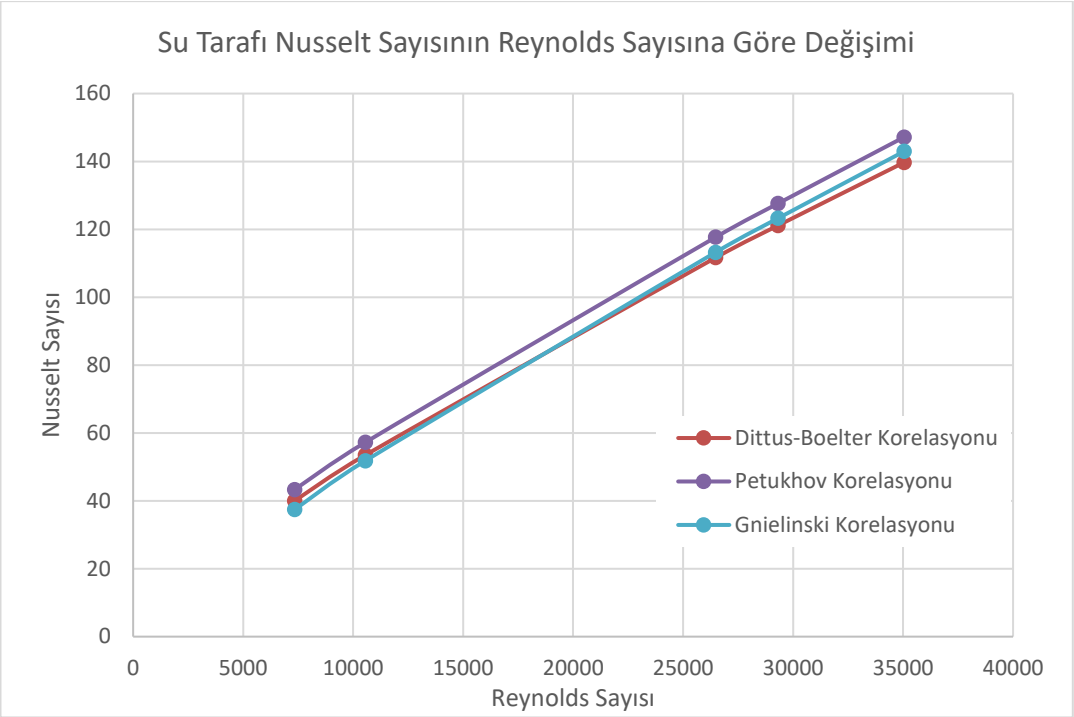
Öncelikle kararlı durum analizi sonucunda elde edilen çıktılara yer verilmiştir.

4.1.1. Su Tarafı Isıl Taşınım Katsayısı

Su tarafı Nusselt sayısı hesaplamalarında Tablo 11'de hesaplanan Reynolds sayıları kullanılmıştır. Su tarafında Nusselt sayısının Reynolds sayısına göre değişimi Tablo 10'da verilen korelasyonlara göre hesaplanmış ve Şekil 60'ta sunulmuştur. Şekil 60'ta verilen grafiğe bakılırsa, Reynolds sayısı 35000 seviyelerindeyken Nusselt sayıları korelasyonlara göre;

- Dittus-Boelter:139,7
- Petukhov: 147,1
- Gnielinski: 142,9

şeklinde hesaplanmıştır. Bu değerler incelendiğinde, kullanılan korelasyonlar arasında %5'in altında bir farklılık olduğu görülmektedir. Bu durum, su tarafındaki ısıl taşınımın hesaplanmasında kullanılan korelasyonların benzer eğilimler gösterdiğini ve sonuçların güvenilirliğini artırdığını ortaya koymaktadır. Ayrıca Reynolds sayısının artışıyla birlikte Nusselt sayısında gözlenen artış, türbülanslı akış rejiminin ısı transferini belirgin şekilde iyileştirdiğini göstermektedir. Dolayısıyla sistemin verimliliği açısından yüksek Reynolds sayılarının tercih edilmesi, su tarafı ısı taşınım performansını olumlu yönde etkilemektedir.

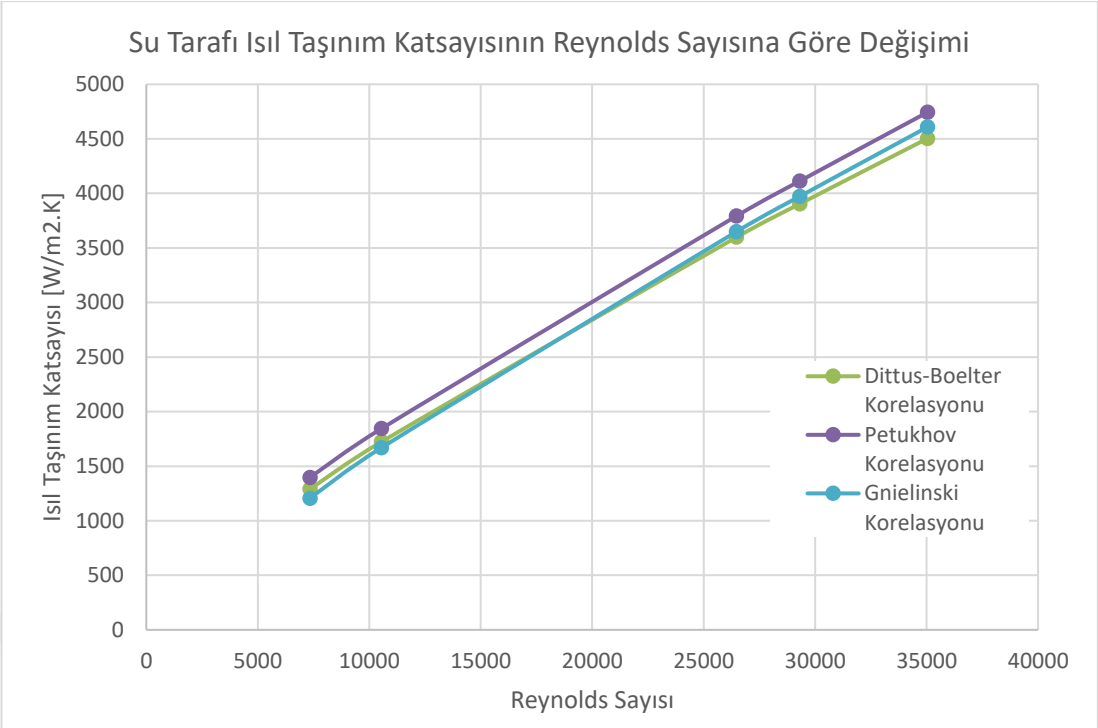


Şekil 60: Su tarafı Nusselt sayısının Reynolds sayısına göre değişimi

Bulunan Nusselt sayılarına istinaden su tarafının ısıl taşınım katsayısı hesaplanmıştır ve Şekil 61'de gösterildiği gibidir. Şekil 61 incelenecek olursa Reynolds sayısı 35000 seviyelerindeyken su tarafı ısıl taşınım katsayıları korelasyonlara göre;

- Dittus-Boelter:4503 W/m²K
- Petukhov: 4743 W/m²K
- Gnielinski: 4608 W/m²K

Şeklinde hesaplanmıştır. Nusselt sayısıyla doğrusal bir ilişki olduğundan aradaki oran aynıdır. Elde edilen sonuçlar arasındaki farkın düşük olması, hesaplama yöntemi olarak kullanılan farklı korelasyonların benzer eğilimler sergilediğini göstermektedir. Bu durum, sistemin su tarafındaki ısı taşınım katsayısının güvenilir şekilde belirlenebildiğine işaret etmektedir. Ayrıca Reynolds sayısının yüksek seviyelerde olmasıyla birlikte taşınım katsayısının 4500 W/m²K'nin üzerine çıkması, sistemin bu koşullarda oldukça etkin bir ısı transfer performansı sergilediğini ortaya koymaktadır. Başka bir ifadeyle, yüksek debi ve türbülanslı akış koşullarında ısı değiştirici daha verimli çalışmaktadır.



Şekil 61: Su tarafı ısıl taşınım katsayısının Reynolds sayısına göre değişimi

4.1.2. Baca Gazı Tarafı Isıl Taşınım Katsayısı

Tablo 11'de hesaplanan Reynolds sayılarına göre korelasyonlar seçilmiş ve hesaplamalar yapılmıştır. Aşağıdaki grafiklerde hesaplanmış Nusselt sayıları ve baca gazı tarafı için ısıl taşınım katsayıları verilmiştir.

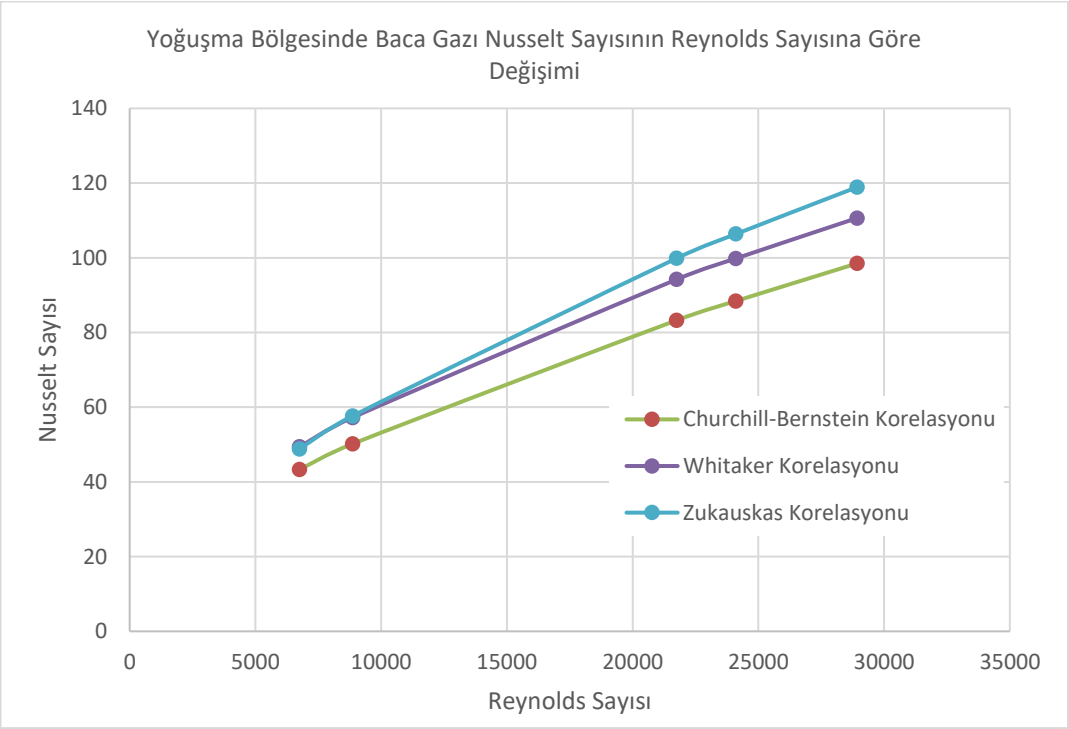
Sıcak bölgede akış koşullarına uyan tek korelasyon olduğu için yalnızca Zukauskas korelasyonu kullanılmış ve Nusselt sayısı 40 olarak hesaplanmıştır.

Yoğuşma bölgesinde ise Zukauskas, Churchill-Bernstein ve Whitaker korelasyonları kullanılmıştır. Reynolds sayısı 29000 seviyelerindeyken Nusselt sayıları korelasyonlara göre;

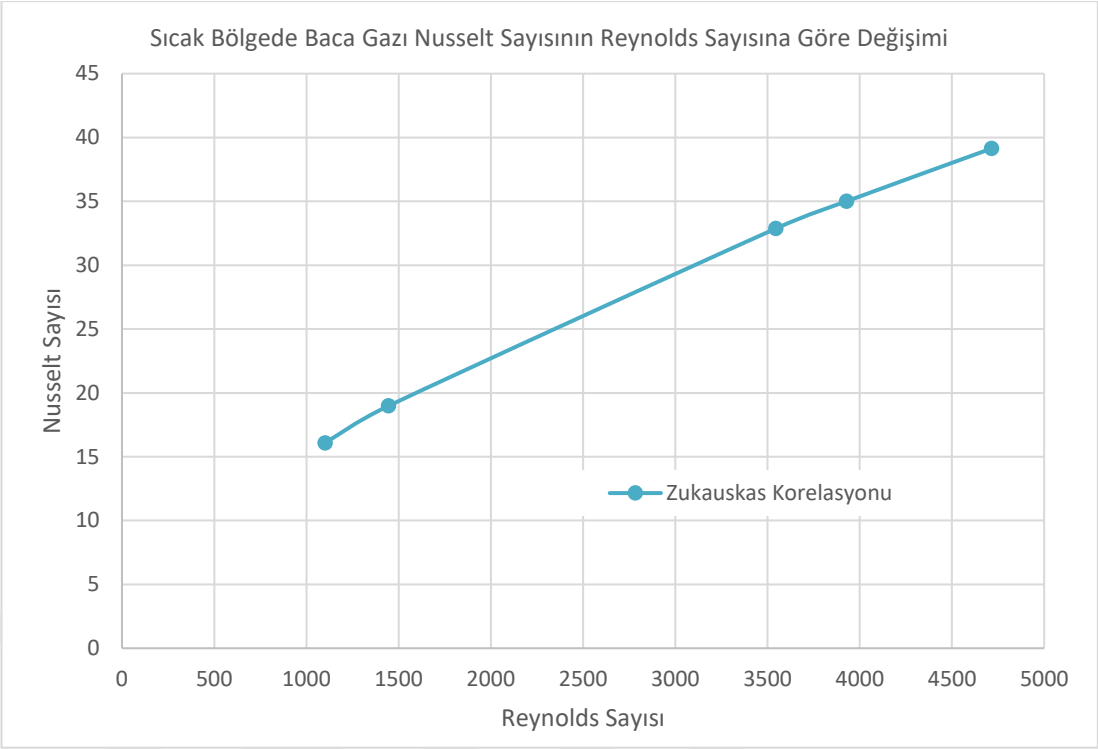
- Zukauskas: 118,9
- Churchill-Bernstein: 98,5
- Whitaker: 110,6

şeklinde hesaplanmıştır. Elde edilen sonuçlar, baca gazı tarafındaki ısıl taşınımın bölgeye göre önemli farklılıklar gösterdiğini ortaya koymaktadır. Sıcak bölgede

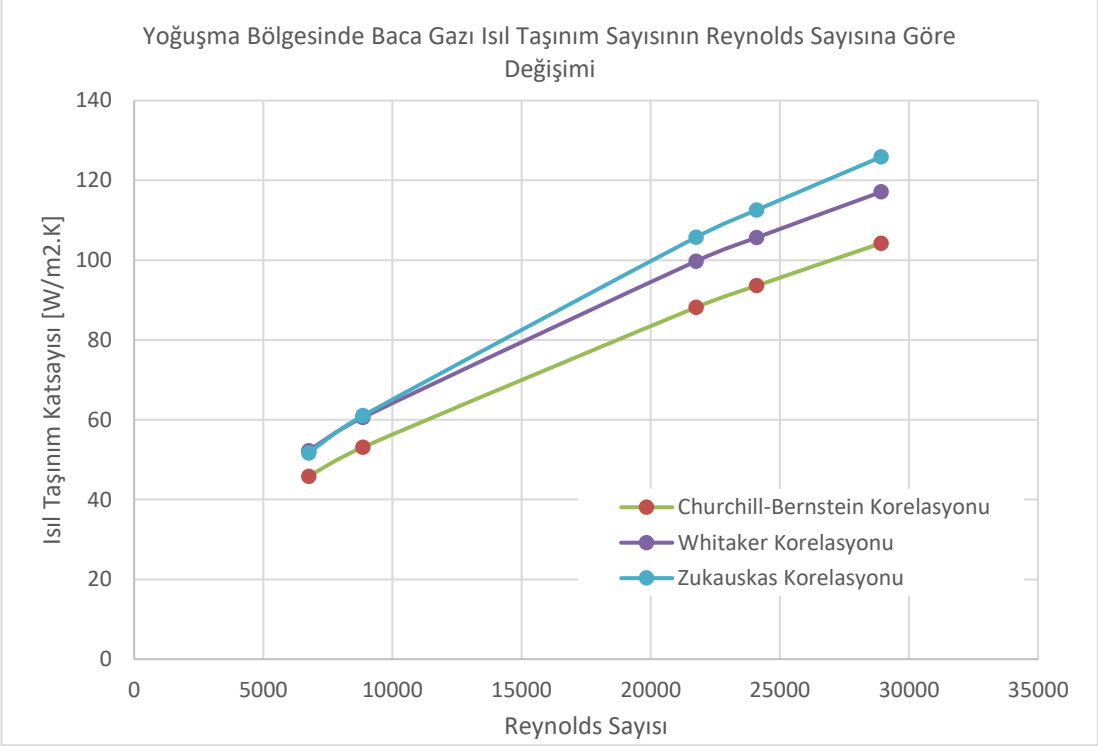
Nusselt sayısının düşük çıkması, akışın bu bölgede daha sınırlı bir ısı transferine izin verdiğini göstermektedir. Buna karşın yoğuşma bölgesinde hesaplanan Nusselt sayılarının oldukça yüksek değerlerde olması, bu bölgede ısı transferinin çok daha etkin gerçekleştiğine işaret etmektedir. Ayrıca farklı korelasyonlardan elde edilen sonuçlar arasında görülen yaklaşık %20'lik fark, özellikle baca gazı tarafında doğru korelasyon seçiminin sistem tasarımında kritik olduğunu ortaya koymaktadır. Bu nedenle baca gazı tarafının performansı, ısı değiştirici verimliliğini doğrudan belirleyen en önemli unsurlardan biridir.



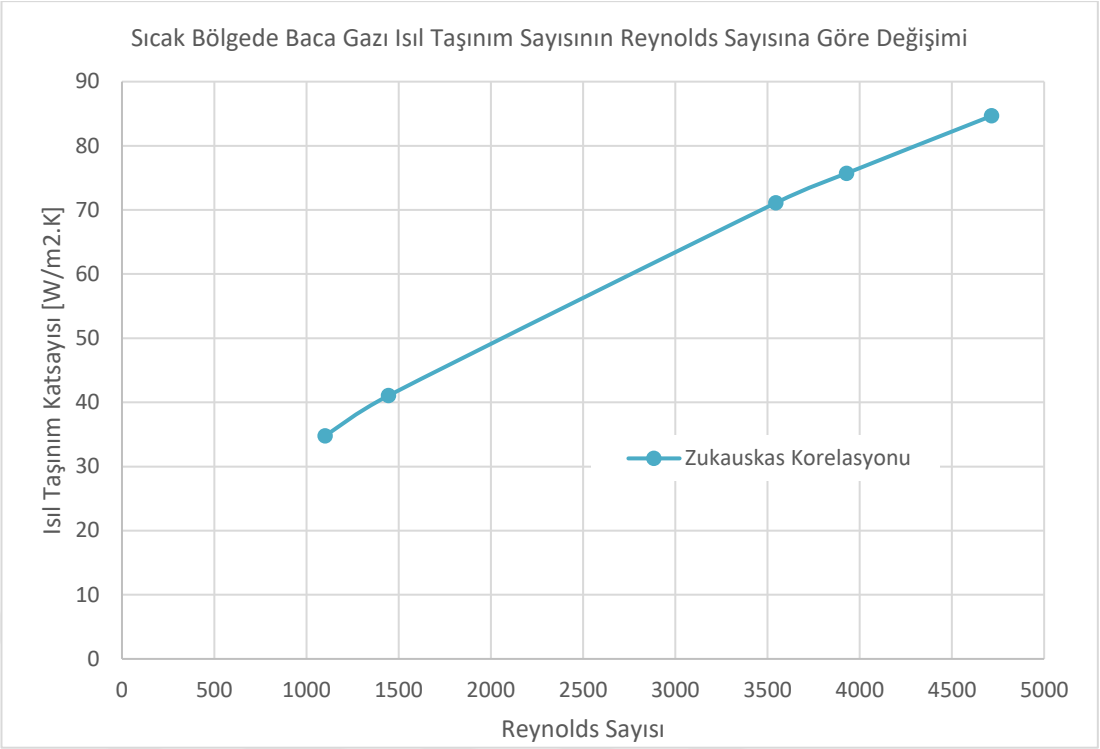
Şekil 62: Yoğuşma bölgesinde baca gazı Nusselt sayısının Reynolds sayısına göre değişimi



Şekil 63: Sıcak bölgede baca gazı Nusselt sayısının Reynolds sayısına göre değişimi



Şekil 64: Yoğuşma bölgesinde baca gazı ısıl taşınım sayısının Reynolds sayısına göre değişimi



Şekil 65: Sıcak bölgede baca gazı ısıl taşınım sayısının Reynolds sayısına göre değişimi

4.1.3. Toplam Isı Transferi Katsayısı

Şekil 66 ve 67'de su tarafı ve baca gazı tarafındaki korelasyonlara göre toplam ısı transferi katsayısının değişimleri görülmektedir. Grafikler aşağıdaki matrise göre yapılmıştır.

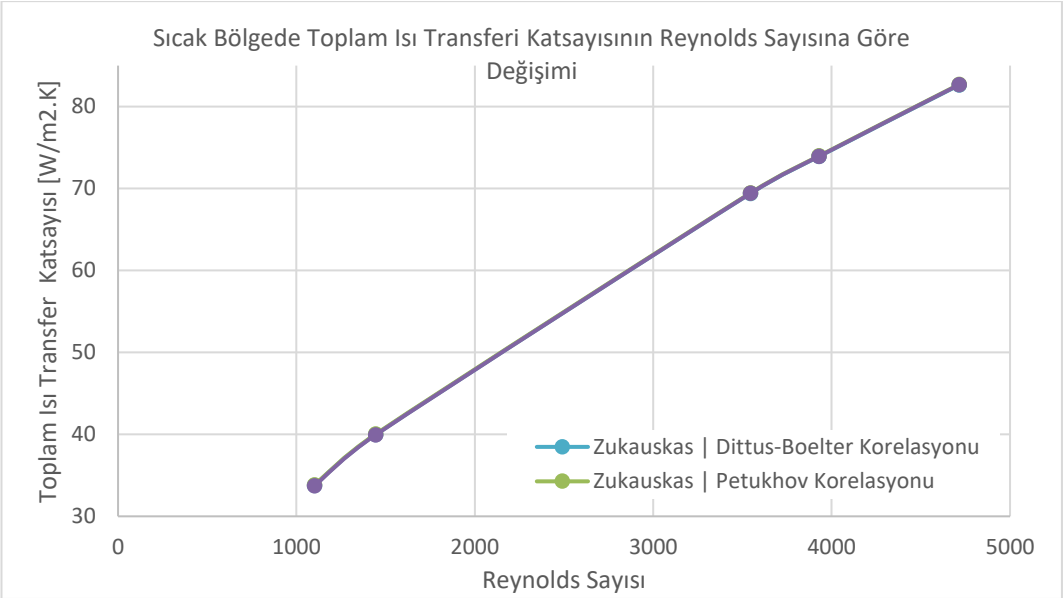
Tablo 15'ten bir çıkarım yapmak gerekirse su tarafı ısıl taşınım katsayısının baca gazı ısıl taşınım katsayısına göre toplam ısı transferi katsayısı üzerine etkisi yok denecek kadar azdır ve bu ilişki Tablo 16'da sayısal olarak ifade edilmiştir. Bu bulgu, toplam ısı transfer performansının büyük ölçüde baca gazı tarafındaki taşınım koşullarına bağlı olduğunu göstermektedir. Başka bir ifadeyle, sistemde verimliliği artırmak için su tarafına yapılacak iyileştirmeler sınırlı katkı sağlayacak, esas etki baca gazı tarafındaki akış ve taşınım özelliklerinin optimize edilmesiyle elde edilmiştir. Bu durum tasarım açısından kritik olup, ısı değiştirici geliştirme çalışmalarında baca gazı tarafındaki akış koşullarının öncelikli olarak dikkate alınması gerektiğini ortaya koymaktadır.

Tablo 15: Korelasyonlara göre toplam ısı transferi hesaplama matrisi

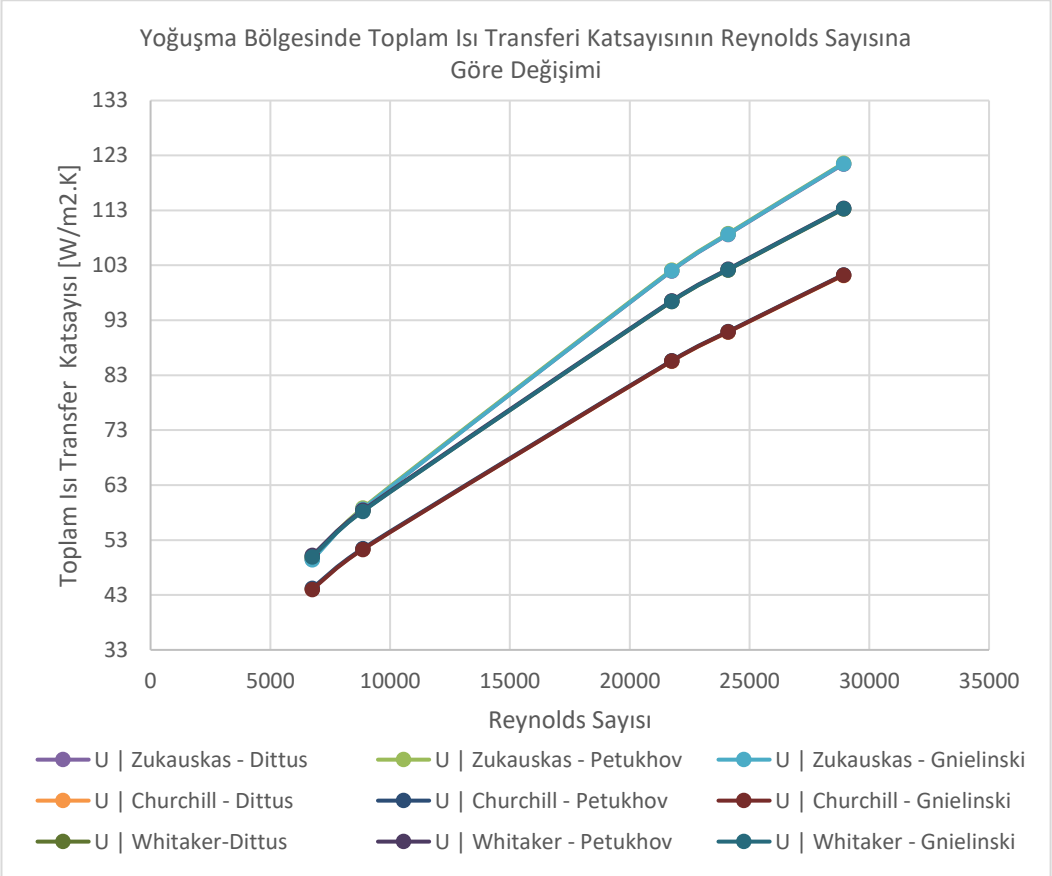
Baca Gazı Tarafı Korelasyonu	Su Tarafı Korelasyonu	Toplam Isı Transferi Katsayısı İsimlendirmesi	Ortalama Toplam Isı Transfer Katsayısı (%100 Güce Göre)
Zukauskas	Dittus-Boelter	U | Zukauskas - Dittus	121,44
Zukauskas	Petukhov	U | Zukauskas - Petukhov	121,6
Zukauskas	Gnielinski	U | Zukauskas - Gnielinski	121,51
Churchill-Bernstein	Dittus-Boelter	U | Churchill - Dittus	101,2
Churchill-Bernstein	Petukhov	U | Churchill - Petukhov	101,3
Churchill-Bernstein	Gnielinski	U | Churchill - Gnielinski	101,2
Whitaker	Dittus-Boelter	U | Whitaker-Dittus	113,26
Whitaker	Petukhov	U | Whitaker - Petukhov	113,41
Whitaker	Gnielinski	U | Whitaker - Gnielinski	113,33

Tablo 16: Su tarafı ve baca gazı tarafı korelasyonlarının toplam ısı transferi katsayısına katkılarının karşılaştırılması

Baca Gazı Tarafı Korelasyonu	Su Tarafı Korelasyonu	U [W/m^{2}K]	Ortalama	En Düşük U'ya göre % Hata
Zukauskas	Dittus-Boelter	121,44		
Zukauskas	Petukhov	121,61	122	17
Zukauskas	Gnielinski	121,52		
Churchill-Bernstein	Dittus-Boelter	101,19		
Churchill-Bernstein	Petukhov	101,31	101	-
Churchill-Bernstein	Gnielinski	101,24		
Whitaker	Dittus-Boelter	113,27		
Whitaker	Petukhov	113,41	113	11
Whitaker	Gnielinski	113,33		



Şekil 66: Sıcak Bölgede Toplam Isı Transferi Katsayısının Reynolds Sayısına Göre Değişimi



Şekil 67: Yoğuşma Bölgesinde Toplam Isı Transferi Katsayısının Reynolds Sayısına Göre Değişimi

4.1.4. e-NTU Hesaplamaları

NTU hesabı yapılırken daha önce hesaplanmış toplam ısı transfer katsayılarından (U) faydalanılmıştır. Su tarafı korelasyonlarının toplam ısı transferi üzerine etkisi olmadığı daha önce gösterildiğinden, NTU hesaplamaları için baca gazı tarafında kullanılan üç farklı korelasyona göre hesaplama yapılmıştır.

Aşağıdaki tablolarda transfer edilen toplam ısı enerjisinin ve çıkış sıcaklıklarının değişimi verilmiştir. Tablo 17'de toplam ısı transfer hızları için farklı korelasyonların yer verildiği matematiksel model sonuçları ve deneysel sonuçlar karşılaştırılmıştır. Böylece, en düşük hata payına sahip korelasyonun tespit edilmesi ve matematiksel modele dahil edilmesi amaçlanmaktadır. Başka bir ifadeyle, korelasyonların matematiksel modeldeki performansları deneysel veriler ile karşılaştırmalı araştırılmıştır. Tablo 17'ye göre, modelde yer verilen tüm korelasyonlar için güç oranlarının azalmasıyla yüzdelik hata azalmaktadır. Korelasyonların %22 dışındaki tüm çalışma oranlarında ısı transfer hızını deneysel verilerin altında tahmin ettiği görülmektedir. Güç oranı %83 kadar arttıkça hata oranları alt tahmin (under-estimate) yönünde artmaktadır. %83'ten %100 güç oranın artmasıyla hata bayında ufak bir azalma olmaktadır. Diğer yandan, tüm güç oranları için en düşük ortalama sapmayı -%1.64 ile Zukauskas korelasyonu göstermektedir. Zukauskas korelasyonunu %-1.67 ile Whitaker ve %-1.72 ile Churchill-Bernstein takip etmektedir. Tüm güç oranları için Zukauskas ve Whitaker korelasyonlarının yer verildiği modelin deneysel verilere daha yakın ısı transfer hızı tahminleri ürettiği görülmektedir.

Tablo 17: Transfer edilen toplam ısı enerjisi hesabının farklı korelasyonlara göre incelenmesi ve deneysel verilerle karşılaştırılması

Güç Oranları	**%100**	**%83**	**%75**	**%30**	**%22**	
Q | Deneysel	24,00	20,08	18,13	7,22	5,37	
Q | Zukauskas	23,40	19,56	17,68	7,13	5,41	
% Hata	*-2,52*	*-2,57*	*-2,51*	*-1,33*	*0,73*	***Ort. =-1,64***
Q | Churchill-Bernstein	23,35	19,53	17,66	7,13	5,41	
% Hata	*-2,71*	*-2,70*	*-2,61*	*-1,34*	*0,73*	***Ort. =-1,72***
Q | Whitaker	23,38	19,55	17,67	7,13	5,41	
% Hata	*-2,59*	*-2,61*	*-2,54*	*-1,33*	*0,73*	***Ort. =-1,67***

Benzer şekilde Tablo 18 incelenecek olursa çoğu durumda 80 derecelik çıkış sıcaklığı yüksek doğrulukla hesaplanabilmiştir. %22 haricindeki tüm güç oranlarında model, deneysel verilerin altında kalmıştır. Maksimum yüzde hata ise -0,69 ile Churchill-Bernstein korelasyonunda görülmüştür. Ancak ortalama yüzde hata verileri incelendiğinde üç korelasyonun da yaklaşık %-0,43 bandında çalıştığı görülebilmektedir. Bu durum daha önce de ifade edilebildiği gibi sistemin su tarafının oldukça iyi bir şekilde modellenebildiğini açıklamıştır. Aradaki fark her ne kadar az olsa da ortalama yüzde hatası en düşük olan model Zukauskas korelasyonu ile kurulan modeldir.

Tablo 18: CH çıkış suyu hesabının farklı korelasyonlara göre incelenmesi ve deneysel verilerle karşılaştırılması

Güç Oranları	**%100**	**%83**	**%75**	**%30**	**%22**	
Tsu,ç | Deneysel	80	80	80	80	80	
Tsu,ç | Zukauskas	79,5	79,5	79,5	79,7	80,1	
% Hata	-0,65	-0,66	-0,65	-0,35	0,18	***Ort. = -0,42***
Tsu,ç | Churchill-Bernstein	79,4	79,4	79,5	79,7	80,1	
% Hata	-0,69	-0,69	-0,67	-0,35	0,18	***Ort. = -0,43***
Tsu,ç | Whitaker	79,5	79,5	79,5	79,7	80,1	
% Hata	-0,66	-0,67	-0,65	-0,35	0,18	***Ort. = -0,45***

Bu sonuçlar, kullanılan korelasyonların su çıkış sıcaklığı tahmininde oldukça güvenilir olduğunu ortaya koymaktadır. Özellikle düşük hata oranları, modelin endüstriyel uygulamalarda tasarım ve optimizasyon amacıyla kullanılabileceğini göstermektedir. Ayrıca, Zukauskas korelasyonunun ortalama hata açısından diğerlerine göre bir miktar daha iyi sonuç vermesi, bu korelasyonun sistemin termal davranışını temsil etmede daha uygun bir seçenek olabileceğini işaret etmektedir. Bu bulgu, mühendislik uygulamalarında hangi korelasyonun tercih edilmesi gerektiğine yönelik yol gösterici bir katkı sağlamaktadır.

Isı transferi, su çıkış sıcaklığı ve baca gazı çıkış sıcaklığı metrikleri arasında en fazla yüzde hataya sahip olan metrik baca gazı çıkış sıcaklığıdır. Burada hem korelasyonların farkı hem de çözümleme kabullerinin farkı ortaya çıkmaktadır. %-5,68 ile en düşük ortalama hatayı Zukauskas korelasyonu göstermiştir. Baca gazı

sıcaklıkları ile ilgili tespit edilen farklılıklarda model tarafında göz önünde bulundurulması gereken durumlar şunlardır;

- Modelde ısıl taşınım katsayıları (h) sabit olarak kabul edilmiştir. Fakat gerçek sistemde akış koşulları, türbülans, yüzey pürüzlülüğü gibi etkiler bu katsayıyı değiştirir.
- Isı kayıpları (çevreye konveksiyonla ve radyasyonla) modelde ihmal edilmiştir, deneyselde ise kaçınılmazdır.
- Modelde sıcak baca gazı başlangıç sıcaklığı için adyabatik alev sıcaklığı kabulü yapılmıştır. Yanma kaotik bir süreç olduğundan bu durum bir miktar güvensizlik yaratmaktadır.

Deneysel tarafta ise özellikle ölçüm belirsizlikleri ön plana çıkmaktadır.

Tablo 19: Baca gazı çıkış sıcaklığı hesabının farklı korelasyonlara göre incelenmesi ve deneysel verilerle karşılaştırılması

Güç Oranları	**%100**	**%83**	**%75**	**%30**	**%22**	
Tg,ç | Deneysel	85,00	83,00	80,00	65,00	53,00	
Tg,ç | Zukauskas	89,57	86,01	84,46	69,09	57,01	
% Hata	-5,37	-3,62	-5,58	-6,29	-7,56	***Ort. = -5,68***
Tg,ç | Churchill-Bernstein	93,10	88,45	86,39	69,23	57,31	
% Hata	-9,53	-6,57	-7,99	-6,51	-8,14	***Ort. = -7,75***
Tg,ç | Whitaker	90,87	86,81	85,05	69,09	56,98	
% Hata	-6,91	-4,59	-6,31	-6,30	-7,51	***Ort. = -6,32***

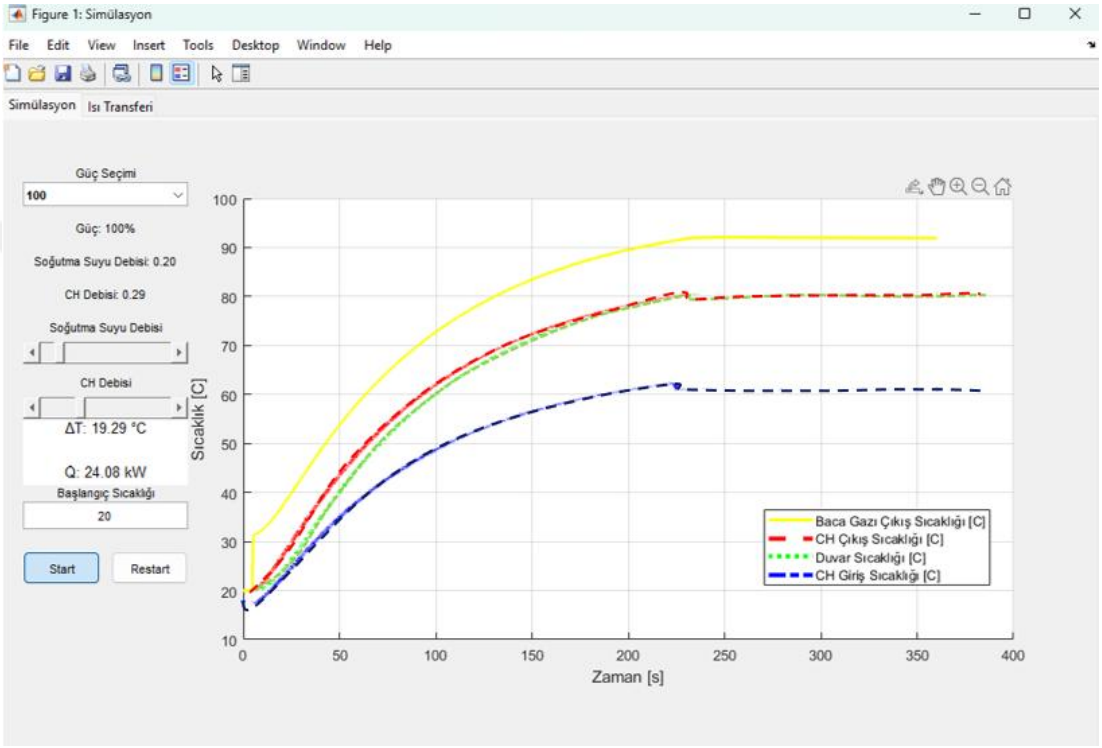
4..2. Kararsız Durum (Transient) Analiz Sonuçları

Aşağıda oluşturulmuş arayüz üzerinde yapılmış kararsız durum analizlerinin sonuçları yer almaktadır.

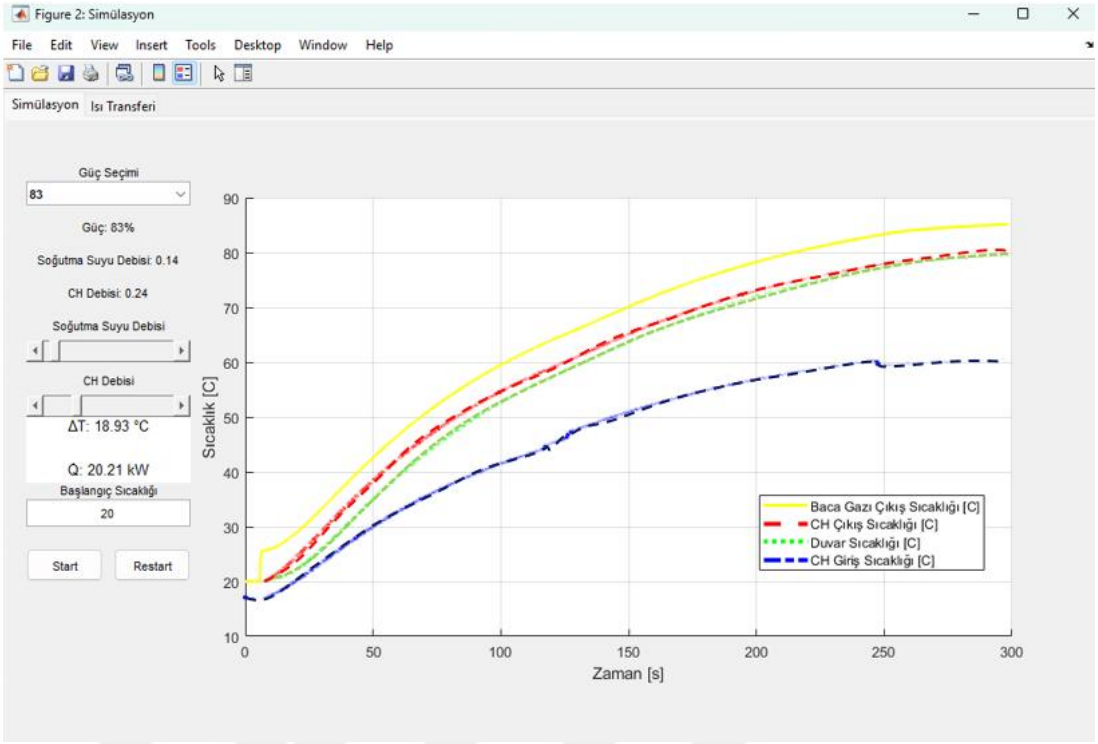
Öncelikle ilk oluşturulan dijital ikiz sisteminde çözdürülen CH suyu denklemlerinin çıktıları incelenmiştir. Düşük güçte (%22 ve %30) 60 ^{o}C giriş suyu, 80 ^{o}C çıkış suyu seviyesine ulaşmak soğutma etkisinden dolayı mümkün değildir. Dolayısıyla simülasyon geriye kalan üç güç yüzdesi seçeneği için yapılmıştır.

Tablo 20: Transient modelde elde edilen ısı transfer miktarı (Q), CH giriş ve CH çıkış değerleri

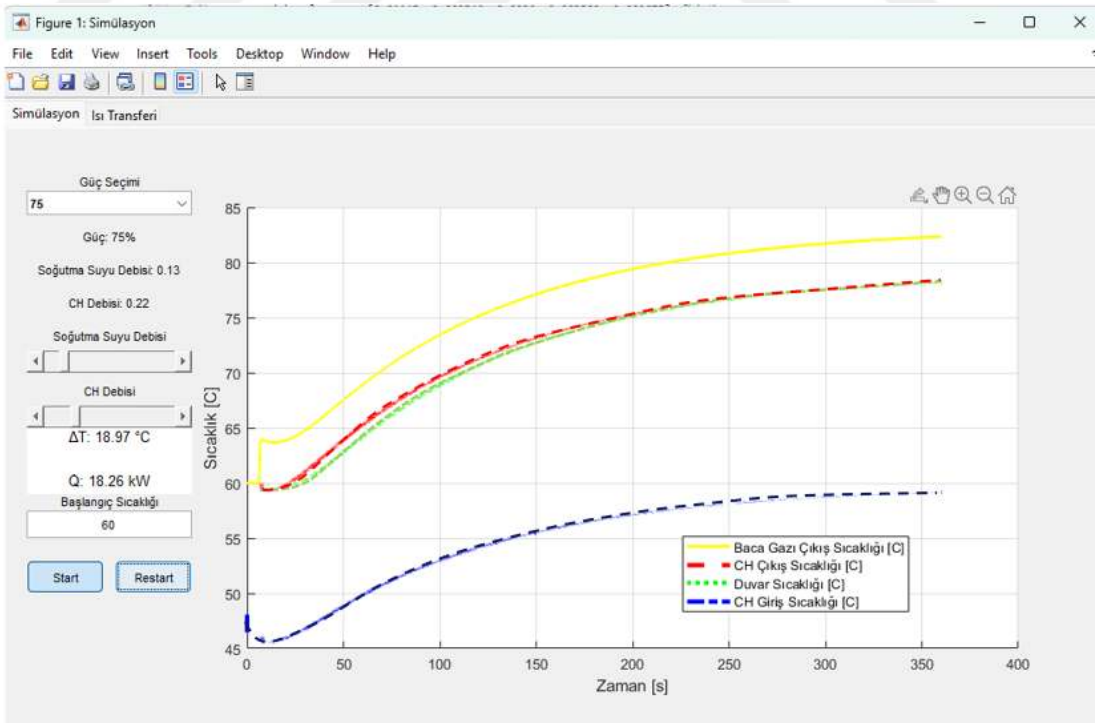
		%75	%83	%100
Model	**Q [kW]**	18,3	20,2	24,1
	dT [C]	19,0	18,9	19,3
	Baca Gazı Sıcaklığı [C]	83,0	85,0	92,0



Şekil 68: %100 güçte çalışan sistemde CH suyunun ısınması.



Şekil 69: %83 güçte çalışan sistemde CH suyunun ısınması.



Şekil 70: %75 güçte çalışan sistemde CH suyunun ısınması.

CH Modeli karşılaştırmaları için Tablo 21 hazırlanmıştır. Tablo 21'e göre model, Q değerlerini oldukça başarılı bir şekilde tahmin etmiştir; hata %1'in altındadır. Buna karşın, baca gazı sıcaklığı ve ΔT sıcaklık farkı, kararlı durum analizine göre daha yüksek yüzde hatalar göstermektedir. Kararlı durum modelinde sonuçlar zamandan bağımsız ve daha kararlı olduğundan, sıcaklıkların daha düşük hata ile hesaplanması beklenen bir durumdur. Transient modelde ise hata oranlarının yüksek olmasının başlıca nedenleri, matematiksel modelin kurulumunda yapılan kabullerdir. Örneğin, ısı transfer katsayısının sabit kabul edilmesi, akışkanların ve yüzeylerin sıcaklık değişimlerine bağlı olarak gerçek değerlerinden sapmalarına yol açabilir. Ayrıca, başlangıç koşulları ve zaman adımı seçimi, transient çözümün hassasiyetini doğrudan etkiler. Bu faktörler bir araya geldiğinde, transient modelde sıcaklık tahminlerinin steady-state modele kıyasla daha yüksek hata göstermesi beklenen bir sonuç olarak ortaya çıkar.

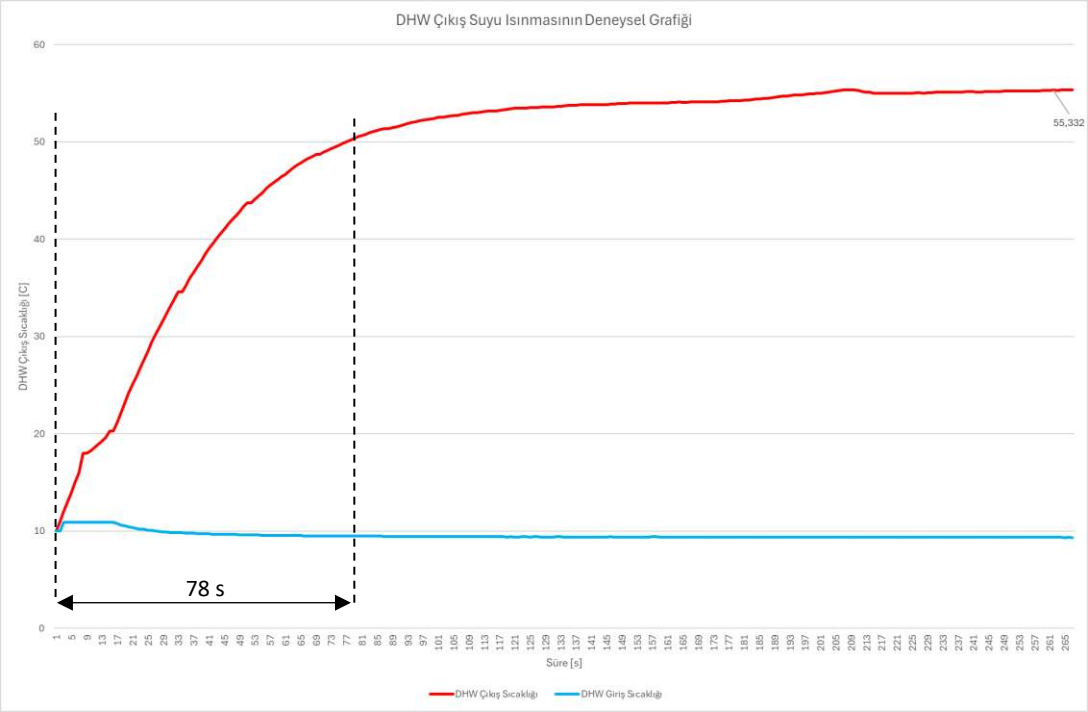
Tablo 21: Transient modelde elde edilen ısı transfer miktarı (Q), CH giriş ve CH çıkış arasındaki sıcaklık farkı (ΔT) ve baca gazı sıcaklığının deneysel verilerle karşılaştırılması

		%75	**%83**	**%100**
Deneysel	**Q [kW]**	18,1	20,1	24,0
	ΔT [C]	20,0	20,0	20,0
	Baca Gazı Sıcaklığı [C]	80,0	83,0	85,0
Model	**Q [kW]**	18,3	20,2	24,1
	ΔT [C]	19,0	18,9	19,3
	Baca Gazı Sıcaklığı [C]	83,0	85,0	92,0
%Hata	**Q [kW]**	0,7	0,6	0,3
	ΔT [C]	5,2	5,4	3,6
	Baca Gazı Sıcaklığı [C]	3,8	2,4	8,2

DHW modeli doğrulaması için aşağıda DHW suyu ısınmasının deneysel testi için kullanılan koşullar verilmiştir. Laboratuvar ortamında test bu koşullar altında yapılmıştır;

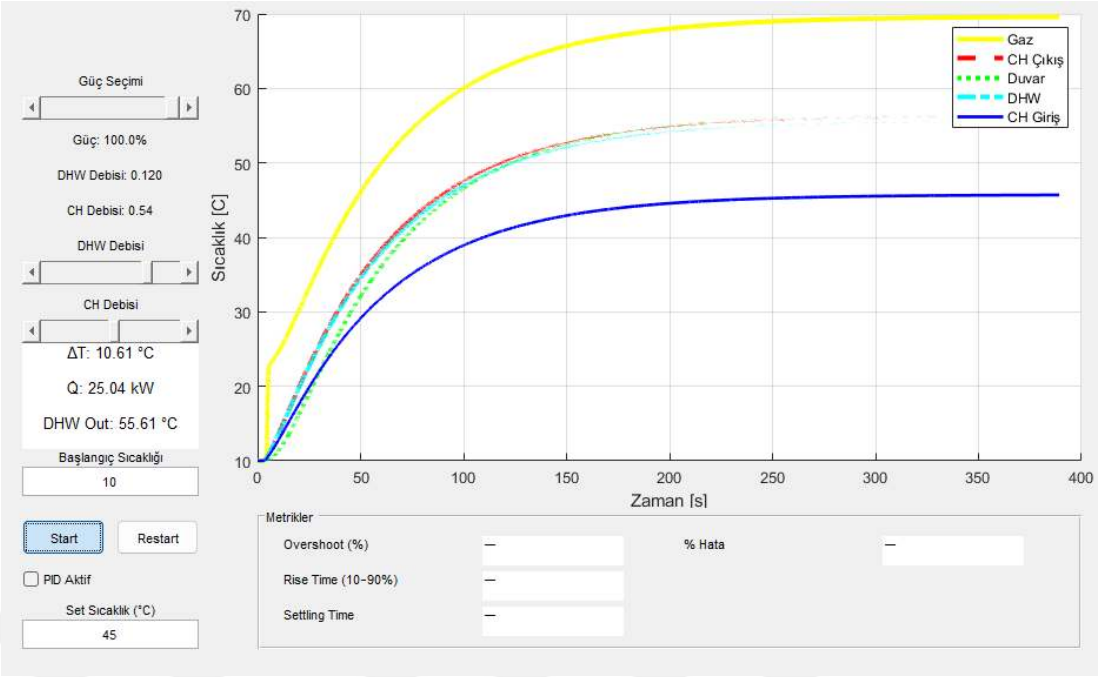
- Güç: %100
- Başlangıç sıcaklığı: 10 C
- DHW giriş sıcaklığı: Sabit 10 C
- DHW suyu kütlesel debisi: 0.12 kg/s
- CH suyu kütlesel debisi: 0.54 kg/s

Bu şartlar altında yapılan testin sonuçlarını inceleyecek olursak DHW suyu sıcaklığı 55 ± 0.5 ºC etrafında rejime oturmuştur. DHW suyu sıcaklığının 50 ºC'ye ulaşması ise 78 saniye sürmüştür.



Şekil 71: DHW suyu ısınmasının deneysel grafiği

Aynı koşullar altında model çalıştırıldığında sistem yüksek doğruluk derecesiyle DHW çıkış suyu sıcaklığı 55 ± 0.5 ºC civarında rejime oturmuştur. Fakat fiziksel sistemin aksine modelde DHW suyu sıcaklığının 50 ºC'ye ulaşması yaklaşık 115 saniyeyi bulmuştur. Burada yine transient modelle ilgili yapılan kabullerden doğan farklılıklar sonuçlara etki etmektedir. Modelin deneysele göre daha yavaş tepki vermesinin sebepleri, ısıl ataletin (duvar, akış, gaz tarafı dinamikleri) modelde idealize edilmesi ve dinamik etkilerin çeşitli kabuller altında incelenmiş olmasıdır.



Şekil 72: DHW suyu ısınmasının transient modelde test edilmesi

4.3. Kontrol Algoritmalı Sistem Sonuçları

Bu bölümde PID ve MPC kontrolcü algoritmalarıyla kurulmuş sistemin sonuçları aktarılmıştır.

4.3.1.PID Kontrol Sistemi Sonuçları

İlk olarak daha önce anlatılan optimizasyon sistemi ile optimum Kp, Ki ve Kd parametreleri elde edilmiştir.

Şekil 73'te iki farklı grafik görülmektedir. Üstteki grafik önceki arayüz sistemlerinde de kullanılan sonuç grafiğidir. Alttaki grafik ise PID'nin hedef sıcaklığa ulaşmak için gücü nasıl değiştirdiğini ifade etmektedir.

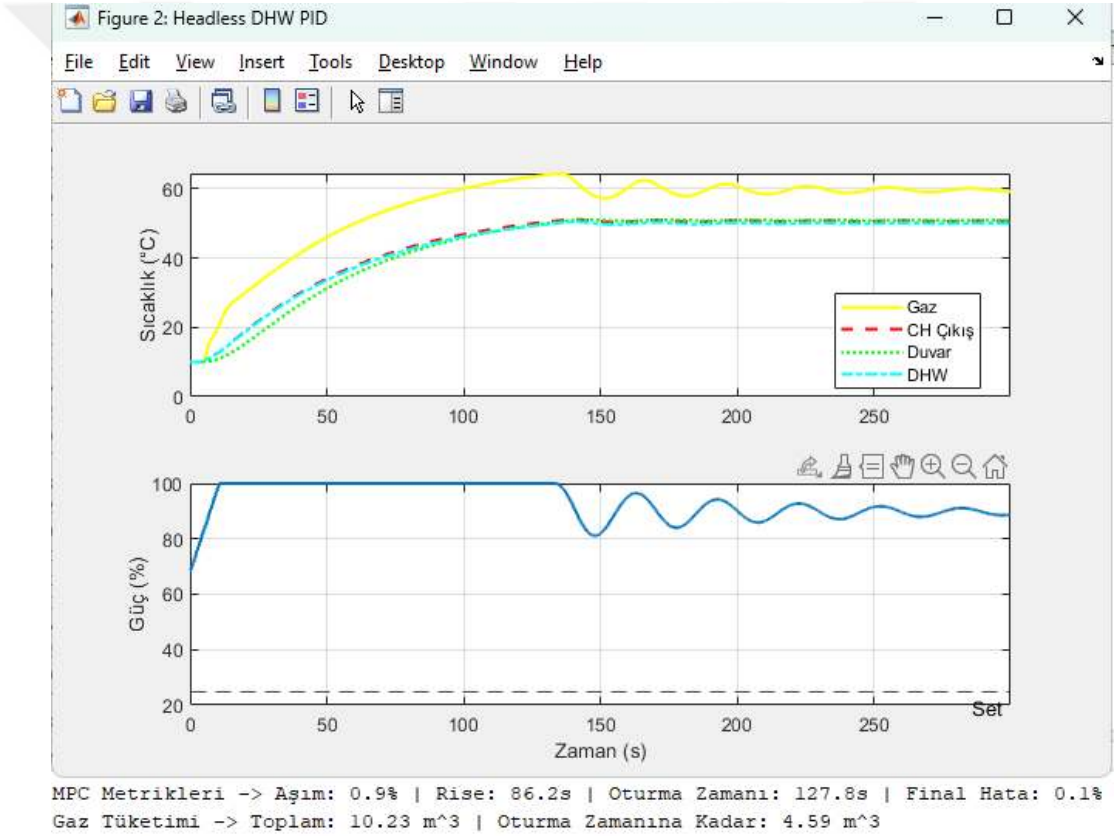
Daha önceden belirlenen kriterleri incelenecek olursa optimum koşulda PID maksimum %0,9 aşım yapıyor, 127,8 saniyede rejime gelmektedir ve %0,1 final hata ile çalışmaktadır.

Daha önceden tanımlanan parametreler haricinde, amaç fonksiyonuna dahil edilmesi için değil fakat daha sonra kıyaslama yapılırken göz önünde bulundurulması

için gaz tüketim hesabı da sisteme eklenmiştir. Bu gaz tüketimi doğrudan her saniyede tüketilen mg_dot gaz debisinin toplanmasıyla elde edilmiştir.

$$\sum_{i=1}^{Tfinal} mg_dot_i \tag{85}$$

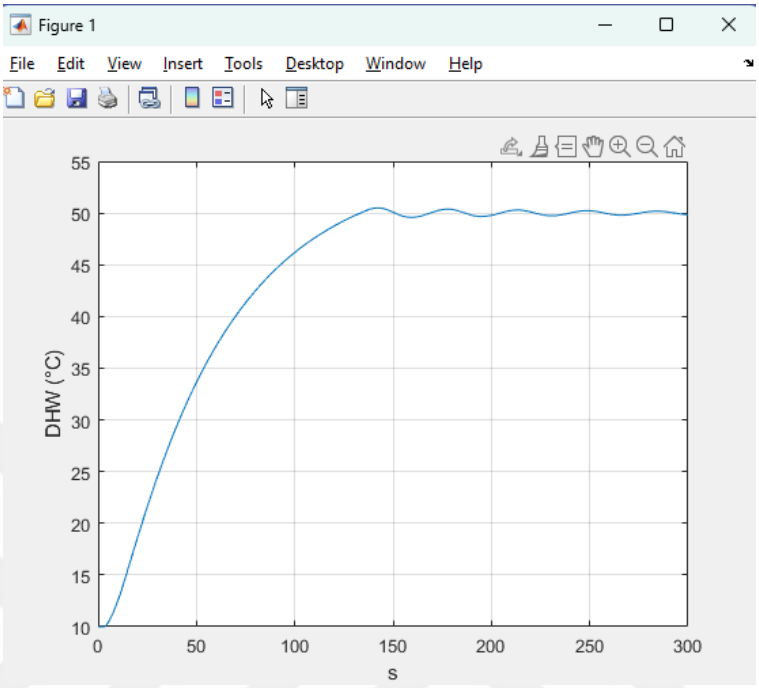
Bu hesaba göre 50 ºC DHW çıkış sıcaklığı için yapılan PID optimizasyonunda sistem rejime oturana kadar 4,59 m^3, 300 saniyelik simülasyon süresi tamamlanana kadar ise 10,22 m^3 LPG gazı harcamıştır.



Şekil 73: 50 C hedef DHW suyu sıcaklığı için PID optimizasyon grafiği

Ayrıca Şekil 74'te DHW suyu ısınmasının tekil grafiği de verilmiştir. Grafik incelenecek olursa sistem 10 ºC'den 50 ºC 'ye hızlı bir şekilde yükselmiş, daha sonra gücü %100 ile %80 arasında değiştirerek DHW çıkış suyu sıcaklığını 50 ºC 'de tutmuştur. Hedef sıcaklığı yüksek olduğu için sistem tüm gücüyle uzun süre çalışmış,

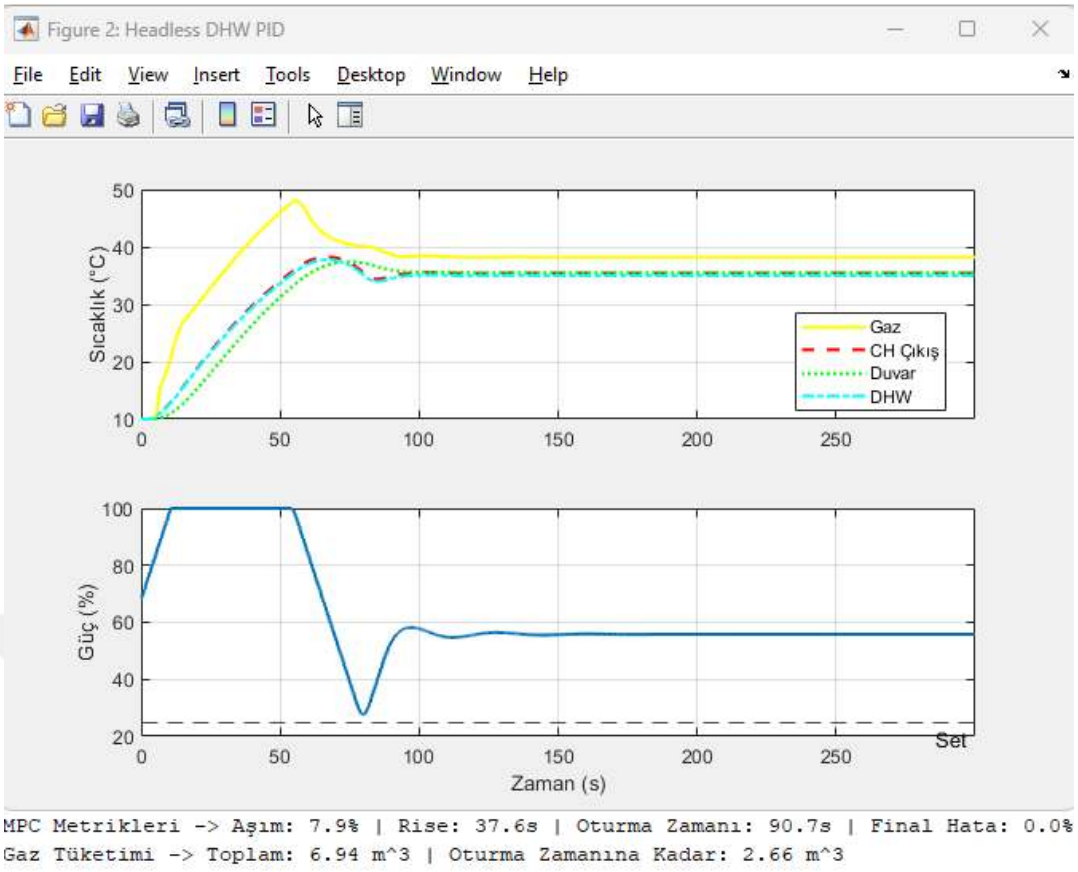
daha sonra güç yüzdesi düşmüştür. Yani sistem yaklaşık 120 saniye boyunca satürasyonda kalmıştır.



Şekil 74: 50 ºC hedef sıcaklığı için yalnızca DHW ısınmasının grafiği

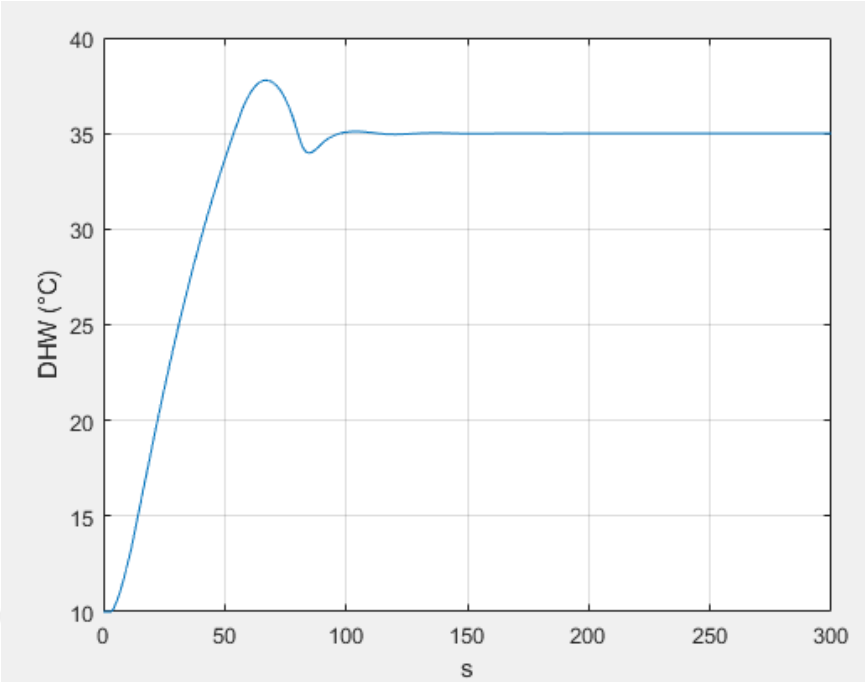
Şekil 75'te ise 35 C hedef sıcaklığa göre yapılmış PID optimizasyonu görülmektedir. 35 C DHW suyu hedef sıcaklığı içinse optimum koşulda PID maksimum %7,9 aşım yapıyor, 90,7 saniyede rejime oturuyor ve %0 final hata ile çalışıyor.

35 ºC DHW çıkış sıcaklığı için yapılan PID optimizasyonunda sistem rejime oturana kadar 2,66 m^3, 300 saniyelik simülasyon süresi tamamlanana kadar ise 6,94 m^3 LPG gazı harcamıştır.



Şekil 75: 35 C hedef DHW suyu sıcaklığı için PID optimizasyon grafiği

Şekil 76'da DHW suyu ısınmasının tekil grafiği incelenecek olursa sistem 10 ºC'den yaklaşık 38 ºC 'ye hızlı bir şekilde yükselmiş, daha sonra gücü %22 ye kadar anlık olarak indirmiş, ardından %55 seviyelerine çıkararak DHW çıkış suyu sıcaklığını 35 ºC'de tutmuştur.



Şekil 76: 35 ºC hedef sıcaklığı için yalnızca DHW ısınmasının grafiği

4.3.2. MPC Kontrol Sisteminin Sonuçları

MPC sisteminde optimizasyon için daha önce Bölüm 3.2.8.2.'de açıklanan kod yapısı ile optimizasyon başlatılmıştır. Şekil 77'de de görüldüğü üzere 10 senaryo incelenmiş ve en düşük J skoru 1256.13'ü veren parametre seti seçilmiştir.

Bu çalışmaya göre 50 ºC DHW çıkış suyu sıcaklığı için belirlenen parametreler;

- Np = 60
- Nu = 2
- u_op = 65
- λ = 0.07

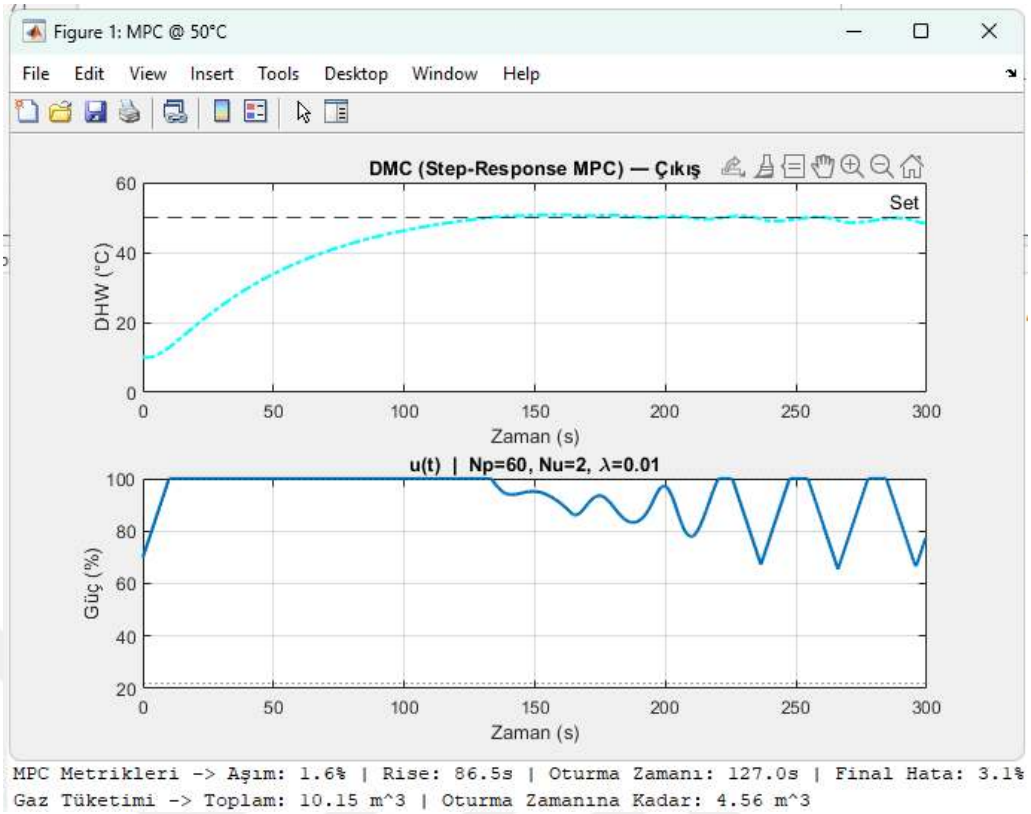
Şeklindedir.

```
Scanning (Np,Nu,u_op) and optimizing lambda ...
  Trial 1 -> Np= 20 Nu= 2 u_op=65 -> best λ=0.01, J=1258.37
  Trial 2 -> Np= 20 Nu= 5 u_op=65 -> best λ=0.03, J=1258.81
  Trial 3 -> Np= 20 Nu=10 u_op=65 -> best λ=0.01, J=1257.23
  Trial 4 -> Np= 40 Nu= 2 u_op=65 -> best λ=0.03, J=1256.38
  Trial 5 -> Np= 40 Nu= 5 u_op=65 -> best λ=0.22, J=1257.24
  Trial 6 -> Np= 40 Nu=10 u_op=65 -> best λ=0.36, J=1257.55
  Trial 7 -> Np= 60 Nu= 2 u_op=65 -> best λ=0.07, J=1256.13
  Trial 8 -> Np= 60 Nu= 5 u_op=65 -> best λ=0.48, J=1256.93
  Trial 9 -> Np= 60 Nu=10 u_op=65 -> best λ=1.00, J=1257.52
  Trial 10 -> Np= 20 Nu= 2 u_op=70 -> best λ=0.01, J=1258.39

Maksimum deneme sayısına (10) ulaşıldı. Arama durduruluyor.

== BEST ==  Np=60, Nu=2, u_op=65, lambda=0.07  (J=1256.13)
```

Şekil 77: 50 ºC DHW çıkış suyu sıcaklığı için yapılan MPC optimizasyonu

Şekil 78'de verilen sonuçlara bakılacak olursa 50 ºC hedef DHW çıkış suyu sıcaklığı için sistem maksimum %1.6 aşım yapıyor ve 127 saniyede rejime oturuyor. Nihai sonuç olaraksa %3.1 hata ile hedef sıcaklıkta sistem başarıyla çalışabilmektedir. Sistem rejime oturana kadar 4,56 m^3, 300 saniyelik simülasyon süresi tamamlanana kadar ise 10.15 m^3 LPG gazı harcamıştır.

Yine Şekil 78'de verilen güç grafiği incelenecek olursa sistem 50 ºC set sıcaklığına ulaşmak için hızlıca %100 güce çıkmış, uzunca bir süre burada kaldıktan sonra hedef sıcaklığı yakalamaya başladığı an %85 seviyelerine gücü indirmiştir. Yine PID sisteminde olduğu gibi sistem uzunca bir süre satürasyonda kalmıştır.



Şekil 78: 50 ºC DHW çıkış suyu sıcaklığı için belirlenen optimum parametreler ile simülasyon çıktısı

Tablo 22' de 50 ºC hedef DHW çıkış suyu sıcaklığı için karşılaştırma yapılmıştır. 50 ºC hedef DHW çıkış suyu sıcaklığı için karşılaştırmada sonuçlar minimal farklılıklar içermektedir. Bunun en büyük sebebi 50 ºC hedef DHW çıkış suyu sıcaklığının sistem için zorlayıcı bir hedef olmasıdır. Uzun süre sistem satürasyonda kalıp daha sonra gücü azalttığı için kontrol algoritmaları da aynı yolu izlemişlerdir. MPC algoritmasının 300 saniyelik simülasyon süresi sonuna doğru sapmasında artış başladığı ve bunun %3.1'lik final sıcaklık hatası olarak yansıdığı görülmüştür.

Tablo 22: 50 ºC DHW çıkış suyu sıcaklığı için PID ve MPC algoritmalarının performans karşılaştırması

	Aşım [%]	**Yerleşme Zamanı [s]**	**Final Hata [%]**	**Gaz Tüketimi [m^3] Rejime Oturana Kadar**	**Gaz Tüketimi [m^3] Toplam**
PID	0,9	127,8	0,1	4,59	10,23
MPC	1,6	127	3,1	4,56	10,15
Fark	0,7	-0,8	-3,0	0,03	0,08

Bir önceki bölümde yapıldığı gibi Şekil 79'da görülen 10 senaryo üzerinden en düşük J skoru 911,67'yi veren parametre seti seçilmiştir. Bu çalışmaya göre 35 ºC DHW çıkış suyu sıcaklığı için belirlenen parametreler;

- Np = 20
- Nu = 10
- u_op = 65
- λ = 0.02

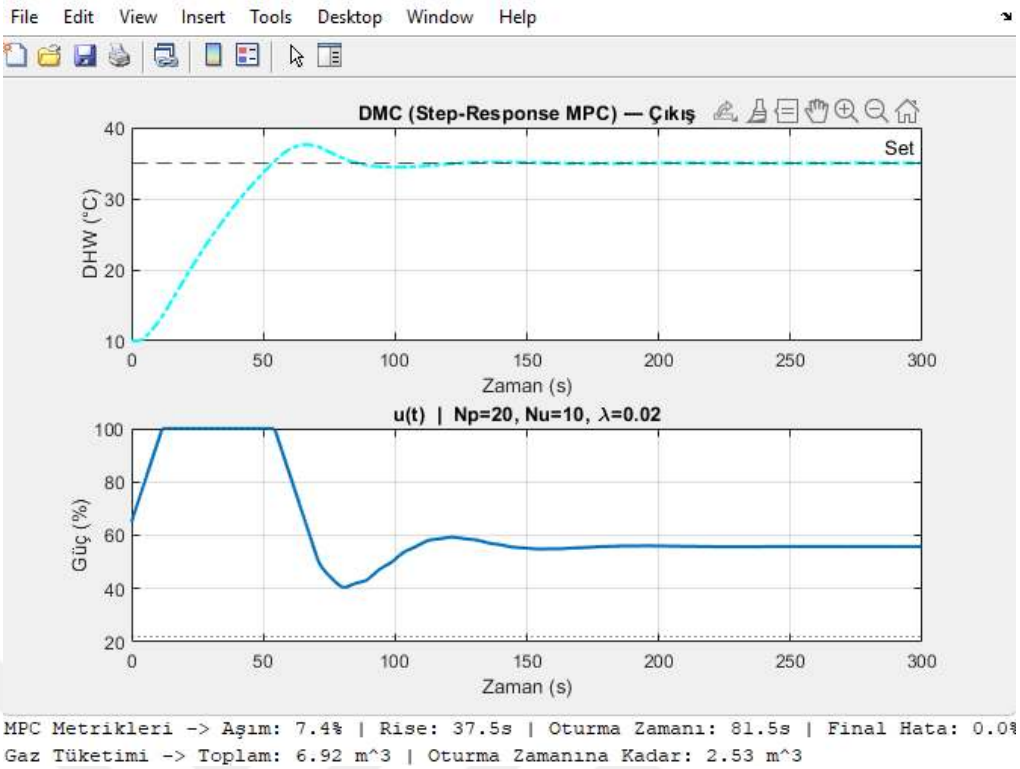
şeklindedir.

```
Scanning (Np,Nu,u_op) and optimizing lambda ...
  Trial 1 -> Np= 20 Nu= 2 u_op=65 -> best λ=0.01, J=920.17
  Trial 2 -> Np= 20 Nu= 5 u_op=65 -> best λ=0.03, J=927.88
  Trial 3 -> Np= 20 Nu=10 u_op=65 -> best λ=0.02, J=911.67
  Trial 4 -> Np= 40 Nu= 2 u_op=65 -> best λ=0.03, J=1160.16
  Trial 5 -> Np= 40 Nu= 5 u_op=65 -> best λ=0.16, J=1192.10
  Trial 6 -> Np= 40 Nu=10 u_op=65 -> best λ=0.01, J=998.45
  Trial 7 -> Np= 60 Nu= 2 u_op=65 -> best λ=0.04, J=1374.21
  Trial 8 -> Np= 60 Nu= 5 u_op=65 -> best λ=0.27, J=1409.57
  Trial 9 -> Np= 60 Nu=10 u_op=65 -> best λ=0.01, J=1081.17
  Trial 10 -> Np= 20 Nu= 2 u_op=70 -> best λ=0.01, J=920.66

Maksimum deneme sayısına (10) ulaşıldı. Arama durduruluyor.

== BEST ==  Np=20, Nu=10, u_op=65, lambda=0.02  (J=911.67)
```

Şekil 79: 35 ºC DHW çıkış suyu sıcaklığı için yapılan MPC optimizasyonu

Şekil 80'de verilen sonuçlara bakılacak olursa 35 ºC hedef DHW çıkış suyu sıcaklığı için sistem maksimum %7.4 aşım yapıyor ve 81.5 saniyede rejime oturuyor. Nihai sonuç olaraksa %0.0 hata ile hedef sıcaklıkta sistem başarıyla çalışabiliyor. Sistem rejime oturana kadar 2.53 m^3, 300 saniyelik simülasyon süresi tamamlanana kadar ise 6.92 m^3 LPG gazı harcamıştır.

Yine Şekil 80'de verilen güç grafiği incelenecek olursa sistem 35 ºC set sıcaklığına ulaşmak için hızlıca %100 güce çıkmış, kısa bir süre burada kaldıktan sonra hedef sıcaklığı yakalamaya başladığı an %60 seviyelerine gücü indirmiştir.



Şekil 80: 35 ºC DHW çıkış suyu sıcaklığı için belirlenen optimum parametreler ile simülasyon çıktısı

Tablo 23'te 35 ºC hedef DHW çıkış suyu sıcaklığı için karşılaştırma yapılmıştır. 35 ºC hedef DHW çıkış suyu sıcaklığı için karşılaştırmada sonuçlar 50 ºC karşılaştırmasına göre önemli farklılıklar içermektedir. Her ne kadar yüzde aşım oldukça yakın olsa da MPC algoritması PID algoritmasına göre suyu 9,2 saniye daha hızlı su ısıtmıştır. Ayrıca oturma zamanına kadar tüketilen gaz PID'ye göre 0,13 m^3 daha azdır. Bu metrikler MPC algoritmasının belirlenen kriterler kapsamında görevini yerine PID algoritmasından daha iyi getirdiğini göstermiştir.

Tablo 23: 35 ºC DHW çıkış suyu sıcaklığı için PID ve MPC algoritmalarının performans karşılaştırması

	Aşım [%]	**Yerleşme Zamanı [s]**	**Final Hata [%]**	**Gaz Tüketimi [m^3] Rejime Oturana Kadar**	**Gaz Tüketimi [m^3] Toplam**
PID	7,9	90,7	0	2,66	6,94
MPC	7,4	81,5	0	2,53	6,92
Fark	-0,05	-9,2	0	-0,13	0,02

5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Su tarafında Dittus-Boelter, Petukhov ve Gnielinski olmak üzere denenmiş üç farklı Nusselt sayısı korelasyonları yakın sonuçlar göstermiştir. Petukhov korelasyonu Dittus-Boelter korelasyonuna göre %5,33, Gnielinski korelasyonuna göre ise %2,85 daha yüksek Nusselt sayısı sonucu vermiştir. Maksimum yüzde fark 5,33 olduğundan, su tarafında korelasyon seçiminin etkisi oldukça sınırlıdır.

Sıcak bölgede akış koşullarına uyan tek korelasyon olduğu için yalnızca Zukauskas korelasyonu kullanılmıştır. Yoğuşma bölgesinde ise Zukauskas, Churchill-Bernstein ve Whitaker korelasyonları kullanılmıştır. En yüksek Nusselt sayısı her koşulda Zukauskas korelasyonu ile elde edilmiştir. En düşük Nusselt sayısı sonucunu veren Churchill-Bernstein korelasyonu ile aralarında %17,18 fark vardır. Dolayısıyla Zukauskas korelasyonunun dış akış konusunda Churchill-Bernstein ve Whitaker korelasyonlarına kıyasla daha tutarlı sonuçlar verdiği sonucuna varılmıştır.

Toplam ısı transferi katsayısı su tarafı korelasyon değişimlerinden etkilenmezken (maksimum %1 fark), baca gazı tarafı korelasyon değişimlerinden %17'ye kadar etkilenmektedir. Burada baca gazında en fazla korelasyon yoğuşma bölgesi tarafında kullanıldığı için karşılaştırmada yoğuşma bölgesinden elde edilen değerler kullanılmıştır. Toplam ısı transferi katsayısının baca gazı korelasyonlarından daha fazla etkilenmesinin sebebi ise baca gazının suya kıyasla çok daha düşük ısıl taşınım katsayısına sahip olmasıdır. Bu sebeple toplam ısı transferi katsayısı, baca gazı ısıl taşınım katsayısına, su tarafına kıyasla yaklaşık %19 daha duyarlıdır.

Oluşturulan model, $\dot{Q}$ değerlerini oldukça başarılı şekilde tahmin etmiştir. Hata %1'in altındadır. ΔT değerleri içinse model deneysel sonuçların bir miktar altında kalmaktadır. Burada ortalama hata ~%4,4 civarındadır. Baca gazı sıcaklığı tahminlerinde ise hata daha değişken gözlemlenmiştir, düşük güçlerde uyum iyiyken (%2–4), yüksek güçte hata artmaktadır (%8,4).

Deneysel çalışmada DHW çıkış suyu sıcaklığı 50 °C'ye 78 saniyede ulaşmıştır. Modelde ise bu süre 115 saniyedir (yaklaşık %47 daha uzun). Rejim sıcaklığı her iki durumda da 55 ± 0,5 °C'de gerçekleşmiş, yani son sıcaklık değeri açısından model–deneysel uyumu yüksektir.

35 ºC hedef DHW çıkış suyu sıcaklığında kontrol algoritmalarının performansı daha ayırt edici olmuştur. PID'ye göre %0,5 daha az aşım sergilemiştir. Toplam gaz tüketimi hemen hemen aynı olsa da rejime oturana kadar geçen sürede MPC 0,13 m^3 daha az yakıt tüketmiştir. MPC algoritmasının PID algoritmasına kıyasla en büyük avantajı şüphesiz ki yerleşme zamanındaki 9,2 saniyelik hızlanmadır. Bu sayede kullanıcıya 9,2 saniye daha erken sıcak su temin edilebilir.

Kontrolcü algoritmaları açısından genel bir değerlendirme yapılacak olursa MPC algoritmasının her iki senaryoda da gaz tüketimi ve 35 ºC senaryosunda yerleşme süresi açısından daha avantajlı olduğu söylenebilir.

KAYNAKÇA

Proportion of residential heating energy consumption by fuel source in selected countries, 2020 . (2022, December 2). International Energy Agency Web Site: https://www.iea.org/data-and-statistics/charts/proportion-of-residential-heating-energy-consumption-by-fuel-source-in-selected-countries-2020 adresinden alındı

Al-Arkawazi, S. A. (2019). Analyzing and predicting the relation between air–fuel ratio (AFR), lambda (λ) and the exhaust emissions percentages and values of gasoline-fueled vehicles using versatile and portable emissions measurement system tool. *SN Applied Sciences, 1392*(5).

Alkan, T. (2015). Sibernetiğin Öncüsü Ebul İzz El-Cezeri'nin Osilatörü. *TBD 32. Ulusal Bilişim Kurultayı* (s. 56-62). Ankara: Türkiye Bilişim Derneği.

Astrom, K. J. (2002). PID Control. *Control System Design.* içinde

Ataer, Ö., İleri, A., & Yalcin, G. (1995). Transient behaviour of finned-tube cross-flow heat exchangers. *International Journal of Refrigeration, 18*(3), 153-160.

Atmaca, A. U. (2013). *Modelling and Optimization of Different Hydraulic Schemes of a Heating Appliance for Domestic Hot Water (DHW) Comfort and Efficiency.* İzmir: Dokuz Eylül Üniveritesi.

Atmaca, A. U., Altay, H. M., Ribeiro, B. A., & Erek, A. (2013). Modelling of a dual function heating appliance for domestic hot water comfort. *Recent Advances in Fluid Mechanics and Heat & Mass Transfer (Procedings of the 11. International Conference on Fluid Mechanics & Aerodynamics (FMA'13) and Procedings of the 11. International Conference on Heat Transfer, Thermal Engineering and Environment.* ISBN: 978-1-61804-183-8, 117-127.

Atmaca, A. U., Erek, A., & Altay, H. M. (2015). Investigation of transient behaviour of combi boiler type appliances for domestic hot water. *Applied Thermal Engineering, 82*, 129-140.

Baca Tipleri ve Özellikleri. (2016). (Tesisat.org) https://www.tesisat.org/baca-tipleri-ozellikleri.html adresinden alındı

Balanescu, D. T., & Hometescu, V. M. (2018). Experimental Investigation on Performance of a Condensing Boiler and Economic Evaluation in Real Operating Conditions. *Applied Thermal Engineering, 143*, 48-58.

Baskaya, S., Karaslan, S., Calisir, T., Yilmazoglu, M. Z., & Yilmaz, T. O. (2015). Experimental and Numerical Study on Thermoelectric Generator Performance Applied to a Condensing Combi Boiler. *Heat Transfer Engineering, 36*(14-15), 1292-1302.

Bilir, L., İlken, Z., & Erek, A. (2012). Numerical optimization of a fin-tube gas to liquid heat exchanger. *International Journal of Thermal Sciences, 52*, 59-72.

Boait, P., Dixon, D., Fan, D., & Stafford, A. (2012). Production efficiency of hot water for domestic use. *Energy and Buildings, 54*, 160-168.

Bosch Condens 2200İ-W 24 KW Kombi. (2025). (Online Kombi) https://onlinekombi.com/bosch-condens-2200i-w-24-kw-5-yil-garantili-tam-yogusmali-kombi/ adresinden alındı

Cantera. (tarih yok). Cantera: https://cantera.org/ adresinden alındı

Cengel, Y. A. (2002). *HEAT TRANSFER: A Practical Approach, Second Edition.* McGraw-Hill Science/Engineering/Math.

EN 15502-1 Gasfired heating boilers – Part 1: General requirements and tests. (2022). DIN.

EN 1749 Classification of gas appliances according to the method of supplying combustion air and of evacuation of the combustion products (types). (2020).

Energy consumption in households. (2024, June). (Eurostat) https://ec.europa.eu/eurostat/statistics-explained/index.php?title=Energy_consumption_in_households adresinden alındı

Erek, A., Ozerdem, B., Bilir, L., & İlken , Z. (2005). Effect of geometrical parameters on heat transfer and pressure drop characteristics of plate fin and tube heat exchangers. *Applied Thermal Engineering, 25*(14), 2421-2430.

Fsadni, A. (2012). *THE FUNDAMENTALS OF TWOPHASE FLOW IN WET DOMESTIC CENTRAL HEATING SYSTEMS.* Kingston: Brunel University.

Gas boilers laboratory tests. (2025). (Microplan) 8 17, 2025 tarihinde Microplan HVAC Automatic Test Equipments: https://www.microplan.it/gas-boilers-laboratory adresinden alındı

Genleşme Tankı. (2019). (Bursa İl Milli Eğitim Müdürlüğü Enerji Yönetim Birimi) Bursa İl Milli Eğitim Müdürlüğü Enerji Yönetim Birimi: https://bursa.meb.gov.tr/enerjiyonetimi/bilgi-bankasi-detay.php?b=17 adresinden alındı

Gross heat and net heat values for gases like hydrogen, methane and more. (2003). (The Engineering Toolbox) The Engineering ToolBox: https://www.engineeringtoolbox.com/gross-net-heating-values-d_420.html adresinden alındı

Haissig , C. M., & Woessner, M. (2000). An Adaptive Fuzzy Algorithm for Domestic Hot Water Temperature Control of a Combi-Boiler. *HVAC&R Research, VI*(2), 117–134.

Hanehalkı Nihai Enerji Tüketim İstatistikleri, 2022. (2024, February 19). (Türkiye İstatisitk Kurumu) Türkiye İstatistik Kurumu Web Sitesi:

https://data.tuik.gov.tr/Bulten/Index?p=Hanehalki-Nihai-Enerji-Tuketim-Istatistikleri-2022-53805 adresinden alındı

Incropera, F., Dewitt, P., Bergman, T. L., & Lavine, A. S. (2007). *Fundamentals of Heat and Mass Transfer (6th ed.).* USA: John Wiley & Sons .

Kakaç, S., Liu, H., & Pramuanjaroenkij, A. (2012). *HEAT EXCHANGERS: Selection, Rating and Thermal Design.* Boca Raton: CRC Press.

Kesucz, F.-N. (2020). Experimental Modeling of the Optimized Motion Control of Electromechanical Actuators Used in Thermal Power Plants. *Carpathian Journal of Electronic and Computer Engineering, 13*(1), 30-40.

Keviczky , L., Bars, R., Hetthéssy , J., & Bányász, C. (2019). *Control Engineering.* Budapest: Springer Nature Singapore Pte Ltd.

Korukçu, M. Ö. (2022). Yakıt Karışımlarında Adyabatik Alev Sıcaklığının Hesaplanması. *European Journal of Science and Technology*(36), 21-25.

Korzen, A., & Taler, D. (2015). Modeling of transient response of a plate fin and tube heat exchanger. *International Journal of Thermal Sciences, 92*, 188-198.

Lee , T., Han, E., Moon, U.-C., & Lee, K. Y. (2020). Supplementary Control of Air–Fuel Ratio Using Dynamic Matrix Control for Thermal Power Plant Emission. *Energies, 13*(1).

Lee, S., Kum, S.-M., & Lee, C.-E. (2011). An experimental study of a cylindrical multi-hole premixed burner for the development of a condensing gas boiler. *Energy, 36*(7), 4150-4157.

Liu, F., Zheng, L., Zhang, R., & Shao, M. (2020). Performance and emissions of pre-mixed and post-mixed combustion systems with a casting aluminum-silicon alloy (CASA) condensing gas boiler. *Heat and Mass Transfer, 56*(2).

Mishra, M., Das, P., & Sarangi, S. (2006). Transient behaviour of crossflow heat exchangers due to perturbations in temperature and flow. *International Journal of Heat and Mass Transfer*(49), 1083–1089.

Model predictive control. (tarih yok). (Wikipedia) https://en.wikipedia.org/wiki/Model_predictive_control adresinden alındı

Mota, F. A., Ravagnani, M. A., & Carvalho, E. (2014). Optimal design of plate heat exchangers. *Applied Thermal Engineering, 63*(1), 33-39.

Oliviera, E. (2008, September 29). Uncertainty Evaluation of the Natural Gas Molar Mass and Its Flow Rate Impact. *Proceedings of the 2008 7th International Pipeline Conference, 1*, 615-621. doi:https://doi.org/10.1115/IPC2008-64386

Özdemir, S. (2015). *Model Öngörülü Kontrol ve Bir Endüstriyel Model Öngörülü Kontrol Uygulaması Yüksek Lisans Tezi.* İstanbul: İstanbul Teknik Üniversitesi.

Przemysław, F. (2013). Estimating air-fuel mixture composition in the fuel injection control process in an SI engine using ionization signal in the combustion chamber. *Maintenance and Reliability, 3*(15), 259-265.

Rawlings, J. B., Mayne, D. Q., & Diehl, M. M. (2017). Models and Modeling. *Model Predictive Control: Theory, Computation, and Design 2nd Edition* (s. 1-2). içinde Nob Hill Publishing, LLC.

Schwezner, M., Ay, M., Bergs, T., & Abel, D. (2021, August 11). Review on model predictive control: an engineering perspective. *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology, 117*, 1327–1349. doi:https://doi.org/10.1007/s00170-021-07682-3

Sheeba, A., Abhijith, C., & Prakash, M. J. (2018). Experimental and numerical investigations on the heat transfer and flow characteristics of a helical coil heat exchanger. *International Journal of Refrigeration*, 490-497.

T.C. Milli Eğitim Bakanlığı. (2009). *Endüstriyel Otomasyon Teknolojileri PID Kontrolü.* Ankara: T.C. MİLLÎ EĞİTİM BAKANLIĞI.

Tiwari, A. K., Ghosh, P., Sarkar, J., Dahiya, H., & Parekh, J. (2014). Numerical investigation of heat transfer and fluid flow in plate heat exchanger using nanofluids. *International Journal of Thermal Sciences, 85*, 93-103.

TMMOB Elektrik Mühendisleri Odası. (2011). *Kontrol Sistemi Notları: Giriş (1. Kitap).* Ankara: TMMOB Elektrik Mühendisleri Odası.

Tür, M. R., & Çakmak, F. (2017). Bilim Tarihinde ilk Sibernetik ve Otomatik Kontrol Sistemleri. *Genç Akademisyenler Sempozyumu-3* (s. 248-261). Mardin: Mardin Artuklu Ünv.

Ünal, A. (2001). Theoretical analysis of triple concentric-tube heat exchangers Part 2: Case studies. *International Communications in Heat and Mass Transfer, 28*(2), 243-256.

What is a heat exchanger in a boiler? (2022). (Viessmann) https://www.viessmann.co.uk/en/heating-advice/boilers/what-is-a-heat-exchanger.html adresinden alındı

What Is the Difference Between Conventional and Condensing Boilers? (2024). (The Science of Comfort) https://blog.priceindustries.com/what-is-the-difference-between-conventional-and-condensing-boilers adresinden alındı

Wilkie, J., Johnson, M., & Katebi, R. (2002). Introduction. J. Wilkie, M. Johnson, & R. Katebi içinde, *Control engineering: An introductory course* (s. 11). New York: PALGRAVE.

Yang, J., Ma, L., Bock, J., Anthony, J. M., & Liu, W. (2014). A comparison of four numerical modeling approaches for enhanced shell-and-tube heat exchangers with experimental validation. *Applied Thermal Engineering, 65*(1-2), 369-383.

EKLER

EK 1 Baca Gazı Termal Özellikleri CANTERA Python Kodu

```python
import cantera as ct
import pandas as pd
import numpy as np

gas = ct.Solution("gri30.yaml")

composition = "CO2:0.12625, O2:0.0386, N2:0.73179, H2O:0.10336"

temperatures = np.arange(300, 2001, 100)

P = ct.one_atm

results = []

for T in temperatures:
    gas.TPX = T, P, composition
    cp = gas.cp_mass
    k = gas.thermal_conductivity
    mu = gas.viscosity
    rho = gas.density

    results.append({
        "Temperature (K)": T,
        "Specific Heat (Cp) [J/kg·K]": cp,
        "Thermal Conductivity [W/m·K]": k,
        "Dynamic Viscosity [Pa·s]": mu,
        "Density [kg/m³]": rho
    })

df = pd.DataFrame(results)

print(df)

df.to_excel("CH4_gaz_ozellikleri.xlsx", index=False)
print("Tablo 'gaz_ozellikleri.xlsx' dosyasina kaydedildi.")
```

EK 2 Adyabatik Alev Sıcaklığı CANTERA Python Kodu

```python
import cantera as ct
import numpy as np
import matplotlib.pyplot as plt

T0 = 298.15
P0 = ct.one_atm
lambdas = np.linspace(0.5, 1.5, 50)

fuels = {
    'CH4': 'CH4',
    'C3H8': 'C3H8'
}

results = {}

for name, fuel in fuels.items():
    Tad_list = []

    for lam in lambdas:
        if fuel == 'CH4':
            O2_stoich = 2
        elif fuel == 'C3H8':
            O2_stoich = 5
        O2 = lam * O2_stoich
        N2 = O2 * 3.76
        mix = f"{fuel}:1, O2:{O2}, N2:{N2}"

        gas = ct.Solution('gri30.yaml')
        gas.TPX = T0, P0, mix
        gas.equilibrate('HP')

        Tad_list.append(gas.T)

    results[name] = Tad_list

plt.figure(figsize=(8, 6))
for name in fuels:
    plt.plot(lambdas, results[name], label=name)

plt.xlabel("Hava Fazlalık Oranı (λ)")
plt.ylabel("Adyabatik Alev Sıcaklığı (K)")
plt.title("Adyabatik Alev Sıcaklığı vs Hava Fazlalık Oranı")
plt.legend()
plt.grid(True)
plt.tight_layout()
plt.show()
```

EK 3 Suyun Termal Özellikleri Tablosu

Temperature	Pressure	Saturation vapor pressure	Density	Specific enthalpy of liquid water		Specific heat		Volume heat capacity	Dynamic viscosity
°C	Pa	Pa	kg/m^3	kj/kg	kcal/kg	kj/kg.K	kcal/kg.K	kj/m^3	kg/m.s
60.00	101325	19919	983.13	251.16	59.99	4.185	0.999	4114.05	0.000467
61.00	101325	20859	982.60	255.34	60.99	4.185	1.000	4112.30	0.000460
62.00	101325	21837	982.07	259.53	61.99	4.186	1.000	4110.53	0.000453
63.00	101325	22854	981.54	263.72	62.99	4.186	1.000	4108.75	0.000447
64.00	101325	23910	981.00	267.90	63.99	4.187	1.000	4106.97	0.000440
65.00	101325	25008	980.45	272.09	64.99	4.187	1.000	4105.17	0.000434
66.00	101325	26148	979.90	276.28	65.99	4.188	1.000	4103.36	0.000428
67.00	101325	27332	979.34	280.46	66.99	4.188	1.000	4101.54	0.000422
68.00	101325	28561	978.78	284.65	67.99	4.189	1.000	4099.71	0.000416
69.00	101325	29837	978.21	288.84	68.99	4.189	1.001	4097.88	0.000410
70.00	101325	31161	977.63	293.03	69.99	4.190	1.001	4096.03	0.000404
71.00	101325	32533	977.05	297.22	70.99	4.190	1.001	4094.18	0.000399
72.00	101325	33957	976.47	301.41	71.99	4.191	1.001	4092.31	0.000394
73.00	101325	35433	975.88	305.60	72.99	4.192	1.001	4090.45	0.000388
74.00	101325	36963	975.28	309.79	73.99	4.192	1.001	4088.57	0.000383
75.00	101325	38548	974.68	313.99	74.99	4.193	1.001	4086.69	0.000378
76.00	101325	40190	974.08	318.18	76.00	4.194	1.002	4084.80	0.000373
77.00	101325	41890	973.46	322.37	77.00	4.194	1.002	4082.91	0.000369
78.00	101325	43650	972.85	326.57	78.00	4.195	1.002	4081.01	0.000364
79.00	101325	45473	972.23	330.76	79.00	4.196	1.002	4079.11	0.000359
80.00	101325	47359	971.60	334.96	80.00	4.196	1.002	4077.20	0.000355