



**İTERATİF TASARIM MODELİ OLUŞTURULAN KAZAN SİSTEMİNDE  
FARKLI YÜKLER ALTINDAKİ ATEMPERATÖR ETKİSİ VE SİSTEMİN  
PERFORMANS ANALİZİ**

**Ali Can YİĞİT**

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

**GAZİ ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**HAZİRAN 2019**

Ali Can YİĞİT tarafından hazırlanan “İTERATİF TASARIM MODELİ OLUŞTURULAN KAZAN SİSTEMİNDE FARKLI YÜKLER ALTINDAKİ ATEMPERATÖR ETKİSİ VE SİSTEMİN PERFORMANS ANALİZİ” adlı tez çalışması aşağıdaki jüri tarafından OY BİRLİĞİ ile Gazi Üniversitesi Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalında YÜKSEK LİSANS TEZİ olarak kabul edilmiştir.

**Danışman:** Dr. Öğr. Üyesi Ali İbrahim ATILGAN

Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalı, Gazi Üniversitesi

Bu tezin, kapsam ve kalite olarak Yüksek Lisans Tezi olduğunu onaylıyorum. ....

**Başkan:** Prof. Dr. İlhami HORUZ

Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalı, Gazi Üniversitesi

Bu tezin, kapsam ve kalite olarak Yüksek Lisans Tezi olduğunu onaylıyorum. ....

**Üye:** Doç. Dr. Murat Kadri AKTAŞ

Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalı, TOBB ETÜ

Bu tezin, kapsam ve kalite olarak Yüksek Lisans Tezi olduğunu onaylıyorum. ....

Tez Savunma Tarihi: 14/06/2019

Jüri tarafından kabul edilen bu çalışmanın Yüksek Lisans Tezi olması için gerekli şartları yerine getirdiğini onaylıyorum.

.....  
Prof. Dr. Sena YAŞYERLİ

Fen Bilimleri Enstitüsü Müdürü

## ETİK BEYAN

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

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

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

Ali Can YİĞİT

14/06/2019

# İTERATİF TASARIM MODELİ OLUŞTURULAN KAZAN SİSTEMİNDE FARKLI YÜKLER ALTINDAKİ ATEMPERATÖR ETKİSİ VE SİSTEMİN PERFORMANS

## ANALİZİ

(Yüksek Lisans Tezi)

Ali Can YİĞİT

GAZİ ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

Haziran 2019

## ÖZET

Atemperatörün sistemdeki görevi kızdırıcı çıkışı buhar sıcaklığını soğutma suyu ve kontrol vanası vasıtasıyla istenilen değerlere düşürmektir. Bu çalışmada 7,5 bar(g) çalışma basıncına sahip bir buhar kazanında yer alan kızdırıcı-atemperatör sisteminin ısı tasarım modeli oluşturulmuştur. İncelenen kazan sisteminin iteratif tasarım çıktıları %100 yük koşullarında pratik ölçüm verileriyle karşılaştırılmış ve tasarım çıktılarının pratik sonuçlarla yüksek oranda yakınsadığı görülerek yazılımın güvenilirliği başarılı bir şekilde test edilmiştir. Ardından iteratif tasarım modeli %80, %60, %50 ve %40 yük koşulları altında da uygulanmış ve sistem atemperatörsüz başka bir kazan sistemiyle karşılaştırılmıştır. Bu çalışmada tasarım modeli sayesinde bazı yük koşullarında uygulamada oluşabilecek mühendislik problemleri tespit edilip model üzerinden bu sorunlara bazı çözümler önerilmiştir. Önerilen farklı çözümler ışığında atemperatörün sistem üzerindeki etkisi farklı yükler altında tekrar incelenmiş ve tüm bulgular tablo ve grafiklerle yorumlanmıştır. Çalışma verilerine dayanarak atemperatörün genel anlamda kazan ısı kapasitesinde azaltıcı, verimli ısı oranı ve üretilen buhar kalitesinde artırıcı etkisi tespit edilmiştir. Atemperatör kullanımı aynı zamanda sistemde yakıt tüketimini azaltarak tasarruf sağlamaktadır. Çalışmada son olarak atemperatörün egzoz sıcaklığı, hava ısıtıcısı ve ekonomizer gibi diğer sistem bileşenleriyle ilişkisi incelenmiştir. Egzoz sıcaklığının düşürülmesi, ekonomizer veya hava ısıtıcılarından birinin by-pass edilmesinin sistemdeki atemperatör etkisi üzerindeki sonuçları çalışmanın son kısmında detaylı bir şekilde yorumlanmıştır.

Bilim Kodu : 91412  
Anahtar Kelimeler : Atemperatör, mathcad, iteratif termal tasarım  
Sayfa Adedi : 132  
Danışman : Dr. Öğr. Üyesi Ali İbrahim ATILGAN

DESUPERHEATER EFFECT AT THE BOILER SYSTEM HAVING ITERATIVE  
DESIGN MODEL UNDER VARIOUS LOADS AND SYSTEM PERFORMANCE  
ANALYSIS

(M. Sc. Thesis)

Ali Can YİĞİT

GAZİ UNIVERSITY

GRADUATE SCHOOL OF NATURAL AND APPLIED SCIENCES

June 2019

ABSTRACT

The aim of the desuperheater is to reduce steam temperature at superheater outlet to desired values using spray water and control valve. In this study, iterative thermal design model of a superheater-desuperheater system mounted at a boiler having working pressure of 7.5 bar(g) was completed using Mathcad software. Iterative design outputs were compared with practical measurement datas and it was shown that results are the same approximately. Therefore, system reliability was tested successfully. Then, iterative design model was also applied under 80%, 60%, 50% and 40% load condition and system with desuperheater was compared with another boiler system without desuperheater. Some possible engineering problems were detected during this study thanks to design model and a few solutions were offered to these problems. Desuperheater effect on the system was investigated again under different loads after these solutions and all the findings were interpreted with tables and graphics. In general, results show that desuperheater has a negative effect on system heat capacity while having a positive effect on usable heat ratio and produced steam quality. On the other hand, desuperheater ensures fuel saving reducing fuel consumption according to findings. Finally, relationship between desuperheater and other system components such as exhaust temperature, economiser and air preheater was investigated. Results of reducing of exhaust temperature, by-pass of an economiser or an air preheater on desuperheater effect were interpreted comprehensively at the final section of this study.

Science Code : 91412  
Key Words : Desuperheater, mathcad, iterative thermal design  
Page Number : 132  
Supervisor : Assist. Prof. Dr. Ali İbrahim ATILGAN

## TEŐEKKÖR

Bu çalışmada, değerli danışman hocam Dr. Öğretim Üyesi Sayın İbrahim ATILGAN'a, ilk günden beri varlığıyla ve desteğiyle hep yanımda olmuş yol arkadaşım, eşim ve dostum Meliha Kübra GÜRE'ye ve değerli aileme katkılarından dolayı teşekkür ederim. Kazandığım her başarı ve attığım her adımda olduğu gibi yine bu çalışmada da ilham kaynağım olan merhum babam Servet YİğİT'e sonsuz őükranlarımı sunarım.



## İÇİNDEKİLER

	<b>Sayfa</b>
ÖZET .....	iv
ABSTRACT .....	v
TEŞEKKÜR .....	vi
İÇİNDEKİLER .....	vii
ÇİZELGELERİN LİSTESİ .....	x
ŞEKİLLERİN LİSTESİ .....	xii
RESİMLERİN LİSTESİ .....	xv
SİMGELER VE KISALTMALAR .....	xix
1. GİRİŞ .....	1
2. LİTERATÜR .....	11
2.1. Konu ile İlgili Çalışmalar .....	11
2.2. Tez Çalışmasının İçeriği, Hedefleri ve Yöntemi .....	13
3. SİSTEMİN SAYISAL MODELLEMESİ .....	17
3.1. Temel Tasarım Kurulumu .....	25
3.1.1. Yanma odası .....	26
3.1.2. Kızdırıcı .....	27
3.1.3. Ön hava ısıtıcısı-1 .....	28
3.1.4. Ekonomizer-1 .....	29
3.1.5. Ekonomizer-2 .....	30
3.1.6. Ön hava ısıtıcısı-2 .....	32
3.1.7. Buharlaştırıcı .....	34
3.2. İteratif Detay Tasarım Modelinin Oluşturulması .....	35
3.2.1. Alev radyasyon odası iteratif modeli .....	36
3.2.2. Gaz radyasyon odası-1 iteratif modeli .....	42



	<b>Sayfa</b>
3.2.3. Gaz radyasyon odası-2 iteratif modeli.....	47
3.2.4. Kızdırıcı-atermatör iteratif modeli.....	48
3.2.5. Ön hava ısıtıcısı-1 iteratif modeli .....	60
3.2.6. Ekonomizer-1 iteratif modeli.....	66
3.2.7. Ekonomizer-2 iteratif modeli.....	74
3.2.8. Ön hava ısıtıcısı-2 iteratif modeli .....	75
3.2.9. Buharlaştırıcı iteratif modeli.....	77
3.3. Genel İterasyon Hesaplamaları.....	80
3.3.1. %100 yük genel iterasyon sonuçları.....	83
3.3.2. %100 yük genel iterasyon sonuçlarının saha verileri ile kıyaslanması .....	84
3.3.3. %80 yük genel iterasyon sonuçları.....	89
3.3.4. %60 yük genel iterasyon sonuçları.....	91
3.3.5. %50 yük genel iterasyon sonuçları.....	93
3.3.6. %40 yük genel iterasyon sonuçları.....	94
4. BULGULAR VE ANALİZ.....	97
4.1. Tasarım Çıktılarının Atermatör Etkisi Açısından Değerlendirilmesi .....	97
4.2. Egzoz Sıcaklığının Düşürülmesi .....	103
4.3. Adet Hava Isıtıcısının By-Pass Edilmesi.....	107
4.4. 1 Adet Ekonomizerin By-Pass Edilmesi .....	109
4.5. Tüm Yükler Bazında Yöntemlerin Karşılaştırılması ve Uygun Yöntemin Belirlenmesi.....	110
4.6. Belirlenen Yeni Yöntemlere Göre Atermatör Etkisinin İncelenmesi.....	112
5. SONUÇ VE ÖNERİLER.....	119
KAYNAKLAR .....	125
EKLER .....	129
EK-1. İteratif ısıl tasarım modelinin algoritması.....	130

	<b>Sayfa</b>
EK-2. Saha ölçüm sonuçları .....	131
ÖZGEÇMİŞ .....	132



## ÇİZELGELERİN LİSTESİ

<b>Çizelge</b>	<b>Sayfa</b>
Çizelge 3.1. Sistem girdi değerleri.....	18
Çizelge 3.2. Temel tasarım değerleri .....	35
Çizelge 3.3. Gaz radyasyon odası-1 konstrüksiyon bilgileri .....	42
Çizelge 3.4. Gaz radyasyon odası-2 konstrüksiyon bilgileri .....	47
Çizelge 3.5. Kızdırıcı konstrüksiyon ve akış bilgileri.....	48
Çizelge 3.6. Hava ısıtıcısı-1 konstrüksiyon ve akış bilgileri .....	61
Çizelge 3.7. Ekonomizer-1 konstrüksiyon ve akış bilgileri.....	66
Çizelge 3.8. Ekonomizer-2 konstrüksiyon ve akış bilgileri.....	74
Çizelge 3.9. Ön hava ısıtıcısı-2 konstrüksiyon ve akış bilgileri .....	75
Çizelge 3.10. Buharlaştırıcı konstrüksiyon ve akış bilgileri.....	77
Çizelge 3.11. %100 yük genel iterasyon sistem değerleri .....	83
Çizelge 3.12. %100 yük genel iterasyon-soğuk akışkan sıcaklık değerleri, °C.....	83
Çizelge 3.13. %100 yük genel iterasyon – sıcak akışkan sıcaklık değerleri, °C .....	84
Çizelge 3.14. %100 yük genel iterasyon ekipman ısı değerleri, kW .....	84
Çizelge 3.15. Kararlı rejim ölçüm değerleri ile tasarım değerlerinin karşılaştırılması...	89
Çizelge 3.16. %80 yük genel iterasyon değerleri .....	90
Çizelge 3.17. %80 yük genel iterasyon – soğuk akışkan sıcaklık değerleri, °C.....	90
Çizelge 3.18. %80 yük genel iterasyon – sıcak akışkan sıcaklık değerleri, °C .....	90
Çizelge 3.19. %80 yük genel iterasyon ekipman ısı değerleri, kW .....	91
Çizelge 3.20. %60 yük genel iterasyon sistem değerleri .....	91
Çizelge 3.21. %60 yük genel iterasyon - soğuk akışkan sıcaklık değerleri, °C.....	92
Çizelge 3.22. %60 yük genel iterasyon - sıcak akışkan sıcaklık değerleri, °C.....	92
Çizelge 3.23. %60 yük genel iterasyon ekipman ısı değerleri, kW .....	92
Çizelge 3.24. %50 yük genel iterasyon sistem değerleri .....	93
Çizelge 3.25. %50 yük genel iterasyon - soğuk akışkan sıcaklık değerleri, °C.....	93

<b>Çizelge</b>	<b>Sayfa</b>
Çizelge 3.26. %50 yük genel iterasyon - sıcak akışkan sıcaklık değerleri, °C .....	94
Çizelge 3.27. %50 yük genel iterasyon ekipman ısı değerleri, kW .....	94
Çizelge 3.28. %40 yük genel iterasyon sistem değerleri .....	95
Çizelge 3.29. %40 yük genel iterasyon - soğuk akışkan sıcaklık değerleri, °C.....	95
Çizelge 3.30. %40 yük genel iterasyon - sıcak akışkan sıcaklık değerleri, °C .....	95
Çizelge 3.31. %40 yük genel iterasyon ekipman ısı değerleri, kW .....	96
Çizelge 4.1. Atempertörün soğutma suyu ve sistem debisi üzerindeki etkisi.....	97
Çizelge 4.2. Atempertörün farklı yükler altında kazan ve kızdırıcı ısısına etkisi .....	98
Çizelge 4.3. Atempertörlü ve atempertörsüz sistemin değer karşılaştırmaları.....	101
Çizelge 4.4. Farklı yükler altında besleme suyu-buharlaştırma sıcaklığı karşılaştırması ..	102
Çizelge 4.5. Yeni egzoz sıcaklığına göre %80 ve %60 yük değerleri-1 .....	105
Çizelge 4.6. Yeni egzoz sıcaklığına göre %80 ve %60 yük değerleri-2.....	106
Çizelge 4.7. Yeni egzoz sıcaklığına göre %80 ve %60 yük değerleri-3.....	106
Çizelge 4.8. Önerilen çözümlere göre atempertörlü ve atempertörsüz sistemin değer karşılaştırmaları .....	117

## ŞEKİLLERİN LİSTESİ

<b>Şekil</b>	<b>Sayfa</b>
Şekil 1.1. Küresel kaynaklar bazında birincil enerji tüketim oranları .....	1
Şekil 1.2. Türkiye bazında birincil enerji tüketim oranları .....	2
Şekil 1.3. Kabarcıklı ve dolaşımli akışkan yatak örnekleri .....	6
Şekil 1.4. Akışkan yatak sistemi örneği .....	6
Şekil 1.5. Su borulu kazandaki su sirkülasyonu .....	8
Şekil 1.6. Su borulu kazandaki sirkülasyon sistemi bileşenleri; 1-dram, 2-iniş boruları, 3-kolektörler, 4-çıkış boruları, 5- dram su ayırım borusu, 6-dram buhar ayırım borusu, 7-doymuş buhar çıkış hattı .....	8
Şekil 1.7. Kazan enerji dengesi.....	9
Şekil 2.1. Atempertör çalışma prensibi [34] .....	14
Şekil 2.2. Sistem akış şeması .....	15
Şekil 3.1. İncelenen sistemin genel akış modeli .....	17
Şekil 3.2. MathCad matris formu-1 .....	19
Şekil 3.3. MathCad matris formu-2 .....	20
Şekil 3.4. MathCad matris formu-3 .....	20
Şekil 3.5. MathCad matris formu-4 .....	21
Şekil 3.6. MathCad matris formu-5 .....	42
Şekil 3.7. MathCad matris formu-6 .....	47
Şekil 3.8. MathCad matris formu-7 .....	48
Şekil 3.9. MathCad matris formu-8 .....	60
Şekil 3.10. MathCad matris formu-9 .....	66
Şekil 3.11. MathCad matris formu-10 .....	73
Şekil 3.12. MathCad matris formu-11 .....	75
Şekil 3.13. MathCad matris formu-12 .....	76
Şekil 3.14. MathCad matris formu-13 .....	81
Şekil 3.15. Gaz radyasyonu odası çıkış sıcaklığının zamana bağlı ölçüm değerleri .....	87

<b>Şekil</b>	<b>Sayfa</b>
Şekil 3.16. Yanma odası gaz çıkış sıcaklığının zamana bağlı ölçüm değerleri .....	87
Şekil 3.17. Kızdırıcı gaz çıkış sıcaklığının zamana bağlı ölçüm değerleri .....	88
Şekil 3.18. Atempertör giriş ve çıkış sıcaklığı zamana bağlı ölçüm değerleri.....	88
Şekil 3.19. Buhar basıncı ve buhar debisi ölçüm değerleri.....	89
Şekil 4.1. Atempertörsüz sistem MathCad akış algoritması .....	97
Şekil 4.2. Farklı yüklerdeki atemperatör kullanımının normal şartlardaki kazan ile kazan yükü açısından kıyaslanması .....	99
Şekil 4.3. Atempertörün farklı yüklerde kızdırıcının sistemdeki payına etkisi.....	100
Şekil 4.4. Atempertörün sistem parametreleri üzerindeki yüzdellik etkisi .....	102
Şekil 4.5. Egzoz sıcaklığı güvenli bölge analizi .....	105
Şekil 4.6. Hava ısıtıcısı by-pass yöntemi MathCad akış algoritması.....	107
Şekil 4.7. Farklı yükler altında hava ısıtıcısı by-pass yöntemi çıktıları (102°C su girişi).....	107
Şekil 4.8. Farklı yükler altında hava ısıtıcısı by-pass yöntemi çıktıları (140°C su girişi).....	108
Şekil 4.9. Ekonomizer by-pass yöntemi MathCad akış algoritması .....	109
Şekil 4.10. Farklı yükler altında ekonomizer by-pass yöntemi çıktıları (102°C su girişi).....	110
Şekil 4.11. Farklı yükler altında ekonomizer by-pass yöntemi çıktıları (140°C su girişi).....	110
Şekil 4.12. %80 yük uygun yöntem tespiti .....	111
Şekil 4.13. %60 yük uygun yöntem tespiti .....	111
Şekil 4.14. %50 yük uygun yöntem tespiti .....	112
Şekil 4.15. %40 yük uygun yöntem tespiti .....	112
Şekil 4.16. Önerilen çözümlere göre atemperatörün soğutma suyu ve sistem debisi üzerindeki etkisi .....	113
Şekil 4.17. Önerilen çözümlere göre atemperatörün farklı yükler altında kazan ve kızdırıcı ısısına etkisi .....	113
Şekil 4.18. Önerilen çözümlere göre farklı yüklerdeki atemperatör kullanımının normal şartlardaki kazan ile kazan yükü açısından kıyaslanması .....	114

<b>Şekil</b>	<b>Sayfa</b>
Şekil 4.19. Önerilen çözümlere göre atemperatörün farklı yüklerde kızdırıcının sistemdeki payına etkisi.....	115
Şekil 4.20. Önerilen çözümlere göre atemperatörlü ve atemperatörsüz sistemin değer karşılaştırmaları .....	118



## RESİMLERİN LİSTESİ

<b>Resim</b>	<b>Sayfa</b>
Resim 3.1. İncelenen kazan üç boyutlu modeli .....	18
Resim 3.2. MathCad birinci iterasyon ekran görüntüsü-1 .....	21
Resim 3.3. MathCad birinci iterasyon ekran görüntüsü-2 .....	22
Resim 3.4. MathCad birinci iterasyon ekran görüntüsü-3 .....	24
Resim 3.5. MathCad birinci iterasyon ekran görüntüsü-4 .....	25
Resim 3.6. MathCad birinci iterasyon ekran görüntüsü-5 .....	26
Resim 3.7. Kızdırıcının üç boyutlu modeli.....	27
Resim 3.8. Kızdırıcı üç boyutlu model kesit görüntüsü.....	27
Resim 3.9. MathCad birinci iterasyon ekran görüntüsü-6 .....	28
Resim 3.10. MathCad birinci iterasyon ekran görüntüsü-7 .....	28
Resim 3.11. MathCad birinci iterasyon ekran görüntüsü-8 .....	29
Resim 3.12. Ekonomizer-1 üç boyutlu modeli .....	29
Resim 3.13. MathCad birinci iterasyon ekran görüntüsü-9 .....	30
Resim 3.14. Ekonomizer-2 üç boyutlu modeli .....	30
Resim 3.15. Ekonomizer yerleşimi üç boyutlu modeli.....	31
Resim 3.16. Ekonomizer yerleşimi kesit modeli .....	31
Resim 3.17. MathCad birinci iterasyon ekran görüntüsü-10 .....	32
Resim 3.18. Ön hava ısıtıcısı-2 üç boyutlu modeli.....	32
Resim 3.19. Ön hava ısıtıcısı-2 kesit modeli .....	33
Resim 3.20. MathCad birinci iterasyon ekran görüntüsü-11 .....	33
Resim 3.21. Buharlaştırıcı üç boyutlu modeli .....	34
Resim 3.22. Buharlaştırıcı kesit modeli.....	34
Resim 3.23. MathCad birinci iterasyon ekran görüntüsü-12 .....	35
Resim 3.24. MathCad birinci iterasyon ekran görüntüsü-13 .....	37
Resim 3.25. MathCad birinci iterasyon ekran görüntüsü-14 .....	38



<b>Resim</b>	<b>Sayfa</b>
Resim 3.26. MathCad birinci iterasyon ekran görüntüsü-15 .....	39
Resim 3.27. MathCad birinci iterasyon ekran görüntüsü-16 .....	40
Resim 3.28. MathCad birinci iterasyon ekran görüntüsü-17 .....	41
Resim 3.29. MathCad birinci iterasyon ekran görüntüsü-18 .....	43
Resim 3.30. MathCad birinci iterasyon ekran görüntüsü-19 .....	44
Resim 3.31. MathCad birinci iterasyon ekran görüntüsü-20 .....	44
Resim 3.32. MathCad birinci iterasyon ekran görüntüsü-21 .....	45
Resim 3.33. MathCad birinci iterasyon ekran görüntüsü-22 .....	45
Resim 3.34. MathCad birinci iterasyon ekran görüntüsü-23 .....	46
Resim 3.35. MathCad birinci iterasyon ekran görüntüsü-24 .....	46
Resim 3.36. MathCad birinci iterasyon ekran görüntüsü-25 .....	47
Resim 3.37. MathCad birinci iterasyon ekran görüntüsü-26 .....	51
Resim 3.38. MathCad birinci iterasyon ekran görüntüsü-27 .....	52
Resim 3.39. MathCad birinci iterasyon ekran görüntüsü-28 .....	52
Resim 3.40. MathCad birinci iterasyon ekran görüntüsü-29 .....	52
Resim 3.41. MathCad birinci iterasyon ekran görüntüsü-30 .....	52
Resim 3.42. MathCad birinci iterasyon ekran görüntüsü-31 .....	53
Resim 3.43. MathCad birinci iterasyon ekran görüntüsü-32 .....	53
Resim 3.44. MathCad birinci iterasyon ekran görüntüsü-33 .....	53
Resim 3.45. MathCad birinci iterasyon ekran görüntüsü-34 .....	54
Resim 3.46. MathCad birinci iterasyon ekran görüntüsü-35 .....	54
Resim 3.47. MathCad birinci iterasyon ekran görüntüsü-36 .....	54
Resim 3.48. MathCad birinci iterasyon ekran görüntüsü-37 .....	55
Resim 3.49. MathCad birinci iterasyon ekran görüntüsü-38 .....	55
Resim 3.50. MathCad birinci iterasyon ekran görüntüsü-39 .....	55
Resim 3.51. MathCad birinci iterasyon ekran görüntüsü-40 .....	56

<b>Resim</b>	<b>Sayfa</b>
Resim 3.52. MathCad birinci iterasyon ekran görüntüsü-41 .....	56
Resim 3.53. MathCad birinci iterasyon ekran görüntüsü-42 .....	57
Resim 3.54. MathCad birinci iterasyon ekran görüntüsü-43 .....	57
Resim 3.55. MathCad birinci iterasyon ekran görüntüsü-44 .....	57
Resim 3.56. MathCad birinci iterasyon ekran görüntüsü-45 .....	57
Resim 3.57. MathCad birinci iterasyon ekran görüntüsü-46 .....	58
Resim 3.58. MathCad birinci iterasyon ekran görüntüsü-47 .....	58
Resim 3.59. MathCad birinci iterasyon ekran görüntüsü-48 .....	58
Resim 3.60. MathCad birinci iterasyon ekran görüntüsü-49 .....	59
Resim 3.61. MathCad birinci iterasyon ekran görüntüsü-50 .....	59
Resim 3.62. MathCad birinci iterasyon ekran görüntüsü-51 .....	61
Resim 3.63. MathCad birinci iterasyon ekran görüntüsü-52 .....	61
Resim 3.64. MathCad birinci iterasyon ekran görüntüsü-53 .....	62
Resim 3.65. MathCad birinci iterasyon ekran görüntüsü-54 .....	62
Resim 3.66. MathCad birinci iterasyon ekran görüntüsü-55 .....	63
Resim 3.67. MathCad birinci iterasyon ekran görüntüsü-56 .....	63
Resim 3.68. MathCad birinci iterasyon ekran görüntüsü-57 .....	64
Resim 3.69. MathCad birinci iterasyon ekran görüntüsü-58 .....	64
Resim 3.70. MathCad birinci iterasyon ekran görüntüsü-59 .....	64
Resim 3.71. MathCad birinci iterasyon ekran görüntüsü-60 .....	65
Resim 3.72. MathCad birinci iterasyon ekran görüntüsü-61 .....	65
Resim 3.73. MathCad birinci iterasyon ekran görüntüsü-62 .....	66
Resim 3.74. MathCad birinci iterasyon ekran görüntüsü-63 .....	67
Resim 3.75. MathCad birinci iterasyon ekran görüntüsü-64 .....	68
Resim 3.76. MathCad birinci iterasyon ekran görüntüsü-65 .....	69
Resim 3.77. MathCad birinci iterasyon ekran görüntüsü-66 .....	69

<b>Resim</b>	<b>Sayfa</b>
Resim 3.78. MathCad birinci iterasyon ekran görüntüsü-67 .....	70
Resim 3.79. MathCad birinci iterasyon ekran görüntüsü-68 .....	70
Resim 3.80. MathCad birinci iterasyon ekran görüntüsü-69 .....	71
Resim 3.81. MathCad birinci iterasyon ekran görüntüsü-70 .....	71
Resim 3.82. MathCad birinci iterasyon ekran görüntüsü-71 .....	72
Resim 3.83. MathCad birinci iterasyon ekran görüntüsü-72 .....	72
Resim 3.84. MathCad birinci iterasyon ekran görüntüsü-73 .....	73
Resim 3.85. MathCad birinci iterasyon ekran görüntüsü-74 .....	77
Resim 3.86. MathCad birinci iterasyon ekran görüntüsü-75 .....	78
Resim 3.87. MathCad birinci iterasyon ekran görüntüsü-76 .....	79
Resim 3.88. MathCad birinci iterasyon ekran görüntüsü-77 .....	79
Resim 3.89. MathCad birinci iterasyon ekran görüntüsü-78 .....	80
Resim 3.90. MathCad birinci iterasyon ekran görüntüsü-79 .....	82
Resim 3.91. MathCad birinci iterasyon ekran görüntüsü-80 .....	82
Resim 3.92. Kontrol panosu saha ölçüm sonuçları ekran görüntüsü-1 .....	85
Resim 3.93. Kontrol panosu saha ölçüm sonuçları ekran görüntüsü-2.....	85
Resim 3.94. Kontrol panosu saha ölçüm sonuçları ekran görüntüsü-3.....	86
Resim 3.95. Kontrol panosu saha ölçüm sonuçları ekran görüntüsü-4.....	86

## SİMGELER VE KISALTMALAR

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

<b>Simgeler</b>	<b>Açıklamalar</b>
$\Delta T_{log}$	Buhar – duman gazı logaritmik sıcaklık farkı (K)
<b>a</b>	En (m)
<b>A</b>	Isı transfer yüzey alanı (m <sup>2</sup> )
<b>A<sub>F</sub></b>	Alev radyasyon odası efektif soğutma yüzeyi (m <sup>2</sup> )
<b>A<sub>fr</sub></b>	Serbest gaz geçiş kesit alanı (m <sup>2</sup> )
<b>b</b>	Duman gazı geçiş genişliği (m)
<b>C</b>	Alev radyasyon odası efektif radyasyon katsayısı (kJ/ m <sup>2</sup> hK <sup>4</sup> )
<b>c</b>	Boy (m)
<b>cg</b>	Duman gazı özgül ısı değeri (kJ/m <sup>3</sup> K)
<b>di</b>	Boru iç çapı (mm)
<b>dia</b>	Boru dış çapı (mm)
<b>fl</b>	Boru kirlilik faktörü (W/m <sup>2</sup> K)
<b>ϕG</b>	Duman gazı debisi (m <sup>3</sup> /h)
<b>h</b>	Yükseklik (m)
<b>h1</b>	Temel tasarım 102°C su entalpisi (kJ/kg)
<b>h2</b>	Temel tasarım 160°C su entalpisi (kJ/kg)
<b>h3</b>	Temel tasarım doymuş su entalpisi (kJ/kg)
<b>h4</b>	Temel tasarım doymuş buhar entalpisi (kJ/kg)
<b>h5</b>	Temel tasarım kızgın buhar entalpisi (kJ/kg)
<b>hcw</b>	Atemperatör 102°C 7,5bar(g) soğutma suyu entalpisi (kJ/kg)
<b>Hd</b>	Hidrolik çap (m)
<b>hga</b>	Duman gazı çıkış sıcaklığı ısı içerdiği (kJ/m <sup>3</sup> )
<b>hge</b>	Duman gazı giriş sıcaklığı ısı içerdiği (kJ/m <sup>3</sup> )
<b>hla</b>	Hava çıkış sıcaklığı ısı içerdiği (kJ/m <sup>3</sup> )
<b>hle</b>	Hava giriş sıcaklığı ısı içerdiği (kJ/m <sup>3</sup> )
<b>hS</b>	Doymuş su entalpisi (kJ/kg)
<b>hsa</b>	Buhar çıkış entalpisi (kJ/kg)

<b>Simgeler</b>	<b>Açıklamalar</b>
<b>hse</b>	Buhar giriş entalpisi (kJ/kg)
<b>hss</b>	Doymuş buhar entalpisi (kJ/kg)
<b>hsys</b>	Sisteme verilen 200°C 7,5bar(g) kızgın buhar entalpisi (kJ/kg)
<b>Hu</b>	Yakıt alt ısı değeri (kJ/kg)
<b>hwi</b>	Kazana beslenen 102°C 7,5bar(g) su entalpisi (kJ/kg)
<b>l</b>	Duman gazı net geçiş uzunluğu (m)
<b><math>\Phi_L</math></b>	Hava debisi (m <sup>3</sup> /h)
<b>lk</b>	Duman gazı geçiş uzunluğu (m)
<b>m</b>	Kuruluk derecesi (%)
<b>n</b>	Dizi başına boru sayısı
<b><math>\eta</math></b>	Duman gazı dinamik viskozitesi (kg/ms)
<b>Nc</b>	Net ısı kapasitesi (kW)
<b>np</b>	Paralel boru sayısı
<b>Qah1</b>	Ön hava ısıtıcısı-1 ısı kapasitesi (kW)
<b>Qah2</b>	Ön hava ısıtıcısı-2 ısı kapasitesi (kW)
<b>Qboiler</b>	Kazan ısı transferi (kW)
<b>Qcr</b>	Alev radyasyon odası ısı kapasitesi (kW)
<b>Qeco1</b>	Ekonomizer-1 ısı kapasitesi (kW)
<b>Qeco2</b>	Ekonomizer-2 ısı kapasitesi (kW)
<b>Qevap</b>	Buharlaştırıcı ısı kapasitesi (kW)
<b>QF</b>	Yakıtı verilen ısı (kW)
<b>QG</b>	Duman gazı genel ısı transferi (kW)
<b>Qgr</b>	Gaz radyasyon odası-1 ısı kapasitesi (kW)
<b>Qgr2</b>	Gaz radyasyon odası-2 ısı kapasitesi (kW)
<b>QL</b>	Hava genel ısı transferi (kW)
<b>QL</b>	Havaya verilen ısı (kW)
<b>Qsh</b>	Kızdırıcı toplam ısı transferi (kW)
<b>Qt</b>	Toplam kazan ısısı (kW)
<b>Qw</b>	Su/buhar genel ısı transferi (kW)
<b>Re</b>	Duman gazı Reynolds değeri
<b>Tc</b>	Termal kapasite (kW)

<b>Simgeler</b>	<b>Açıklamalar</b>
<b>Tga</b>	Duman gazı çıkış sıcaklığı (°C)
<b>Tge</b>	Duman gazı giriş sıcaklığı (°C)
<b>Tgort</b>	Duman gazı ortalama sıcaklığı (°C)
<b>tl</b>	İki boru kesiti arasındaki düşey mesafe (mm)
<b>tq</b>	İki boru kesiti arasındaki yatay mesafe (mm)
<b>Ts</b>	Kazan basıncı doymuş buhar sıcaklığı (°C)
<b>Tsa</b>	Su/buhar çıkış sıcaklığı (°C)
<b>Tse</b>	Su/buhar giriş sıcaklığı (°C)
<b>Tw</b>	Duvar sıcaklığı (°C)
<b>Twalla</b>	Boru film çıkış sıcaklığı (°C)
<b>Twalle</b>	Boru film giriş sıcaklığı (°C)
<b>Twort</b>	Ortalama boru film sıcaklığı (°C)
<b>wt</b>	Kızdırıcı boru et kalınlığı (mm)
<b>z</b>	Boru dizi sayısı
<b><math>\alpha_B</math></b>	Duman gazı konvektif ısı transfer katsayısı (W/m <sup>2</sup> K)
<b><math>\alpha_{in}</math></b>	Akışkana aktarılan iç ısı transfer katsayısı (W/m <sup>2</sup> K)
<b><math>\Delta T_{log}</math></b>	Logaritmik sıcaklık farkı (°C)
<b><math>\zeta_{ab}</math></b>	Egzoz gazı bağıl ısı kaybı (%)
<b><math>\zeta_{un}</math></b>	Yanmamış yakıt kaybı (%)
<b><math>\zeta_v</math></b>	Bağıl ısı kaybı (%)
<b><math>\eta</math></b>	Verim (%)
<b><math>\lambda_g</math></b>	Duman gazı iletkenlik değeri (W/mK)
<b><math>\lambda_m</math></b>	Metal malzeme iletkenlik değeri (W/mK)
<b><math>v_G</math></b>	Duman gazı yoğunluğu (kg/m <sup>3</sup> )
<b><math>v_L</math></b>	Teorik hava yoğunluğu (kg/m <sup>3</sup> )
<b><math>v_{La}</math></b>	Gerçek hava yoğunluğu (kg/m <sup>3</sup> )
<b><math>\rho</math></b>	Duman gazı yoğunluğu (kg/m <sup>3</sup> )
<b><math>\Phi_B</math></b>	Kaba yakıt tüketimi (kg/h)
<b><math>\Phi_{Bnet}</math></b>	Net yakıt tüketimi (kg/h)
<b><math>\Phi_{boiler}</math></b>	Kazan debisi (kg/h)
<b><math>\Phi_{cw}</math></b>	Soğutma suyu debisi (kg/h)
<b><math>\Phi_{sh}</math></b>	Kızdırıcı debisi (kg/h)

**Simgeler****Açıklamalar** **$\Phi_{\text{sys}}$** 

Sistem su/buhar kapasitesi (kg/h)

 **$\omega_g$** 

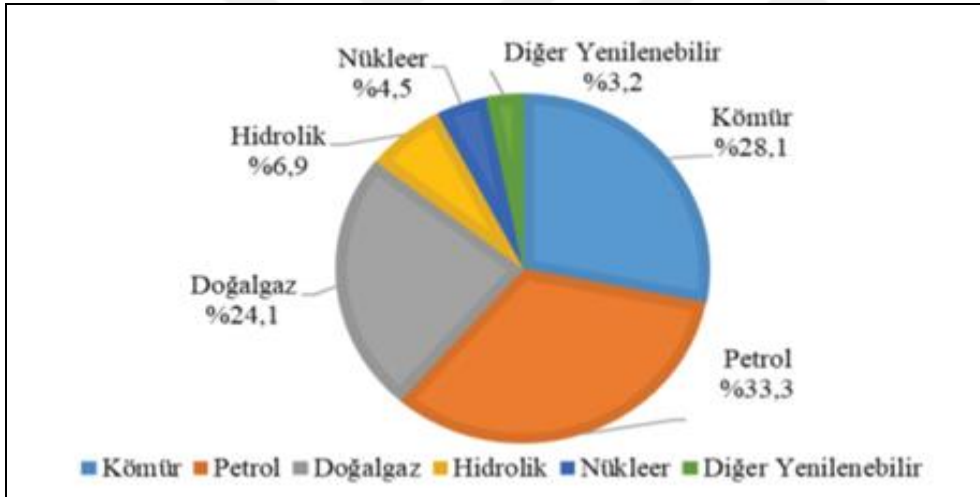
Duman gazı hızı (m/s)



## 1. GİRİŞ

Dünya enerji ihtiyacı büyük oranda kömür, petrol ve doğalgazdan oluşan ve tükendiğinde yerine yenisi gelmeyecek olan, kullanıldıkça da çevre kirliliğini arttıran fosil yakıtlardan karşılanmaktadır.

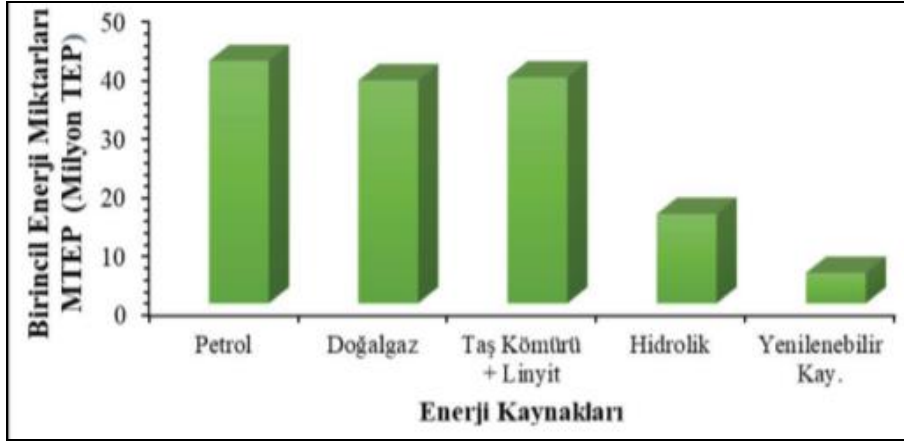
2016 yılı itibariyle dünyada çeşitli enerji kaynakları kullanılırken, bu kaynakları %85,5 oranı ile doğalgaz, petrol ve kömür vb. fosil kaynaklar kapsamaktadır [1]. 2016 yılında elde edilen bilgilere göre; petrol, dünya çapında enerji tüketiminde %33,3'ü ile en yüksek miktarda olmaktadır. Petrolü takip ederek, dünya genelinde enerji tüketiminde ikinci sırada kömür %28,1'ini, doğalgaz ise %24,1'ini hidrolik enerji %6,9'unu, nükleer enerji %4,5'ini ve son olarak yenilenebilir enerji kaynaklarından %3,2'sini tüketilmektedir [1].



Şekil 1.1. Küresel kaynaklar bazında birincil enerji tüketim oranları [1]

Ülkemiz 2016 yılı Türkiye geneli birincil enerji tüketiminin kaynaklar bakımından dağılımı ise Şekil 1.2'de özetlenmiştir. 2015 yılında birincil enerji kaynakları bakımından enerji tüketim miktarı 131,9 milyon TEP iken, 2016 yılında toplamda 137,9 milyon TEP (ton eşdeğer petrol) olarak hesaplanmıştır. Bu birincil enerji kaynakları bakımında enerji tüketiminin 2023 yılında 218 milyon TEP'e ulaşacağı öngörülmektedir. Şekil 1.2'de görüldüğü üzere Türkiye geneli birincil enerji tüketiminin kaynaklar bakımından bakıldığında petrol ilk sırada 41,2 milyon TEP miktarı ile bulunmaktadır. Ardından bu tüketim doğal gaz, taş kömürü+linyit ile devam etmektedir.





Şekil 1.2. Türkiye bazında birincil enerji tüketim oranları [1]

Bu veriler ışığında günümüzde fosil yakıtların hala dünyada ve özellikle ülkemizde etkin bir rolü olduğunu söylemek gerekir.

Enerji üretiminde çevreyi en çok kirleten fosil yakıtlardan olan kömürün geleneksel yakma sistemlerinde yakılmasının çevreye olan olumsuz etkileri, bugüne kadar geliştirilmiş ve uygulanan yakma teknikleri ve baca gazı arıtma sistemleriyle azaltılmaya çalışılmış ve bunda da önemli başarılar elde edilmiştir. Son yıllarda bir yandan çevreyi en az kirletecek teknolojiler uygulamaya konulurken diğer taraftan ise yüksek verim ve düşük yakıt tüketimiyle yakıt rezervlerinin en ekonomik şekilde kullanımını sağlayacak dolayısıyla daha az çevresel etkiyle enerji üretebilecek teknolojilerin geliştirilmesi ve uygulamaya konulmasına yönelik çalışmalar ağırlık kazanmıştır. Bu kapsamda yer alan teknolojilerden birisi akışkan yatakta yakma teknolojisidir.

Akışkan yatakta yakma, kömür yakma teknolojisinde en büyük aşamadır. Bu sistemler birçok yönden diğer yakma sistemlerine göre avantajlı olmakla birlikte bu tip yakma sistemlerinde düşük kaliteli kömürlerin yakılabilmesi, iyi bir katı-gaz karışımının sağlanmasıyla mümkün hale gelmektedir. Böylece daha verimli ve temiz bir kömür yakma ve kazan verimliliği elde edilmektedir.

Sistemin çalışma prensibi şu şekilde izah edilebilir; ince taneli katı parçacıklardan oluşan bir yatağa, aşağıdan yukarıya doğru düşük hızlı hava veya herhangi bir gaz akımı verildiğinde bu hava katı parçacıklar arasından geçerek yukarı çıkar. Hava hızı artırılarak öyle bir an gelir ki parçacıkların bir kısmı yukarıya doğru harekete zorlanır ve akım içinde

asılı duruma geçer. Yatak içinde basınç düşüşünün, yatağın birim yüzeye düşen ağırlığına eşit olduğu ana “yatağın akışkan hale gelme anı”, bu andaki hıza da “minimum akışkanlaşma hızı” denilir. Hız, bu kritik hızın üzerine çıkarılacak olursa yatak kabarmaya başlar. Verilen havanın büyük bir kısmı yatak arasından kabarcıklar halinde geçer. Akış hızı, kritik hızın 3-5 katı arasında bir değere ulaştığında sistem, parçacıkların çabucak birbirine karıştığı yüksek bir türbülans nitelik kazanır. Bu şekli ile yatak, şiddetli kaynayan bir sıvı görünümündedir ve sıvının birçok özelliklerini taşımaktadır. Katı parçacıklara böyle bir yatak içerisinde akışkan özellik kazandırılmasına “akışkanlaştırma” denilir. Şiddetli karışım, yatak içinde tek düzeye yakın sıcaklık dağılımı, yüksek ısı transfer hızları, kolay ve çabuk kontrol olanakları sağlamaktadır. Ayrıca katı ve hava arasında ısı transferi kolaylaşır. Hava kabarcıkları yüzeye doğru yükseldikçe büyürler ve yukarı doğru yükselirken katıları da beraberinde sürüklerler. Dolayısıyla hava kabarcıkları, katıların taşınmasında önemli rol oynamaktadırlar. Kabarcıklar yatak yüzeyine çıktıkları zaman patlarlar. Taşıdıkları katı parçacıklar etrafa saçılır ve çok büyük bir kısmı yeniden yüzeye geri döner. Gaz fazı ve katı fazı olmak üzere iki fazlı bir ortama sahip böyle bir sistemde, hem hava ile katı parçacıklar ve hem de özellikle katı parçacıklar arasında çok iyi bir temas olanağı vardır.

Bu sistemlerde yanma akışkanlaştırılmış yatakta olur. Akışkan yatağın büyük bölümü yanmaya katılmayan (kül, kum, kireçtaşı vb.) maddelerden oluşur ve kömür gazlaşma ve tutuşma ısısının (iç tüketim ısısı) sağlanmasında büyük bir ısı deposu işlevi görür.

Akışkan yataklı yakma sistemleri başlıca iki ana grupta toplanmaktadır:

1. Kabarcıklı akışkan yataklı yakma sistemi
2. Dolaşımli akışkan yataklı yakma sistemi

Kabarcıklı akışkan yataklı yakma sistemi, akışkanlaştırılmış sabit yatak sistemi olup bu sistem, düşük akışkanlaşma hızlarında çalışan bir yakma sistemidir. Düşük kaliteli yakıtların verimli ve çevre ile uyumlu biçimde yakılması amacıyla alternatif olarak ortaya çıkmıştır. Bu sistemde:

- Akışkanlaşma hızı düşüktür ve 1-3 m/s dolaylarındadır.

- Yatak içerisinde boru ısı aktarım demetleri bulunması durumunda yatak yüksekliği 1.2-1.5m arasında değişmektedir.
- Yakıt besleme yatak üstünden ve yatak altından olabilmektedir.
- Bu sistemler günümüzde genelde 50 MW ve üzerindeki ısı kapasitelerinde uygulanabilmektedir
- Bu sistemde yanma veriminin artırılması için yakma havası bir hava ısıtıcısında 9-200 °C'a kadar ön ısıtma yaptıktan sonra sisteme gönderilir.
- Bu sistemler küçük ve orta ısı kapasitelerinde kullanılır.

Dolaşimli akışkan yataklı yakma sistemi, yakma hava hızı yüksek ve yatak malzemesi ile yanan malzemenin gazlarda siklon yardımıyla ayrıştırılıp yanma odasına geri gönderilmesiyle katı dolaşımın sağlanması esasına dayanan bir sistemdir. Bu sistemler orta ve büyük ısı kapasitelerinde kullanılır. Dolaşimli akışkan yataklar, sabit akışkan yataklarda söz konusu olan maksimum akışkanlaşma hızlarından daha yüksek hızlarda çalıştırılmaktadır. Ki bu hızlarda yatak içinde bulunan tanecikler yatak dışına sürüklenir ve bir siklon toplayıcıda sıcak gazlardan ayrıştırılarak yanma odasına geri beslenirler. Dolaşimli akışkan yataklı kazanlarda yanmanın daha yüksek türbülans ve depolanmış ısı, daha uzun yatak filtreleme ve yatakta kalma süreleri ile buna bağlı emisyon filtreleme koşullarının daha da etkinleştirilmesi sonucu, kabarcıklı yataklara kıyasla daha büyük ısı kapasitelere ve daha az absorbent kullanılarak daha yüksek SO<sub>2</sub> tutma verimlerine ulaşmak mümkün olmaktadır.

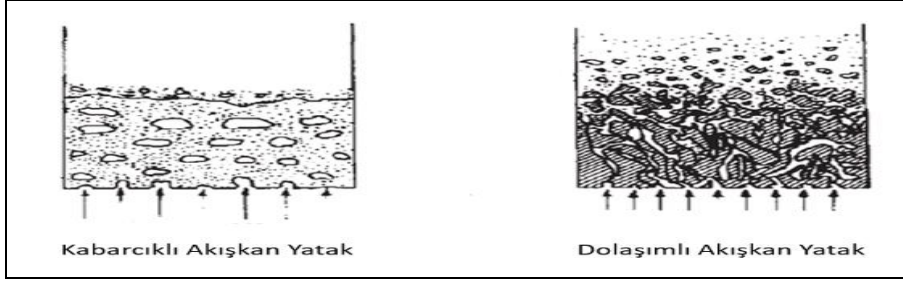
Bu çalışmada incelenen kazan dolaşimli akışkan yatak sistemine sahiptir.

Akışkan yatakların endüstride uygulanan diğer sistemlere göre bazı temel üstünlükleri vardır. Bunları genel olarak aşağıdaki gibi sıralayabiliriz:

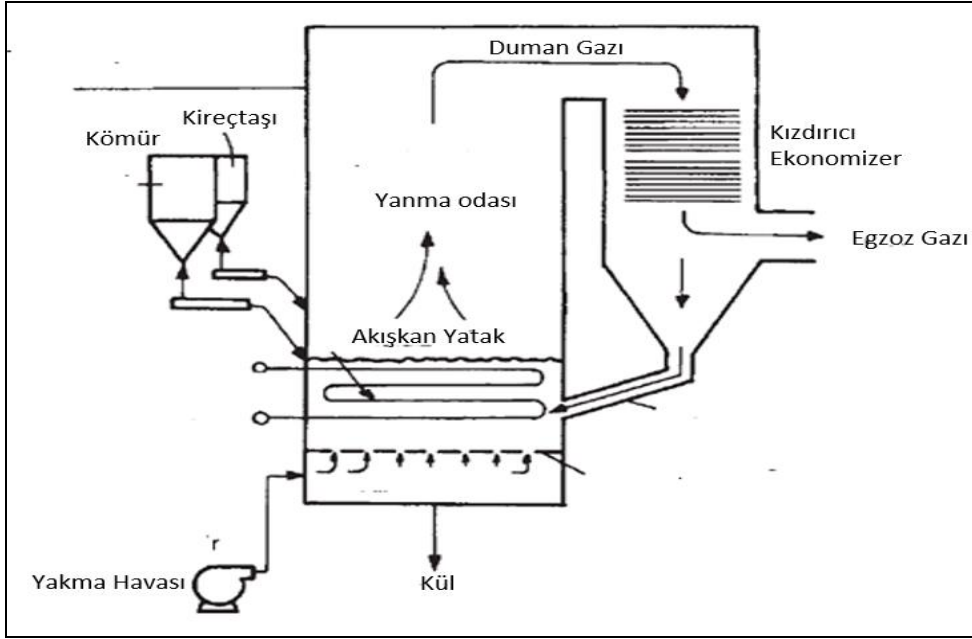
- Katıların sistemde dolaşmalarından dolayı oldukça yüksek ısı transfer katsayılarına sahip oluşları
- Heterojen reaksiyon içeren sistemlerde katalizör hazırlama masrafının düşük olması
- Gaz ve katı partikül arası ısı ve kütle transfer hızlarının yüksek olması
- Katının akışkan gibi davranmasıyla, büyük ölçekli çalışmalarda katının kullanımında büyük kolaylıklar sağlaması

- Katı yanma partiküllerin yatakta hareketinden kaynaklanan ve yanma odasında uygun karışım ve uzun süre kalma neticesi sabit, kararlı, homojen sıcaklık ortamının sağlanması
- Yanma odası içinde sorbent maddelerin (kireç ve kireçtaşı) yakıtta ilavesiyle SO<sub>2</sub>'nin tutulabilmesi
- Düşük sıcaklıkları nedeniyle kül ergimesinin oluşmaması
- Bu akışkan yatak sistemlerinin bazı dezavantajları vardır. Bunlar aşağıdaki gibi sıralanabilir:
- Akışkan yatak içinde ve dağıtıcı elektteki basınç düşümü nedeniyle üretilen elektriğin %3-4'ü hava besleme fanında kullanılmaktadır.
- Kabarcıklar bir ölçüde karışmayı arttırmalarına karşılık reaksiyona girmeden yatağı terk edebilmektedirler. Bu da daha yüksek hava fazlalık katsayısı ile akışkan yatağın çalıştırılmasını gerektirmektedir.
- Yüksek gaz geçiş hızları nedeniyle tanecikler sürüklenmekte ve bu taneciklerin bacadan kaçması yanma verimini azaltabilmektedir. Bu tanecikler sıcak ortamda ufalanarak tozlar yaratmaktadır. Bu durum yatak içerisindeki ortalama tanecik çapının değişmesine yol açmaktadır. Yanma verimi ve çevrenin bu tür taşınımından etkilenmemesi için yüksek verimli ve seri biçimde yer alan filtre ve siklonlara gereksinim duyulmaktadır.
- Yüksek hız rejiminde çalışılması nedeniyle yatak içini kaplamak için kullanılan refrakter ve ısı değiştirici boru yüzeylerine partiküllerin hızlı çarpmaları nedeniyle aşınma ve yıpranmalar daha fazla olmaktadır.

Günümüzde yapılan çalışmalarda özellikle dolaşımli akışkan yataklı yakma sistemlerinde gözlenen bu dezavantajların çoğu giderilebilmiştir. Endüstriyel uygulamalarda, yatak içi aşınması ve ısı transfer borularının aşınması problemleri, boruların seramik kaplanması ve bunların yatak içine akışkanın yatak duvarına temasını engelleyecek şekilde duvar boyunca dikey veya açılı dizilişleriyle sağlanmıştır. Toz emisyonlar ise birden fazla siklon ve toz filtre kullanılarak önlenmiştir [2-4].



Şekil 1.3. Kabarcıklı ve dolaşimli akışkan yatak örnekleri [5]



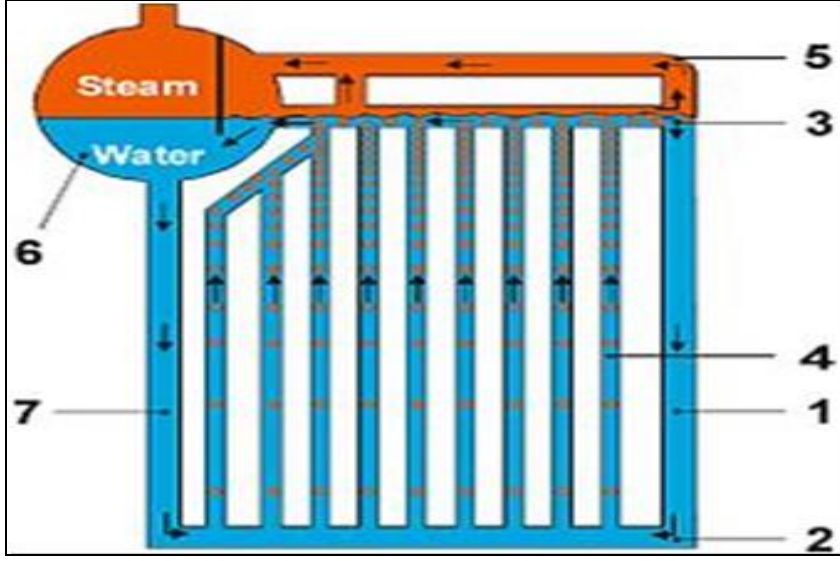
Şekil 1.4. Akışkan yatak sistemi örneği [6]

Kazanlar herhangi bir yakıtın (katı, sıvı, gaz) yakılması sonucu veya elektrik veya nükleer enerji kaynağı kullanılarak sudan istenilen sıcaklık, basınç ve miktarda buhar elde etmeye yarayan basınçlı kaplardır. Kazanlar, kullanım yerlerine, basınçlarına, ocak cinsine, yakıt cinsine ve konstrüksiyon türüne göre ayrılabilirler. Kazan türlerinde yüksek sıcaklık ve basınçta buhar üretimi su borulu kazanlar ile sağlanır. Bu kazanlarda ısınmakta olan küçük çaplı boruların içinde sıcak duman gazları ise boruların dışındadır. Su borulu kazanlar kendi içinde doğal dolaşimli ve cebri dolaşimli olarak ayrılırlar. Bu çalışmada kazanlardan “su borulu kömür yakıtlı yüksek basınçlı” bir kazan yapısı incelenmektedir. Yine çalışmaya konu olan kazan “doğal dolaşimli” bir su borulu kazandır.

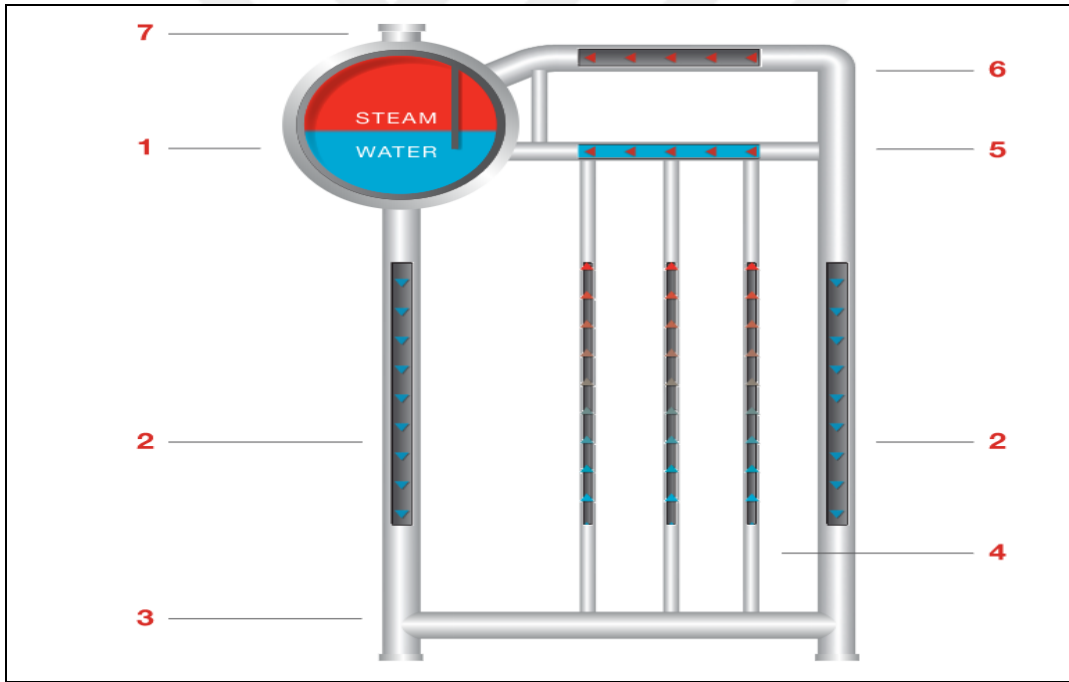
Doğal su dolaşım prensibinde, iki adet dik parça ile bir su kabına bağlanan borunun eğik olan kısmı ısıtılırsa içinde bulunan su belirli bir zaman sonra dolaşmaya başlar. Çünkü

ısıtılan ve yukarı çıkan boru parçası içindeki suyun özgül ağırlığı ısıtılmayan (aşağı inen) kısmındakinden daha azdır. Yavaş yavaş dramın içindeki su ısınır. Bu ısınma, suyun bir kısmının buharlaşmaya başladığı bir sıcaklığa kadar devam eder. Düşme borusu olarak adlandırılan ve içinde suyun aşağıya aktığı boru takriben doyma sıcaklığındaki su ile; çıkış borusu diye adlandırılan buhar-su karışımı ile doludur. Bu boru, ne kadar fazla ısıtılır ve duman gazları tarafından yalanan eğri ve kaynama borusu diye adlandırılan boru parçası ne kadar uzunsa o kadar daha fazla miktarda buhar ihtiva eder. Artan buhar teşkili ile suyun kaynama borusuna giriş hızı büyür. Bu hız düşme borusuna giriş hızına eşittir ve “dolaşım hızı” olarak isimlendirilir. Aynı drama ve bir düşme borusuna çok sayıda eğik veya dik kaynatıcı borular bağlanabilir. Çıkma borusundan ayrılan karışım içindeki buhar, kabın içinde sudan ayrılır ve herhangi bir kullanma amacı için sevk edilir. Üretilen kadar buhar alınıyorsa, suyun üstündeki buhar hacminde belirli basınç ve belirli bir dolaşım hızı meydana gelir. Bu hız genellikle ısıtma ile artar. Su seviyesi sabit bir yükseklikte bırakılmak isteniyorsa, kabın içine çekilen buhar kadar besleme suyu gönderilmelidir [7].

Şekil 1.5’te çalışmaya konu olan kazan ile benzer yapıdaki bir kazanın gösterimi üzerinden doğal sirkülasyon sistemi anlatılmaktadır. Bu şekle göre. Su dramdan(6) iniş borularına doğru(7) akarken boruları yalayan duman gazının etkisiyle ısınarak yükselme boruları(4) üzerinden yukarı doğru çıkar. Yükselme boruları içerisinde su-buhar karışımı mevcuttur. Dram borularının olduğu bölgede su ve buhar karışımı bir ayraç vasıtasıyla ayrılırken suyun bir kısmı geri dönüş boruları(1) ile tekrar sirkülasyon döngüsüne katılırken diğer bir kısmı ise borulardan geçerek (3) yoğunluk farkından yararlanarak dramın alt bölgesinde(6) toplanır. Buhar ise borulardan geçerek (5) kuru bir halde dram içerisinde yer alan üstteki buhar haznesinde toplanır (6). Geri dönüş boruları(1) ile iniş boruları (7) alt bölgede yer alan iniş kolektöründe (2) toplanarak sirkülasyon devam ettirilir [8].

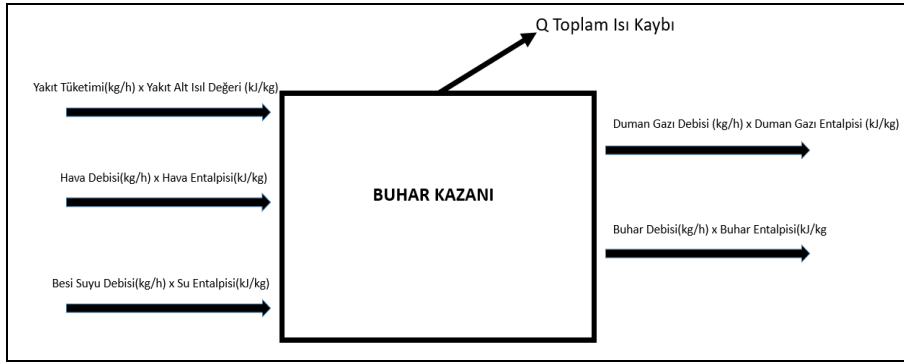


Şekil 1.5. Su borulu kazandaki su sirkülasyonu [8]



Şekil 1.6. Su borulu kazandaki sirkülasyon sistemi bileşenleri; 1-dram, 2-iniş boruları, 3-kolektörler, 4-çıkış boruları, 5- dram su ayırım borusu, 6-dram buhar ayırım borusu, 7-doymuş buhar çıkış hattı [9]

Kazan enerji dengesi Şekil 1.7’de verilmektedir. Bu denge verim hesaplamaları için kullanılmaktadır.



Şekil 1.7. Kazan enerji dengesi

İncelenen kazan sisteminin bileşenleri; yanma odası, kızdırıcı, buharlaştırıcı, ekonomizer ve hava ısıtıcılarından oluşmaktadır.

Yanma odası, alev radyasyon odası ve gaz radyasyon odası olarak ikiye ayrılır. Alev radyasyon odası, akışkan yatakta yanma sonucu açığa çıkan alevin kapladığı bölgeyi belirtirken gaz radyasyon odası alevin ulaşmadığı, duman gazının hüküm sürdüğü ve kızdırıcıya kadar ilerlediği bölgeyi belirtmektedir. Bir diğer ifadeyle boş geçiş noktasıdır. Alev radyasyon odasında ışınlama ile ısı transferi söz konusu iken Gaz radyasyon odasında ışınlama ve taşınım ısı transferleri bir arada yer almaktadır. Bunun sebebi alevden ayrılarak ilerleyen duman gazının içerisinde konvektif ısı transfer değerinin de bulunmasıdır. Gaz radyasyon odasının bir amacı kızdırıcıya ulaşacak olan duman gazının sıcaklığının düşürülerek kızdırıcı üzerinde termal gerilimlerin önüne geçmek ve sağlıklı bir ısı transferi sağlamaktır.

Kızdırıcılar, buhar kazanı sistemlerinde doymuş buhardan belirli sıcaklık ve basınçta kızgın buhar üretmek amacıyla kullanılırlar. Burada üretilen buhar %100 kuruluğa sahip ve içerisinde nem barındıran doymuş bir buhara göre daha az korozif özelliğe sahiptir. Konveksiyon tipte, radyant tipte ve bu iki tipin birleştirilmesinden oluşan tipte üretilen kızdırıcılar bu isimlerini ısıyı alma şekillerine göre kazanırlar. Isı geçişi direkt yanma ortamındaki alev tarafından sağlanıyorsa radyasyonla ısı transferinin varlığından söz edildiği için bu tip kızdırıcılar radyant, geçiş yanma sonucu oluşan duman gazı tarafından sağlanıyorsa konveksiyonla ısı transferi söz konusu olduğu için bu tip kızdırıcılar konveksiyon tipi kızdırıcı olarak adlandırılırlar. Bu iki tipin seri olarak birleştirilmesi neticesinde ise radyasyon ve konveksiyon tipi kızdırıcı modeli oluşur [10].



Buharlaştırıcı, kazanın asıl amacını yerine getiren bileşendir. Kazan duvarları arasında monte edilerek dram ile uyumlu bir şekilde doymuş buharın sağlanması ve drama toplanmasını sağlayan ekipmandır.

Ekonomizerin sistemdeki görevi kazana verilen besi suyu sıcaklığını belirli mertebeye yükselterek kazan içerisindeki sıcaklık farkını azaltmak ve böylece termal gerilmelerin önüne geçmektir. Ekonomizerler bir diğer tabirle baca gazları ile ısıtılan besleme suyu ön ısıtıcılarıdır [11]. Ek olarak ekonomizerler kazanı terk etmekte olan egzoz gazının yoğunlaşma sıcaklığına yakın mertebelere inmesini de sağlayarak kazan verimini yükseltici etki gösterirler. Ekonomizerin kazan gerilmelerinin önüne geçmesi aynı zamanda su dolaşımında da önemli iyileştirmeler yapılmasını sağlar.

Hava ön ısıtıcıları belirli şartlar altında diğer ısıtma yüzeylerine nazaran daha ucuzdurlar. Belirli şartlar altında duman gazlarının düşük sıcaklıklara soğutulması ile diğer tarzlarda ulaşılamayan yüksek kazan randımanı temin ederler ve yanmaya faydalı şekilde etki ederler.

Ayrıca, bir hava ön ısıtıcısına giriş sıcaklığı, besleme suyunun ekonomizere giriş sıcaklığına nazaran çok daha küçüktür [12].

## 2. LİTERATÜR

### 2.1. Konu ile İlgili Çalışmalar

Akışkan yatak teknolojisinin ülkemizdeki gelişimi ve yerli linyit kömürüyle çalıştırılması, Nevin Selçuk ve arkadaşlarının 1984 yılından bu yana pilot ölçekte deney ve tasarım geliştirme çalışmalarıyla devam ettirilmiş ve günümüzde yapılan çalışmaya da örnek teşkil edecek seviyeye getirilmiştir [13-18].

Dramdaki doğal su sirkülasyon yapısı üzerine Bell ve Aström dinamik ve lineer olmayan bir modelleme kullanarak bazı araştırmalar gerçekleştirmişler ve değişen buhar debisine göre dram basıncı, dram seviyesi, su hacmi, boru akış karakteristikleri ve kuruluk oranlarını incelemişlerdir. Sedici ve arkadaşları ise yine oluşturulan bir dinamik model programı üzerinden dramda zamana bağlı buhar debisi, dram basıncı ve ocak yapısının etkisini incelemişlerdir [19-20]. Kim ve Choi, yine doğal sirkülasyonlu dram yapısı için dinamik bir akış modeli oluşturup sirkülasyon sistemindeki buhar kalitesi, su ve buhar seviyesi, dram basıncı ve sirkülasyon oranlarının zamana bağlı değişimlerini araştırmışlardır. zamana bağlı değişimlerini araştırmışlardır [21]. Bu araştırmalar bu çalışmada gerçekleştirilen iteratif ısıl modelinin birebir kapsamında olmamakla birlikte bu çalışmada elde edilen sonuçların başka açılardan değerlendirilebilmesi için örnek teşkil etmektedir.

Tasarım ve yerleşim gereği kazanın konstrüksiyon sınırlamalarına bağlı olarak bu kazanlara yerleştirilen kızdırıcılar da belirli boyutlarda imal edilmek durumundadır. Bu durumlarda sisteme verilmek istenen kızgın buhar sıcaklığı sağlanamamakta ve bir geri kızdırıcıya (atemperatör) ihtiyaç duyulmaktadır. Atemperatör, bir kontrol vanası yardımıyla istenen buhar sıcaklığını elde etmek için kızgın buharın geçtiği hatta kontrol vanası ve nozullar yardımıyla soğutma suyu enjekte ederek (püskürterek) geri kızdırma yöntemi uygulayan bir sistemdir. Kim ve arkadaşları, 2017 yılında yaptıkları bir çalışmada atomizasyon işleviyle çalışan bir atemperatör kontrol vanasının nümerik analizini gerçekleştirmişlerdir. Bu çalışmada belirli giriş ve çıkış basınç ve sıcaklık girdilerine sahip ve belirli debideki kızgın buhara belirli sıcaklık ve debideki soğutma suyunun farklı basınçlar altında püskürtülmesi neticesinde elde edilen sonuçlar yorumlanmıştır [22]. Karuppiyah, Periasamy, Rajkumar ve Muruganand 2013 yılında yaptıkları çalışmada, bir

kontrol sistemi vasıtasıyla geri-kızdırma işlemindeki sıcaklık kontrolünü incelemişlerdir. İncelenen sistemde atemperatöre gelen buhar sıcaklığı 440°C olarak verilmektedir. Bu çalışma ile atemperatördeki buhar sıcaklık düşümünün kontrol vanasının yardımıyla gerçekleştirilmesi sağlanmıştır [23]. Borzsony ve Sherikar, 2005 yılında yayımladıkları çalışmalarında geri-kızdırma teknolojisinin enerji sektöründeki üstünlüklerini ortaya koymuşlardır. Bu çalışmalarında atemperatörün bileşenleriyle ilgili bulguları incelerken aynı zamanda atemperatör soğutma suyunun kızgın buhar giriş sıcaklığı ve çıkış sıcaklıklarıyla olan zaman bazlı ilişkisini de ortaya koymuşlardır [24]. Bovat 2013 yılındaki çalışmasında geri kızdırma işlemi yapan bir atemperatörün su atomizasyon işleminin ANSYS Fluent yazılımı ile akış analizini gerçekleştirmiştir. Çalışmasında atemperatör sisteminin yapısal bileşenlerini detaylı şekilde incelemiş, yaklaşık 340°C kızgın buhar girişi öngörerek sistemdeki sıcaklık düşümlerini yorumlamıştır. Bovat'ın bu çalışması, atemperatörün kendi iç yapısını incelemiş olup sistemdeki basınç kayıplarını ve soğutma suyunun atomizasyon performansını dikkate almıştır [25]. Sunny ile Kumar ise 2017 yaptıkları bir çalışmada geri kızdırma sisteminde kullanılan termal boruların sıcaklık ve stres analizlerini gerçekleştirmişler ve bu analizlerinde kaynak olarak kullanacakları atemperatör sistemine giren buhar debisi, buhar sıcaklığı ve buhar basıncının zamana bağlı değişimlerini incelemişlerdir [26]. Ghavamian, Kouhikamali ve Hesami 2012 yılında yaptıkları çalışmada kızdırıcı çıkışındaki kızgın buhar ve bu buharın sıcaklığını azaltmak için kullanılan soğutma suyunun karışması neticesinde oluşan 2 fazlı akışın konvektif ısı transfer katsayısını CFD metoduyla incelemiş ve soğutma suyunun buharlaşması ve atemperatör içerisindeki ısı transferinin düzgün şekilde gerçekleşmesinde atemperatör nozul çapının, su debisinin ve kızgın buhar hızının önemli etkisinin olduğunu vurgulamıştır [27]. Buna benzer bir çalışma Torfeh ve Kouhikamali tarafından 2016 yılında yapılmış, benzer nümerik analizler sonucunda buhar hızının, soğutma suyu enjektör konumunun ve soğutma suyu debisinin atemperatör performansı üzerinde önemli etkisi olduğu tespit edilmiştir. Yapılan nümerik analiz sonuçları deneysel sonuçlarla %4,89 fark göstermektedir [28]. Yine Ebrahimian ve Gorji-Bandpy'nin 2008 yılında yaptıkları çalışmada sprey suyunun (soğutma suyu) kızgın buhar içerisindeki iki boyutlu akış analizi incelenmiş, bu çalışma neticesinde buhar hızı ve basıncının artışının soğutma suyundaki buharlaşmayı arttırdığı ve atemperatör performansında iyileşmeye neden olduğu ortaya konulmuştur [29]. Cho, Choi, Uruno ve arkadaşları ise 2017 yayımladıkları çalışmalarında kömür yakan bir enerji santralinde atemperatörün tek boyutlu simülasyonunu gerçekleştirmişlerdir. Bu çalışmalarında 800 MW kapasiteli santralin devreye alma

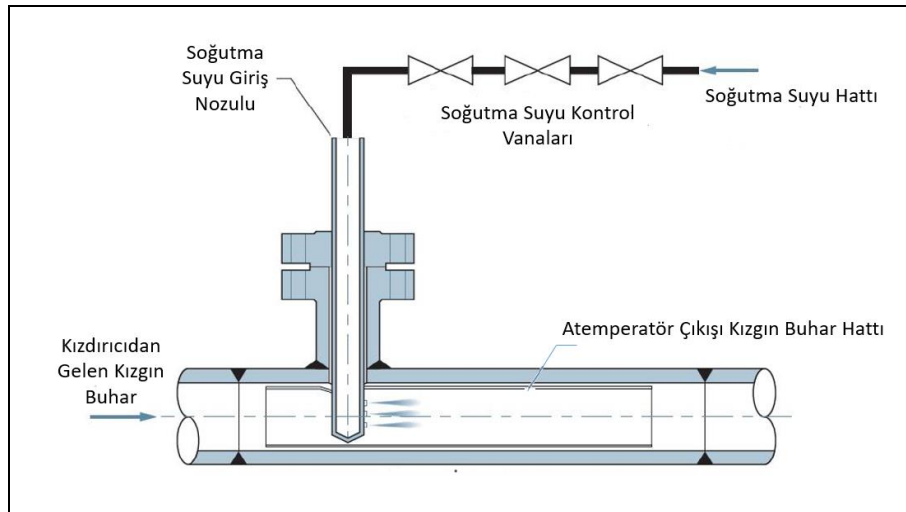
işlemleri esnasında atemperatör performansı entalpi dengesi üzerinden modellenmiş ve sistemde 3 kızdırıcı ile 2 atemperatör kullanılmıştır. Çalışma neticesinde elde edilen sonuçlar, soğutma suyunun buharlaşma performansı ve atemperatör bileşenlerinin konumlandırılması üzerinden değerlendirilmiştir. Çalışmanın neticesinde daha kesin sonuçlara sahip bir çalışmanın çok boyutlu bir analizle mümkün olabileceği sonucuna varmışlardır [30]. Yine aynı isimler, bu yıl (2019) içerisindeki yeni çalışmalarında atemperatörün entalpi dengesini süreksiz (zamana bağlı) analiz ile değerlendirmişlerdir. Bu analiz bulguları neticesinde kararsız akış modelinin kararlı akışa oranla soğutma suyu debisinin tayininde daha etkili olduğunu ve sonuç olarak soğutma suyu debisinin bu metodla kızgın buharın istenilen oranda “geri kızdırılıp kızdırılmadığı” sonucunu net şekilde tayin etmede kullanılabileceğini ortaya koymuşlardır [31]. Tüm bu kaynak çalışmalar atemperatörün kontrol sistemi ile veya içyapısındaki değişim ve gelişimlerle ilgilenmiştir. Zima ise 2006 yılında yaptığı bir çalışma ile atemperatör ile birlikte çalışan kızdırıcının nümerik analizini gerçekleştirmiş ve çalışmasında istenilen kızgın buhar sıcaklığını elde ederken kullanılacak soğutma suyu için en uygun debi şartlarını belirlemeyi amaçlamıştır. Yine bu çalışmasında zamana bağlı durumda soğutma suyu eklentisine bağlı olarak buhar sıcaklığının değişimini ve yine zamana bağlı buhar basıncı ve buhar debisi grafiklerini ortaya koymuştur [32]. Zima'nın çalışması kızdırıcıyı da içine alan bir sistem incelemesi yaptığı için amaç olarak bu çalışmaya en yakın çalışmadır.

Wu ve arkadaşları ise kızdırıcı buhar sıcaklığının tahmini şekilde kontrolünü sağlayan model geliştirmiş ve böylece bir santral işletmesindeki en önemli hususlardan biri olan sisteme verilen kızgın buhar sıcaklığının farklı güç kapasitelerinde soğutma suyu ile kontrol edilmesi üzerine çalışmışlardır [33].

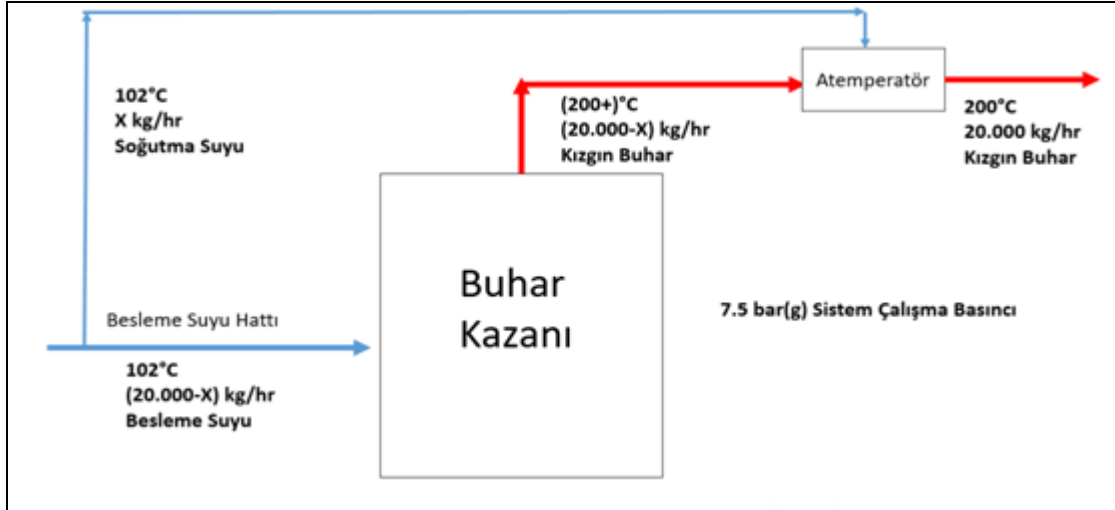
## **2.2. Tez Çalışmasının İçeriği, Hedefleri ve Yöntemi**

- Bu çalışmanın ana konusu atemperatör sisteminin, ana boyutlandırılması daha önceden belirlenmiş, belirli konstrüksiyon kısıtlamalarına sahip olan ve sistem bileşenleriyle birlikte tasarımı da gerçekleştirilen bir kazan sistemine montajıyla birlikte Mathcad yazılımı üzerinden kararlı bir akış şartında sistemin ısı tasarım modelinin oluşturulması ve bu modelin termal açıdan farklı şartlar altında kazan sistemindeki tüm istek ve sorunlara cevap verecek sonuçlar sunması olarak tayin edilmiştir.

- Çalışmada atemperatördeki iç kayıplar ve kontrol sisteminden gelebilecek sorunlar ihmal edilmiştir. Şekil 2.1’de atemperatörün genel çalışma prensibi gösterilmiştir. Atemperatör, Şekil 2.2’de görüldüğü gibi soğutma suyu için gerekli debiyi kazana beslenen su hattından almaktadır. Bu nedenle, atemperatörün soğutma suyu debisi hem kazan performansı, hem kızdırıcı performansı hem de atemperatör performansını direkt olarak etkilemektedir.
- Kızdırıcı ve atemperatörün akış ve sıcaklık parametreleri Mathcad yazılımı kullanılarak birleştirilmiş ve sistemin tüm bileşenlerini içeren iteratif bir ısıl tasarım modeli oluşturulmuştur. Bu durumun nedeni atemperatör ve kızdırıcı sisteminin girdi ve çıktılarının sistemin diğer tüm parametrelerine bağlı olması ve yine kızdırıcı atemperatör sisteminin yapacağı etkilerin pratikte sahada karşılaşılan sorunlara cevap olabilmesi için yerel bazda değil tüm sistem dahilinde değerlendirilmek istenilmesidir
- Oluşturulan model üzerinden elde edilen çıktılar kullanılarak atemperatörün farklı kazan yükleri altında mevcut sistemdeki etkileri yorumlanmıştır. Yorumlanan bu sonuçlar sistemin atemperatörsüz çalışması durumunda elde edilen değerlerle karşılaştırılmıştır. Öte yandan farklı yükler altında atemperatörlü sistemde yaşanan mühendislik problemleri tespit edilmiş ve iteratif sistem modeli üzerinden bu problemlere çözüm önerileri sunulularak elde edilen yeni senaryolar üzerinden tekrar atemperatörün sistem üzerindeki etkileri yorumlanmıştır.



Şekil 2.1. Atemperatör çalışma prensibi [34]

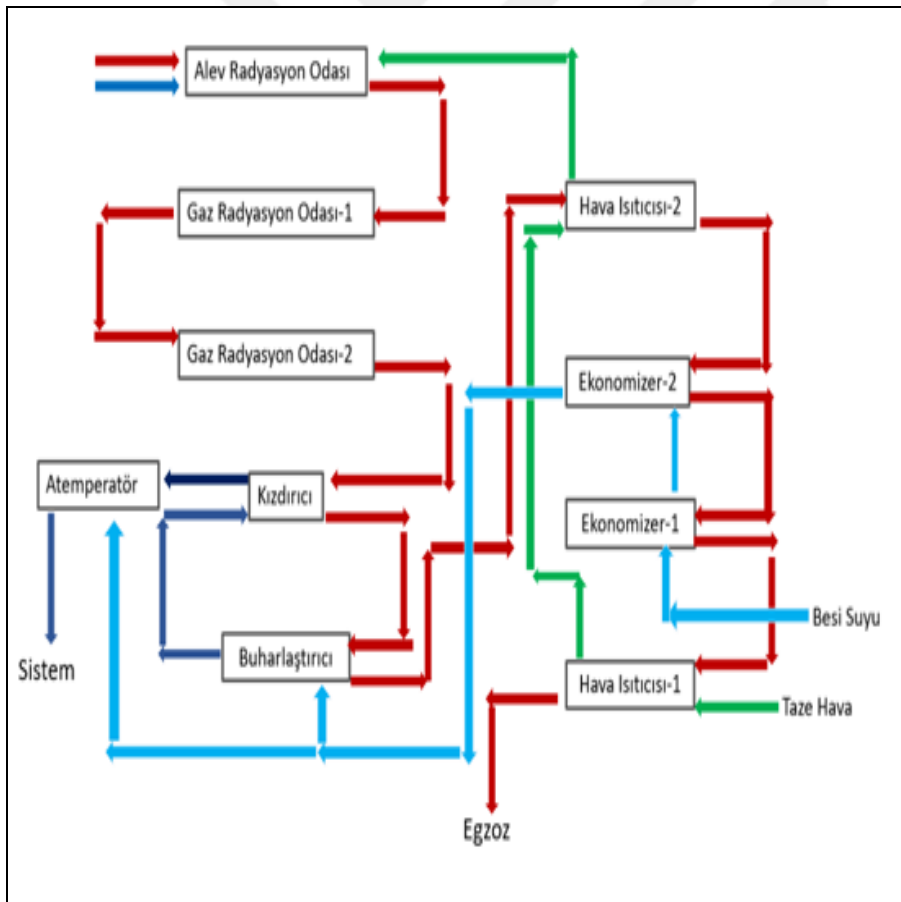


Şekil 2.2. Sistem akış şeması



### 3. SİSTEMİN SAYISAL MODELLEMESİ

Sistemin sayısal ısı tasarım modellemesi, iteratif yöntemlerle MathCad yazılımı kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Şekil 3.1’de genel olarak görülen ve Ek 1’de detaylı olarak anlatılan hali ile sistem bileşenleri, dış ortamdan sisteme aktarılan taze hava ve besleme suyu ile sistemden dış ortama verilen duman gazı egzozu ve kızgın buhar şartları dikkate alınarak iteratif bir döngü içerisine alınmıştır. Bu döngü, hem her bileşenin kendi içerisindeki hem de buna bağlı olarak tüm sistemin iterasyon hesaplamalarını kapsamaktadır. Yapılan bu iteratif modelleme bilinmeyen farklı değerleri içinde buldukları analitik formüller yardımlar ile ilk tahminlerden başlayarak birbirlerini zincir şeklinde tamamlamaları ve belirli iterasyon sayısında %100’e ve %100’e yakın yakınsamaları sonucunda oluşan verilerden meydana gelmektedir.



Şekil 3.1. İncelenen sistemin genel akış modeli



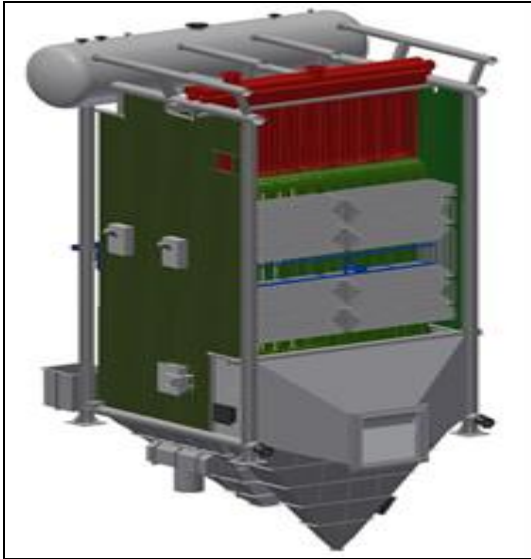
Çizelge 3.1. Sistem girdi değerleri

Buhar Debisi	20.000	kg/h
Dram Çalışma Basıncı	7,5	bar(g)
Kızgın Buhar Sıcaklığı	200	°C
Doymuş Buhar Sıcaklığı	172,9	°C
Besleme Suyu Sıcaklığı	102	°C
Yakıt Türü	Linyit Kömürü	
Yakıt Alt Isıl Değeri	3000	kcal/kg
Egzoz Gazı Sıcaklığı	175	°C
Hava Giriş Sıcaklığı	20	°C
Hava Fazlalık Katsayısı	1,4	

Linyit kömürü analiz sonuçları:

Yanmamış yakıt kaybı: %2

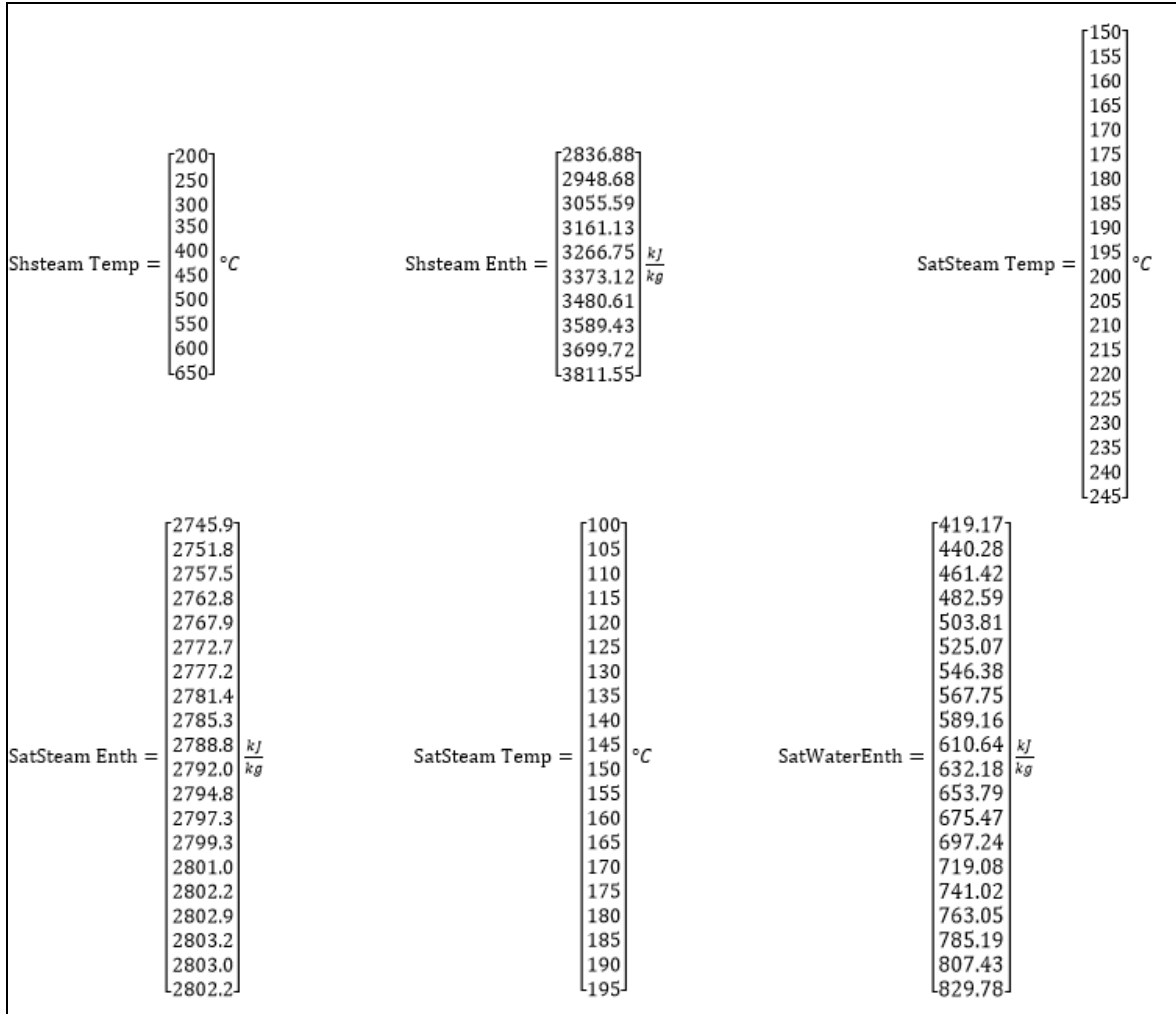
Analiz verilerine göre; %30 kül oranı ve %1,5 sülfür oranına sahip olup hacimsel olarak %11,73 CO<sub>2</sub>, %11,49 H<sub>2</sub>O, %71,21 N<sub>2</sub>, %5,38 O<sub>2</sub> ve %0,19 SO<sub>2</sub> oranlarına sahiptir.



Resim 3.1. İncelenen kazan üç boyutlu modeli

Su ve buharın sıcaklık-entalpi tabloları, gaz sıcaklıklarındaki enerji değerleri için linyit kömürünün sıcaklığa bağlı 1 Nm<sup>3</sup> duman gazındaki ısıl içeriğini gösteren grafik ve gaz sıcaklığına bağlı radyasyon değer grafiği Mathcad programında matris formunda tanımlanmıştır.

Aşağıda 7,5 bar(g) kızgın buhar, doymuş buhar ve sıkıştırılmış sıvı tablosu Mathcad matris formu gösterilmektedir [35].



Şekil 3.2. MathCad matris formu-1

Aşağıdaki matris formu, duman gazı sıcaklığına bağlı radyasyon değerlerini göstermektedir [36].

FlueGas Total Temp =	$\begin{bmatrix} 600 \\ 700 \\ 800 \\ 900 \\ 1000 \\ 1100 \\ 1200 \\ 1300 \\ 1400 \end{bmatrix} \text{ } ^\circ\text{C}$	FlueGas Radiation =	$\begin{bmatrix} 2.35 \\ 4.1 \\ 6.1 \\ 8.7 \\ 13.5 \\ 14 \\ 15.5 \\ 17.5 \\ 20 \end{bmatrix} \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{ K}}$
----------------------	--	---------------------	---

Şekil 3.3. MathCad matris formu-2

Aşağıdaki matris yapısı ise; linyit kömürüne ait sıcaklığa bağlı 1 Nm<sup>3</sup> duman gazındaki ısı içerik değerlerini göstermektedir [36].

Gas Temp =	$\begin{bmatrix} 145 \\ 180 \\ 218 \\ 252 \\ 187 \\ 323 \\ 355 \\ 390 \\ 425 \\ 455 \\ 490 \\ 525 \\ 555 \\ 590 \\ 620 \\ 655 \\ 690 \\ 719 \\ 753 \\ 788 \\ 816 \\ 850 \\ 884 \\ 912 \\ 946 \\ 980 \end{bmatrix} \text{ } ^\circ\text{C}$	Gas Enth =	$\begin{bmatrix} 200 \\ 250 \\ 300 \\ 350 \\ 400 \\ 450 \\ 500 \\ 550 \\ 600 \\ 650 \\ 700 \\ 750 \\ 800 \\ 850 \\ 900 \\ 950 \\ 1000 \\ 1050 \\ 1100 \\ 1150 \\ 1200 \\ 1250 \\ 1300 \\ 1350 \\ 1400 \\ 1450 \end{bmatrix} \frac{\text{kJ}}{\text{m}^3}$
------------	--	------------	---

Şekil 3.4. MathCad matris formu-3

Aşağıdaki matris yapısı havaya ait sıcaklığa bağlı entalpi ve yoğunluk değerlerini göstermektedir [36].

LuftTemp =	$\begin{bmatrix} 20 \\ 30 \\ 50 \\ 60 \\ 70 \\ 80 \\ 90 \\ 100 \\ 110 \\ 120 \\ 130 \\ 140 \\ 150 \\ 160 \\ 170 \end{bmatrix}^{\circ}$	LuftDens =	$\begin{bmatrix} 1,201 \\ 1,161 \\ 1,083 \\ 1,044 \\ 1 \\ 0,966 \\ 0,924 \\ 0,88 \\ 0,828 \\ 0,772 \\ 0,707 \\ 0,634 \\ 0,549 \\ 0,451 \\ 0,338 \end{bmatrix} \frac{kg}{m^3} C$	LuftEnth =	$\begin{bmatrix} 25,1 \\ 37,5 \\ 67 \\ 84 \\ 100 \\ 117 \\ 134 \\ 148 \\ 164 \\ 178 \\ 193 \\ 209,3 \\ 226,5 \\ 243,1 \\ 254 \end{bmatrix} \frac{kJ}{m^3}$
------------	--	------------	---	------------	--

Şekil 3.5. MathCad matris formu-4

Hedeflenen su ve buhar sıcaklık değerleri üzerinden sistemin kaba ısı kapasitesi belirlenir. Programda oluşturulan su ve buhar tablolarının sıcaklık ve entalpi değerleri birbirlerinin fonksiyonu olarak tanımlanarak su ısıtma, buharlaşma ve kızdırma entalpi farkları hesaplanıp toplam entalpi farkı tespit edilir.

<b>Su Giriş Entalpisi, [8,5 bara / 102°C]:</b>	$h1 := \text{interp}(\text{SatWaterTemp}, \text{SatWaterEnth}, 102^{\circ}C) = 427,614 \frac{kJ}{kg}$
<b>Su Çıkış Entalpisi, [8,5 bara / 160°C]:</b>	$h2 := \text{interp}(\text{SatWaterTemp}, \text{SatWaterEnth}, 160^{\circ}C) = 675,47 \frac{kJ}{kg}$
<b>Doymuş Su Entalpisi, [8,5 bara / 172,9°C]:</b>	$h3 := \text{interp}(\text{SatWaterTemp}, \text{SatWaterEnth}, vS) = 731,81 \frac{kJ}{kg}$
<b>Doymuş Buhar Entalpisi, [8,5 bara / 172,9°C]:</b>	$h4 := \text{interp}(\text{SatSteamTemp}, \text{SatSteamEnth}, vS) = 2770,68 \frac{kJ}{kg}$
<b>Kızgın Buhar Entalpisi, [8,5 bara / 200°C]:</b>	$h5 := \text{interp}(\text{ShSteamTemp}, \text{ShSteamEnth}, vD) = 2836,88 \frac{kJ}{kg}$

Resim 3.2. MathCad birinci iterasyon ekran görüntüsü-1

Su ısıtma entalpisi:

$$hw = (h2-h1) + (h3-h2) \quad (3.1)$$

Buharlaşma entalpisi:

$$hs = (h4-h3) \quad (3.2)$$

Kızdırma entalpisi:

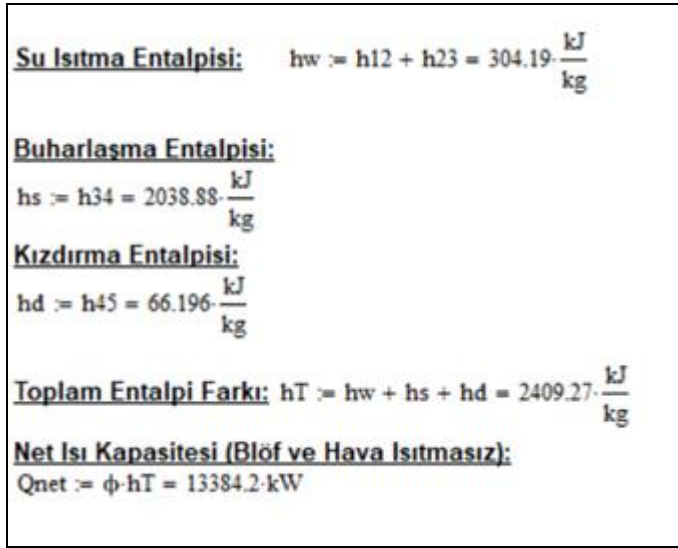
$$h_d = (h_5 - h_4) \quad (3.3)$$

Toplam entalpi farkı:

$$h_T = h_w + h_s + h_d \quad (3.4)$$

Toplam entalpi farkı ve buhar kapasitesi dikkate alınarak tüm kazan sisteminin kaba net ısı kapasitesi aşağıdaki şekilde hesaplanır:

$$Q_{net} = \Phi_{sys} \cdot h_T \quad (3.5)$$



**Su Isıtma Entalpisi:**  $h_w := h_{12} + h_{23} = 304.19 \cdot \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$

**Buharlaşma Entalpisi:**  
 $h_s := h_{34} = 2038.88 \cdot \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$

**Kızdırma Entalpisi:**  
 $h_d := h_{45} = 66.196 \cdot \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$

**Toplam Entalpi Farkı:**  $h_T := h_w + h_s + h_d = 2409.27 \cdot \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$

**Net Isı Kapasitesi (Blöf ve Hava Isıtmasız):**  
 $Q_{net} := \phi \cdot h_T = 13384.2 \cdot \text{kW}$

Resim 3.3. MathCad birinci iterasyon ekran görüntüsü-2

Kaba net ısı kapasitesi belirlendikten sonra hava ve duman gazı hesapları yapılır. Hava ve gaz yoğunluklarının hesabı ve gaz ve yakıtla bağlı ısı kayıpları neticesinde verim ve yakıt tüketim hesabı gerçekleştirilir.

Teorik hava yoğunluğu:

$$v_L = 0.000241 \cdot H_u + 0.5 \quad (3.6)$$

Gerçek hava yoğunluğu:

$$v_{La} = v_L \cdot \lambda \quad (3.7)$$

Duman gazı yoğunluğu:

$$v_G = 0.000213 * H_u + 1.65 + (\lambda - 1) * v_L \quad (3.8)$$

Egzoz gazı bağıl ısı kaybı:

$$\zeta_{ab} = \frac{(h_G * v_G - h_{La} * v_L)}{H_u} \quad (3.9)$$

Bağıl ısı kaybı  $\zeta_v = 0$  kabul edilir.

Yanmamış yakıt kaybı kömür analizleri neticesinde  $\zeta_{un} = 0.02$  kabul edilir.

Verim hesabı:

$$\eta = 1 - (\zeta_{ab} + \zeta_v + \zeta_{un}) \quad (3.10)$$

Kaba yakıt tüketimi:

$$\phi_B = \frac{Q_{net}}{\eta * H_u} \quad (3.11)$$

Net yakıt tüketimi:

$$\phi_{Bnet} = (1 - \zeta_{un}) * \phi_B \quad (3.12)$$

<b>Teorik Hava Yoğunluğu:</b>	$vL := 0.000241 \frac{m^3}{kJ} \cdot Hu + 0.5 \frac{m^3}{kg} = 3.53 \frac{m^3}{kg}$
<b>Gerçek Hava Yoğunluğu:</b>	$vLa := vL \cdot \lambda = 4.94 \frac{m^3}{kg}$
<b>Duman Gazı Yoğunluğu:</b>	$vG := 0.000213 \frac{m^3}{kJ} \cdot Hu + 1.65 \frac{m^3}{kg} + (\lambda - 1) \cdot vL = 5.74 \frac{m^3}{kg}$
<b>Hava Entalpisi, 132°C:</b>	$hLa := \text{linterp}(\text{LuftTemp}, \text{LuftEnth}, vLa) = 232.027 \frac{kJ}{m^3}$
<b>Duman Gazı Entalpisi, 175°C:</b>	$hG := \text{linterp}(\text{GasTemp}, \text{GasEnth}, vG) = 235.714 \frac{kJ}{m^3}$
<b>Egzoz Gazı Bağıl Isı Kaybı:</b>	$\zeta_{ab} := \frac{(hG \cdot vG - hLa \cdot vL)}{Hu} = 0.042$
<b>Bağıl Isı Kaybı:</b>	$\zeta_v := 0$
<b>Yanmamış Yakıt Kaybı:</b>	$\zeta_{un} := 0.02$
<b>Verim:</b>	$\eta := 1 - (\zeta_{ab} + \zeta_v + \zeta_{un}) = 0.9375$
<b>Kaba Yakıt Tüketimi:</b>	$\phi_B := \left( \frac{Q_{net}}{\eta \cdot Hu} \right) = 4092.8 \frac{kg}{hr}$
<b>Net Yakıt Tüketimi:</b>	$\phi_{Bnet} := (1 - \zeta_{un}) \cdot \phi_B = 4011 \frac{kg}{hr}$

Resim 3.4. MathCad birinci iterasyon ekran görüntüsü-3

Yakıt tüketim hesapları neticesinde gaz ve hava hacimsel debi hesabı ardından yanma enerjisi ve kazan enerji değerleri hesaplanır.

Duman gazı hacimsel debi:

$$\phi_G = \phi_B \cdot v_G \quad (3.13)$$

Yanma havası hacimsel debi:

$$\phi_L = \phi_B \cdot v_L \quad (3.14)$$

Yanma sonucu ortaya çıkan adyabatik yanma entalpisi:

$$h_{ge} = \frac{Hu + (v_L \cdot h_L)}{v_G} \quad (3.15)$$

Yakıta verilen ısı:

$$Q_F = \phi_B \cdot H_u \quad (3.16)$$

Hava ile taşınan ısı:

$$Q_L = \phi_L \cdot h_L \quad (3.17)$$

Toplam kazan ısısı:

$$Q_t = Q_F + Q_L \quad (3.18)$$

<b><u>Duman Gazı Hacimsel Debi:</u></b>	
$\phi_G := \phi_B \cdot \nu_G = 23474.1 \cdot \frac{m^3}{hr}$	
<b><u>Hava Hacimsel Debi:</u></b>	
$\phi_L := \phi_B \cdot \nu_{La} = 20206.5 \cdot \frac{m^3}{hr}$	
<b><u>Adyabatik Yanma Entalpisi:</u></b>	$h_{Ge} := \frac{[H_u + (\nu_{La} \cdot h_{La})]}{\nu_G} = 2389.27 \cdot \frac{kJ}{m^3}$
<b><u>Adyabatik Yanma Sıcaklığı:</u></b>	$FlueTemp_{hGe} := \text{linterp}(FlueEnth, FlueTemp, h_{Ge})$ $FlueTemp_{hGe} = 1543.28 \cdot ^\circ C$
<b><u>Yakıta Verilen Isı:</u></b>	$Q_F := \phi_B \cdot H_u = 14276.4 \cdot kW$
<b><u>Hava ile Taşınan Isı:</u></b>	$Q_L := \phi_L \cdot h_L = 140.9 \cdot kW$
<b><u>Kazana Verilen Isı:</u></b>	$Q_t := Q_F + Q_L = 14417.3 \cdot kW$

Resim 3.5. MathCad birinci iterasyon ekran görüntüsü-4

### 3.1. Temel Tasarım Kurulumu

Soğuk akışkan (su, buhar), sıcak akışkan (duman gazı) ve havaya ait belirli kabullerle yapılan bu hesaplar temel tasarım kurulumunun gerçekleşmesini sağlar. Bu temel tasarım neticesinde asıl hesapları temsil eden iterasyon modelinde kullanılacak tahmini değerler belirlenir. Temel tasarım ve detay tasarım modelinde MathCad ortamında yer alan formüllerin tamamı ise bu çalışmada belirtilmemiştir. Bunun nedeni MathCad ile yapılan modellemede kullanılan sembollerin program kod yapısına özgü olması ve yine



programdaki bazı formüllerin bu çalışmanın ana kapsamında yer almayıp yardımcı unsur görevi görmesidir. Bu nedenle iterasyon ekran görüntülerinde yer alan formül ve ifadelerin hepsi çalışmaya aktarılmamış olup hesaplamalarda sonuçları göstermekle görevli iterasyon matris formları ise yine programa özgü kodlar içermektedir. Matrislerde kullanılan semboller, programdan alıntı sonuç föyleri olmakla birlikte çalışma kapsamında değerlendirilmemelidir.

Temel tasarımda kullanılan gaz ısı transfer denklemi:

$$Q_G = \Phi_G * (h_{ga} - h_{ge}) \quad (3.19)$$

Temel tasarımda kullanılan hava ısı transfer denklemi:

$$Q_L = \Phi_L * (h_{la} - h_{le}) \quad (3.20)$$

Temel tasarımda kullanılan su/buhar genel ısı transfer denklemi:

$$Q_W = \Phi_{sys} * (h_{sa} - h_{se}) \quad (3.21)$$

### 3.1.1. Yanma Odası

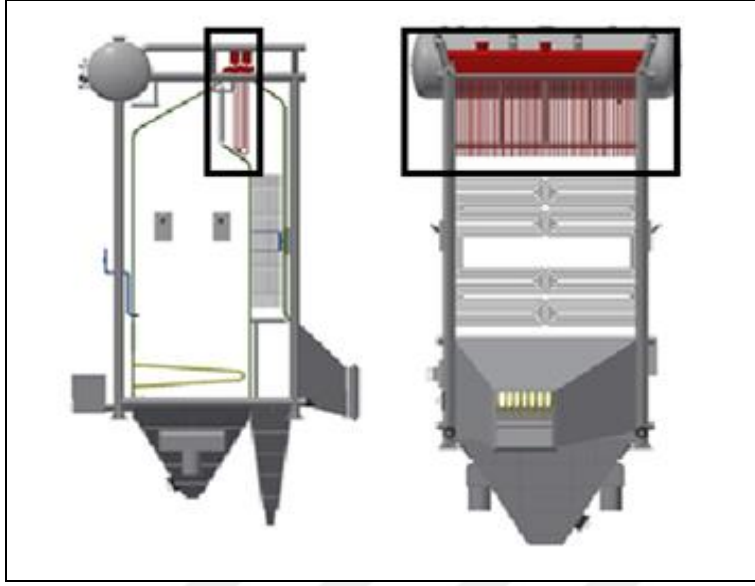
Yanma odası, alev radyasyon odası ile gaz radyasyon odasının birleşik halini tanımlamaktadır. Yanma odasına verilecek tahmini ısı toplam kazan ısısının %50'si kabul edilir. Bu ısı değeri ve yanma sonucu meydana gelen adyabatik yanma entalpisi vasıtasıyla yanma odasının çıkış entalpisi ve sıcaklığı tayin edilir.

<b><u>Yanma Odası:</u></b>	
Yanma Odasına Verilen Tahmini Isı:	$Q_f := 0.5 \cdot Q_{net} = 6692.09 \cdot \text{kW}$
Yanma Odası Tahmini Çıkış Entalpisi:	$h_{gfa} := h_{ge} - \left( \frac{Q_f}{\Phi_G} \right) = 1362.921 \cdot \frac{\text{kJ}}{\text{m}^3}$
Yanma Odası Tahmini Çıkış Sıcaklığı:	
$\text{GasTemp}_{h_{gfa}} := \text{linterp}(\text{GasEnth}, \text{GasTemp}, h_{gfa})$	
$\text{GasTemp}_{h_{gfa}} = 920.79 \cdot ^\circ\text{C}$	

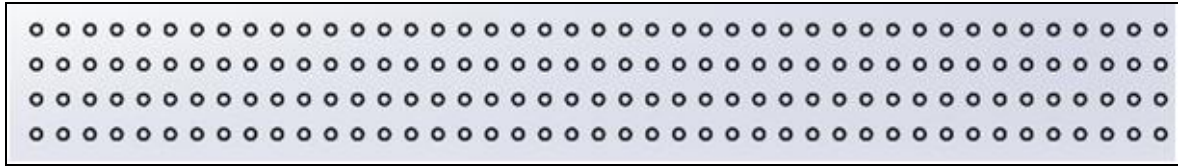
Resim 3.6. MathCad birinci iterasyon ekran görüntüsü-5

### 3.1.2. Kızdırıcı

Kızdırıcı için ısı değeri kızdırma entalpisi ve buhar debisinin çarpımıyla bulunan enerji değerinin %10 fazlası alınır. Buradaki %10 değeri yanma odası çıkışındaki tahmini kayıplar üzerine belirlenmiş değerdir.



Resim 3.7. Kızdırıcının üç boyutlu modeli



Resim 3.8. Kızdırıcı üç boyutlu model kesit görüntüsü

Yanma odası ve kızdırıcı arasındaki tahmini duman gazı sıcaklık düşümü, 10 °C ekran boruları payı, 50 °C ise genel tahmin payı olmak üzere toplam 60°C olarak kabul edilir.

Isı değeri ve tahmini sıcaklık düşümü ile tayin edilen giriş sıcaklığı üzerinden kızdırıcı çıkış sıcaklığı tespit edilir.

**Kızdırıcı:**

Verilen Isı:  $Q_u := 1.1\phi \cdot h_d = 404.51 \text{ kW}$

Screen Sic. Düşümü:  $v_{sc} := 10^\circ\text{C}$

Kızdırıcı Öncesi Sic. Düşümü:  $v_{bf} := 50^\circ\text{C}$

Duman Gazı Giriş Sic.:  $v_{güe} := \text{GasTemp}_{hgfa} - v_{sc} - v_{bf} + 273.15^\circ\text{C} = 860.79^\circ\text{C}$

$\text{GasEnth}_{v_{güe}} := \text{linterp}(\text{GasTemp}, \text{GasEnth}, v_{güe})$

Duman Gazı Giriş Entalpisi:  $hg_{üe} := \text{GasEnth}_{v_{güe}} = 1265.86 \frac{\text{kJ}}{\text{m}^3}$

Duman Gazı Çıkış Entalpisi:  $hg_{üa} := hg_{üe} - \left(\frac{Q_u}{\phi G}\right) = 1203.82 \frac{\text{kJ}}{\text{m}^3}$

$\text{GasTemp}_{hg_{üa}} := \text{linterp}(\text{GasEnth}, \text{GasTemp}, hg_{üa})$

Duman Gazı Çıkış Sıcaklığı:  $\text{GasTemp}_{hg_{üa}} = 818.6^\circ\text{C}$

Resim 3.9. MathCad birinci iterasyon ekran görüntüsü-6

### 3.1.3. Ön hava ısıtıcısı-1

İstenilen  $170^\circ\text{C}$  egzoz sıcaklığı,  $20^\circ\text{C}$  hava giriş ve  $60^\circ\text{C}$  hava çıkış sıcaklığı üzerinden duman gazı giriş sıcaklığı tespit edilir. Ardından verilen ısı tayin edilir.

**Ön Hava Isıtıcısı-1:**

Duman Gazı Çıkış Sıcaklığı:  $v_G = 170^\circ\text{C}$

$\text{GasEnth}_{v_G} := \text{linterp}(\text{GasTemp}, \text{GasEnth}, v_G)$

Duman Gazı Çıkış Entalpisi:  $hg_{a1a} := \text{GasEnth}_{v_G} = 235.71 \frac{\text{kJ}}{\text{m}^3}$

Hava Giriş Sıcaklığı:  $v_{Li} = 20^\circ\text{C}$

Hava Çıkış Sıcaklığı:  $v_{La1a} := 60^\circ\text{C}$

Hava Giriş Entalpisi:  
 $h_L = 25.1 \frac{\text{kJ}}{\text{m}^3}$

Hava Çıkış Entalpisi:  $h_{La1a} := 78 \frac{\text{kJ}}{\text{m}^3}$

Resim 3.10. MathCad birinci iterasyon ekran görüntüsü-7

Duman Gazı Giriş Entalpisi:

$$hgali := \frac{[(hLa1a - hL) \cdot (\phi L) + (hgala \cdot \phi G)]}{\phi G} = 281.251 \cdot \frac{kJ}{m^3}$$

GasTemp<sub>hgali</sub> := linterp(GasEnth, GasTemp, hgali)

Duman Gazı Giriş Sıcaklığı:

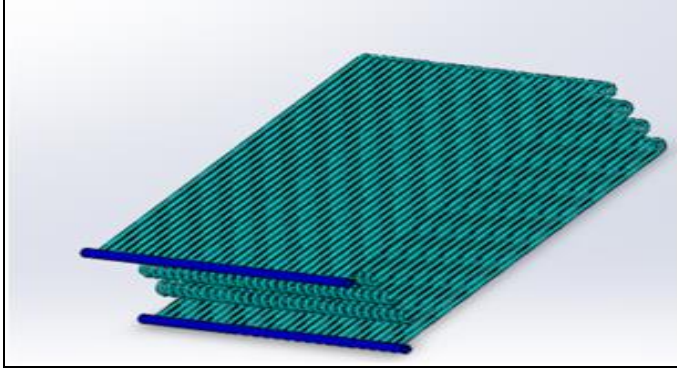
$$tgali := GasTemp_{hgali} = 203.75 \cdot ^\circ C$$

Verilen Isı:

$$\phi G \cdot (hgali - hgala) = 296.909 \cdot kW$$

Resim 3.11. MathCad birinci iterasyon ekran görüntüsü-8

### 3.1.4. Ekonomizer-1



Resim 3.12. Ekonomizer-1 üç boyutlu modeli

Ön hava ısıtıcısı-1 ile tayin edilen gaz çıkış sıcaklığı ekonomizer-1 için gaz giriş sıcaklığı alınır. Belirlenen su giriş sıcaklığı (102°C) ve istenilen ara su çıkış sıcaklığı (140°C) üzerinden bu gaz giriş sıcaklık değerinin de yardımıyla gaz çıkış sıcaklığının değeri tespit edilir. Ayrıca ısı değeri de hesaplanır.

**Ekonomizer 1**

Su Giriş Sıcaklığı:  $t_{weli} = 102\text{ }^{\circ}\text{C}$

$\text{SatWaterEnth}_{t_{weli}} := \text{linterp}(\text{SatWaterTemp}, \text{SatWaterEnth}, t_{weli})$

Su Giriş Entalpisi:  $h_{weli} := \text{SatWaterEnth}_{t_{weli}} = 461.42 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$

Su Çıkış Sıcaklığı:  $t_{wela} = 140\text{ }^{\circ}\text{C}$

$\text{SatWaterEnth}_{t_{wela}} := \text{linterp}(\text{SatWaterTemp}, \text{SatWaterEnth}, t_{wela})$

Su Çıkış Entalpisi:  $h_{wela} := \text{SatWaterEnth}_{t_{wela}} = 589.16 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$

$h_{gela} := h_{gali}$

Duman Gazı Giriş Entalpisi:  
 $h_{geli} := \frac{[\phi(h_{wela} - h_{weli}) + \phi G h_{gela}]}{\phi G} = 390.085 \frac{\text{kJ}}{\text{m}^3}$

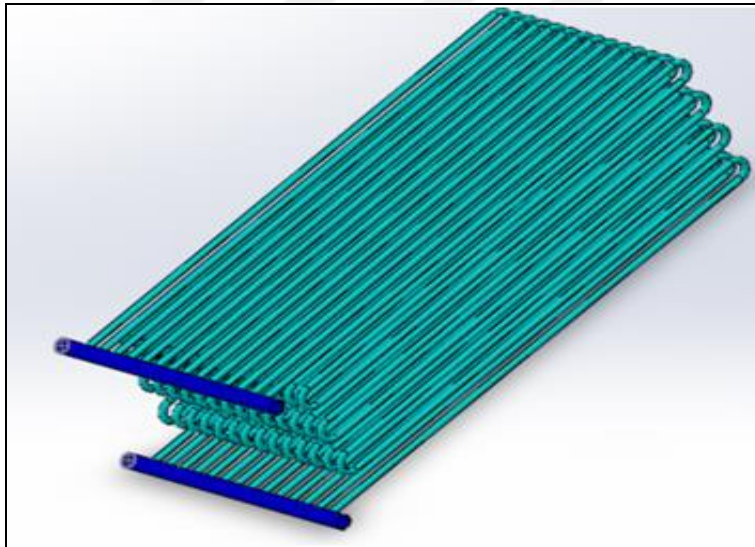
$\text{GasTemp}_{h_{geli}} := \text{linterp}(\text{GasEnth}, \text{GasTemp}, h_{geli})$

Duman Gazı Giriş Sıcaklığı:  $t_{gele} := \text{GasTemp}_{h_{geli}} = 280.06\text{ }^{\circ}\text{C}$

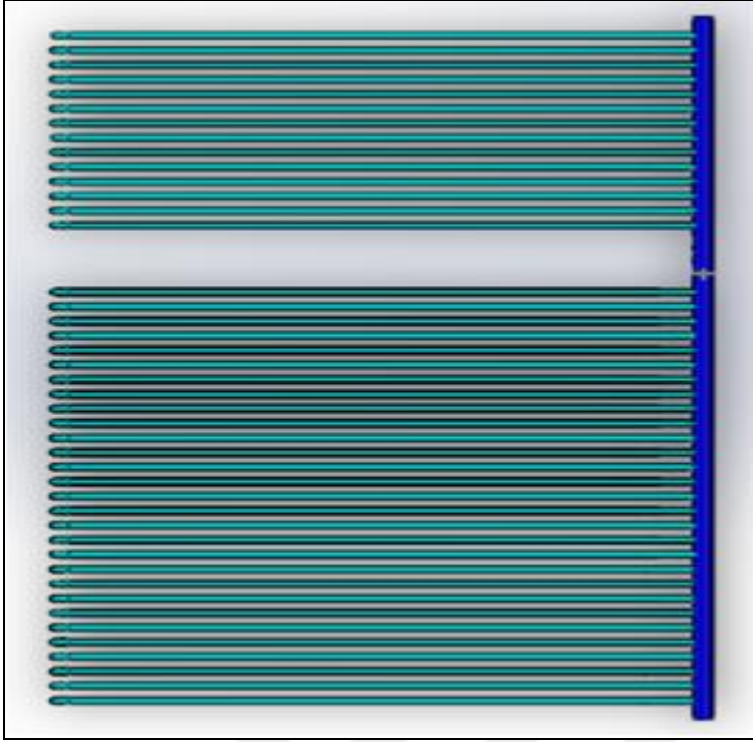
Verilen İst:  $\phi G (h_{geli} - h_{gela}) = 709.63 \text{ kW}$

Resim 3.13. MathCad birinci iterasyon ekran görüntüsü-9

### 3.1.5. Ekonomizer-2



Resim 3.14. Ekonomizer-2 üç boyutlu modeli



Resim 3.15. Ekonomizer yerleşimi üç boyutlu modeli



Resim 3.16. Ekonomizer yerleşimi kesit modeli

Ekonomizer-1 gaz çıkış sıcaklığı değeri ekonomizer-2 için gaz giriş sıcaklığı olarak alınır. Su giriş sıcaklığı olarak ara sıcaklık değeri ( $140^{\circ}\text{C}$ ) su çıkış sıcaklık değeri olarak ise istenen kazan su giriş sıcaklığı olan  $160^{\circ}\text{C}$  alınır. Bu değerler üzerinden gaz çıkış sıcaklık ve ısı değerleri bulunur.



**Ekonomizer 2**

Su Giriş Sıcaklığı:  $u_{we2i} := u_{we1a} = 140 \cdot ^\circ\text{C}$

Su Giriş Entalpisi:  $h_{we2i} := h_{we1a} = 589.16 \cdot \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$

Su Çıkış Sıcaklığı:  $u_{we2a} := 160 \cdot ^\circ\text{C}$

Su Çıkış Entalpisi:

$\text{SatWaterEnth}_{u_{we2a}} := \text{linterp}(\text{SatWaterTemp}, \text{SatWaterEnth}, u_{we2a})$

$h_{we2a} := \text{SatWaterEnth}_{u_{we2a}} = 675.47 \cdot \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$

$h_{ge2a} := h_{ge1i}$

Duman Gazı Giriş Entalpisi:

$h_{ge2i} := \frac{[\phi \cdot (h_{we2a} - h_{we2i}) + \phi G \cdot h_{ge2a}]}{\phi G} = 463.62 \cdot \frac{\text{kJ}}{\text{m}^3}$

Duman Gazı Giriş Sıcaklığı:  $F_{h_{ge2i}} := \text{linterp}(\text{GasEnth}, \text{GasTemp}, h_{ge2i}) = 331.72 \cdot ^\circ\text{C}$

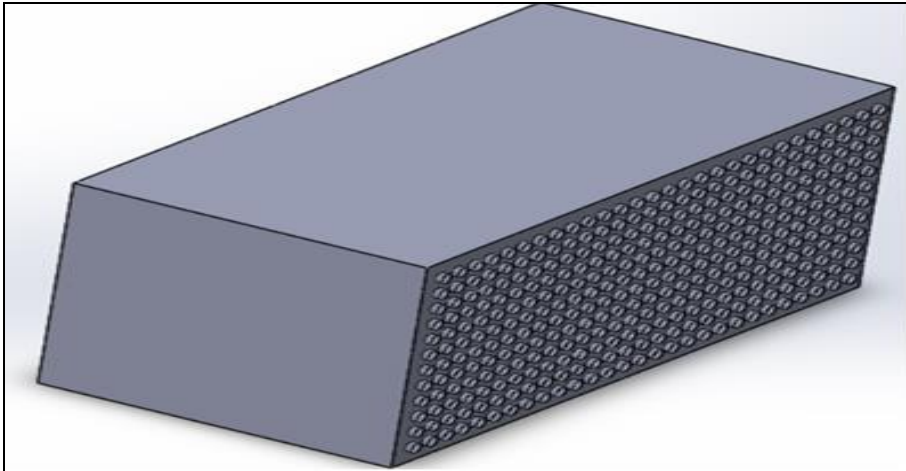
Duman Gazı Giriş Sıcaklığı:  $u_{ge2i} := F_{h_{ge2i}} = 331.72 \cdot ^\circ\text{C}$

Verilen Isı:

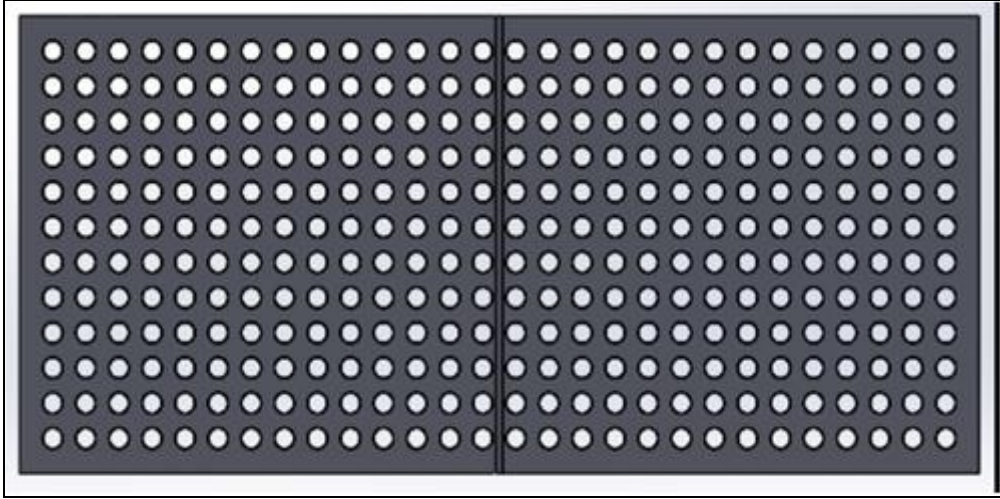
$\phi G \cdot (h_{ge2i} - h_{ge2a}) = 479.48 \cdot \text{kW}$

Resim 3.17. MathCad birinci iterasyon ekran görüntüsü-10

### 3.1.6. Ön hava ısıtıcısı-2



Resim 3.18. Ön hava ısıtıcısı-2 üç boyutlu modeli



Resim 3.19. Ön hava ısıtıcısı-2 kesit modeli

Hava giriş sıcaklığı  $60^{\circ}\text{C}$  ve yanma havası olarak kabul edilen hava çıkış sıcaklığı  $150^{\circ}\text{C}$  kabulüyle ekonomizer-2 gaz giriş sıcaklığının gaz çıkış sıcaklığı olarak alınması ile birlikte hava ön ısıtıcısı-2'nin gaz giriş sıcaklığı ve ısı değeri hesaplanır.

**Hava Ön Isıtıcısı-2:**

Hava Giriş Sıcaklığı:  $vLa2i := vLa1a = 60^{\circ}\text{C}$   
Hava Çıkış Sıcaklığı:  $vLa2a := 150^{\circ}\text{C}$

$\text{LuftEnth}_{vLa2a} := \text{linterp}(\text{LuftTemp}, \text{LuftEnth}, vLa2a)$

Hava Çıkış Entalpisi:  $hLa2a := \text{LuftEnth}_{vLa2a} = 232.5 \frac{\text{kJ}}{\text{m}^3}$   
 $hLa2i := hLa1a$   
 $hga2a := hge2i$

Duman Gazı Giriş Entalpisi:  
 $hga2i := \frac{[\phi L \cdot (hLa2a - hLa2i) + \phi G \cdot hga2a]}{\phi G} = 596.615 \frac{\text{kJ}}{\text{m}^3}$

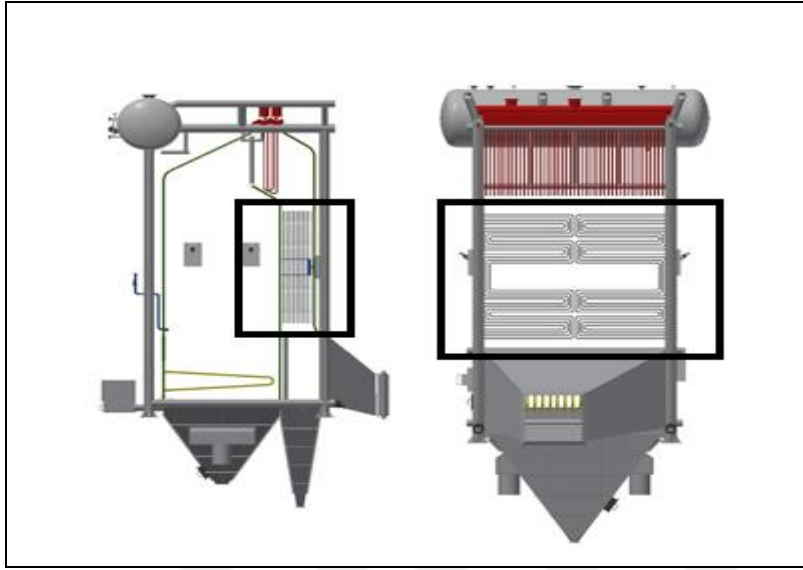
Duman Gazı Giriş Sıcaklığı:  
 $\text{GasTemp}_{hga2i} := \text{linterp}(\text{GasEnth}, \text{GasTemp}, hga2i)$   
 $vga2i := \text{GasTemp}_{hga2i} = 422.63^{\circ}\text{C}$

Verilen Isı:  $\phi G \cdot (hga2i - hga2a) = 867.15 \text{ kW}$

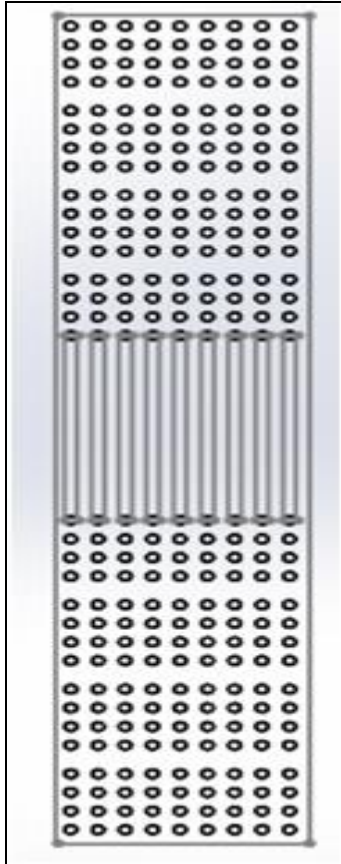
Resim 3.20. MathCad birinci iterasyon ekran görüntüsü-11



### 3.1.7. Buharlaştırıcı



Resim 3.21. Buharlaştırıcı üç boyutlu modeli



Resim 3.22. Buharlaştırıcı kesit modeli

Buharlaştırıcı gaz çıkış sıcaklık değeri, ön hava ısıtıcısı-2'nin gaz giriş sıcaklık değerine sahiptir. Buharlaştırıcı gaz giriş sıcaklık değeri ise kızdırıcı gaz çıkış sıcaklık değerine sahiptir. Buradan buharlaşma enerjisi tayin edilir.

**Evaporator**

Duman Gazı Çıkış Sıcaklığı:  $v_{gevpa} := v_{ga2i} = 422.63 \cdot ^\circ\text{C}$

Duman Gazı Çıkış Entalpisi:  
 $h_{gevpa} := h_{ga2i} = 596.615 \cdot \frac{\text{kJ}}{\text{m}^3}$

---

Duman Gazı Giriş Entalpisi:  $h_{gevpi} := h_{güa} = 1203.82 \cdot \frac{\text{kJ}}{\text{m}^3}$

Verilen Isı:  
 $\phi G \cdot (h_{gevpi} - h_{gevpa}) = 3959.16 \cdot \text{kW}$

Resim 3.23. MathCad birinci iterasyon ekran görüntüsü-12

İteratif tasarım modeli için yalnızca tahmin oluşturması amacıyla oluşturulan temel tasarım sıcaklık sonuçları tablo halinde aşağıda verilmektedir:

Çizelge 3.2. Temel tasarım değerleri

	Gaz Giriş Sıcaklığı, °C	Gaz Çıkış Sıcaklığı, °C	Isı Girdisi, kW
Yanma Odası	1543,3	920,8	6692,1
Kızdırıcı	920,8	818,6	404,5
Buharlaştırıcı	818,6	422,6	3959,2
Ön Hava Isıtıcısı-2	422,6	331,7	867,2
Ekonomizer-2	331,7	280,1	479,5
Ekonomizer-1	280,1	203,8	709,6
Ön Hava Isıtıcısı-1	203,8	170	296,9

### 3.2. İteratif Detay Tasarım Modelinin Oluşturulması

Yanma odası, alev radyasyon odası ile gaz radyasyon odası olarak ikiye ayrılır. Alev radyasyon odası ve gaz radyasyon odası arasındaki fark önceki bölümlerde anlatılmaktadır.

### 3.2.1. Alev radyasyon odası iteratif modeli

Alev radyasyon odasında radyasyonla ısı transferi mevcuttur. Bu nedenle radyasyonla ısı transfer formülü kullanılır. Bu formül, yanma sonucu oluşan duman gazının odayı terk ederken sahip olduğu sıcaklıktaki enerjisi ile oda duvar borularının sıcaklığındaki enerji arasındaki ısı transfer değerini gösterir.

$$Q_{cr} = C * A_F * \left( \left( \frac{T_{ga}}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_w}{100} \right)^4 \right) \quad (3.22)$$

Odada yanma sonucu oluşan gazın sıcaklığı “gaz giriş sıcaklığı” olarak isimlendirilir. Gazın bu sıcaklıktaki enerjisi ile odayı terk ederken sahip olduğu sıcaklıktaki enerji arasındaki ısı transferi de aynı zamanda alev radyasyon odasındaki ısı transfer değerini oluşturur.

$$Q_{cr} = \phi G * (h_{ge} - h_{ga}) \quad (3.23)$$

Bu iki ısı transfer değeri birbirine eşitlenir. Bu eşitlik yardımıyla alev radyasyon odasındaki duman gazı çıkış sıcaklığı, duvar boruları sıcaklığı, özgül ısı ve toplam ısı transfer değeri tayin edilir. Bu hesaplar yapılırken daha önce hesaplanmış olan duman gazı debisi ( $\phi G$ ), adyabatik yanma entalpisi ( $h_{ge}$ ) kendi değerlerini alırken gaz çıkış sıcaklığı ( $T_{ga}$ ), buna bağlı özgül ısı değeri ( $c_g$ ) ve duvar sıcaklığı tahmin edilir.

Yakıt türüne bağlı değer alan efektif radyasyon katsayısı 18, ısı transfer borularının yüzey alanlarından meydana gelen efektif soğutma yüzeyi ise 28 m<sup>2</sup> olarak belirlenir.

Net değerler ve tahmini değerler programa tanımlanır. Tahmini çıkış sıcaklığı 1000°C, tahmini duvar sıcaklığı ise 200°C olarak girilir.

Net Değerler:

Duman Gazı Hacimsel Debi:  $\phi G = 23474.11 \cdot \frac{m^3}{hr}$

Adyabatik Yanma Entalpisi:  $h_{Ge} = 2389.27 \cdot \frac{kJ}{m^3}$

Adyabatik Yanma Sıcaklığı:  $FlueTemp_{hGe} = 1543.28 \cdot ^\circ C$

Efektif Radyasyon Katsayısı:  $C_{rad} := 18 \frac{kJ}{m^2 \cdot hr \cdot K^4}$

Efektif Soğutma Yüzeyi:  $A_F := 28m^2$

Tahmini Değerler:

Tahmini Çıkış Sıcaklığı:  $ucra0 := 1000 \cdot ^\circ C$        $ucra_0 := 1000 \cdot ^\circ C$

Tahmini Çıkış Sıcaklık Entalpisi:  $FlueEnth_{ucra0} := \text{linterp}(FlueTemp, FlueEnth, ucra0)$

$$FlueEnth_{ucra0} = 1489.39 \cdot \frac{kJ}{m^3}$$

Tahmini Özgül Isı Değeri:  $c_{g0} := \frac{(h_{Ge} - FlueEnth_{ucra0})}{(FlueTemp_{hGe} - ucra0)} = 1.656 \cdot \frac{kJ}{m^3 \cdot K}$

Tahmini Duvar Sıcaklığı:  $uw_0 := 200 \cdot ^\circ C$

Resim 3.24. MathCad birinci iterasyon ekran görüntüsü-13

Mathcad programına 4.dereceden radyasyon denklemi ile genel ısı transfer denklemi tek tarafta toplanacak şekilde girilir ve 4.dereceden denklemin kökü çıkış sıcaklığını verecek şekilde tanımlanır. Burada tahmin edilmekte olan gaz çıkış sıcaklığı ve gaz çıkış entalpisi olarak tek denklem için iki ayrı kök yaratmamak adına entalpi, sıcaklık ve özgül ısı değerinin çarpımı olarak tanımlanır. Denklem toplam 4 adet iterasyon döngüsüne alınıp yeterli oranda yaklaşım tespit edildikten sonra sonuçlar matrisler halinde programdan alınır.

Birinci İterasyon Denklemine Göre Çıkış Sıcaklığı Değeri:

Given

Guess:

$$v_{cra0} = 1000 \cdot ^\circ\text{C} \quad \text{FlueEnth}_{v_{cra0}} = 1489.39 \cdot \frac{\text{kJ}}{\text{m}^3} \quad c_{g0} = 1.656 \cdot \frac{\text{kJ}}{\text{m}^3 \cdot \text{K}} \quad v_{w0} = 200 \cdot ^\circ\text{C}$$

$$\text{Crad} \cdot A_F \left[ \left( \frac{v_{cra0}}{100} \right)^4 - \left( \frac{v_{w0}}{100} \right)^4 \right] + \phi G \left[ c_{g0} (v_{cra0} - 273 \cdot \text{K}) - h_{Ge} \right] = 0$$

$$v_{cra1} := \text{Find}(v_{cra0}) = 1050.69 \cdot ^\circ\text{C}$$

$$\text{FlueEnth}_{v_{cra1}} := \text{linterp}(\text{FlueTemp}, \text{FlueEnth}, v_{cra1})$$

$$\text{FlueEnth}_{v_{cra1}} = 1565.72 \cdot \frac{\text{kJ}}{\text{m}^3}$$

Soğuma Yükü  $Q_{cr1} := \phi G (h_{Ge} - \text{FlueEnth}_{v_{cra1}}) \quad Q_{cr1} = 5369.8 \cdot \text{kW}$

Soğutma Akısı:  $q_{cr1} := \frac{Q_{cr1}}{A_F} \quad q_{cr1} = 191.779 \cdot \frac{\text{kW}}{\text{m}^2}$

Duvar Kalınlığı:  $wt := 0.0036 \text{m}$

Duvar İletkenliği:  $wc := 0.054 \cdot \frac{\text{W}}{\text{m}}$

Yeni Duvar Sıcaklığı:  $v_{w1} := \left( q_{cr1} \cdot \frac{wt}{wc} \right) \cdot \left( \frac{\text{m}}{\text{kW}} \cdot \text{m} \cdot \frac{\text{kg} \cdot \text{K}}{\text{s}^3} \right) + 273.15 \text{K} + 172.9 \cdot \text{K} = 185.685 \cdot ^\circ\text{C}$

Yeni Özgül Isı Değeri:

$$c_{g1} := \frac{(h_{Ge} - \text{FlueEnth}_{v_{cra1}})}{(\text{FlueTemp}_{h_{Ge}} - v_{cra1})} = 1.672 \cdot \frac{\text{kJ}}{\text{m}^3 \cdot \text{K}}$$

Resim 3.25. MathCad birinci iterasyon ekran görüntüsü-14

İkinci İterasyon Denklemi'ne Göre Çıkış Sıcaklığı Değeri:

Guess  
 $ucra1 = 1050.69 \cdot ^\circ\text{C}$

Given

$$Crad \cdot A_F \cdot \left[ \left( \frac{ucra1}{100} \right)^4 - \left( \frac{uw_1}{100} \right)^4 \right] + \phi G \cdot [cg_1 \cdot (ucra1 - 273.K) - hGe] = 0$$

$ucra2 := \text{Find}(ucra1) = 1045.89 \cdot ^\circ\text{C}$

$\text{FlueEnth}_{ucra2} := \text{linterp}(\text{FlueTemp}, \text{FlueEnth}, ucra2)$

$$\text{FlueEnth}_{ucra2} = 1558.66 \cdot \frac{\text{kJ}}{\text{m}^3}$$

Soğuma Yüğü  $Q_{cr2} := \phi G \cdot (hGe - \text{FlueEnth}_{ucra2}) \quad Q_{cr2} = 5415.81 \cdot \text{kW}$

Soğutma Akısı:  $q_{cr2} := \frac{Q_{cr2}}{A_F} \quad q_{cr2} = 193.422 \cdot \frac{\text{kW}}{\text{m}^2}$

Duvar Kalınlığı:  $wt := 0.0036\text{m}$

Duvar İletkenliği:  $wc := 0.054 \cdot \frac{\text{W}}{\text{m}}$

Yeni Duvar Sıcaklığı:  $uw_2 := \left( q_{cr2} \cdot \frac{wt}{wc} \right) \cdot \left( \frac{\text{m}}{\text{kW}} \cdot \text{m} \cdot \frac{\text{kg} \cdot \text{K}}{\text{s}^3} \right) + 273.15\text{K} + 172.9 \cdot \text{K} = 185.795 \cdot ^\circ\text{C}$

Yeni Özgöl Isı Değeri:  $cg_2 := \frac{(hGe - \text{FlueEnth}_{ucra2})}{(\text{FlueTemp}_{hGe} - ucra2)} = 1.67 \cdot \frac{\text{kJ}}{\text{m}^3 \cdot \text{K}}$

Resim 3.26. MathCad birinci iterasyon ekran görüntüsü-15

Üçüncü İterasyon Denklemi'ne Göre Çıkış Sıcaklığı Değeri:

Guess  
 $ucra2 = 1045.89 \cdot ^\circ\text{C}$

Given

$$C_{rad} \cdot A_F \cdot \left[ \left( \frac{ucra2}{100} \right)^4 - \left( \frac{uw_2}{100} \right)^4 \right] + \phi G \cdot [c_{g2} \cdot (ucra2 - 273.K) - h_{Ge}] = 0$$

$$ucra3 := \text{Find}(ucra2) = 1046.45 \cdot ^\circ\text{C}$$

$$\text{FlueEnth}_{ucra3} := \text{linterp}(\text{FlueTemp}, \text{FlueEnth}, ucra3)$$

$$\text{FlueEnth}_{ucra3} = 1559.48 \cdot \frac{\text{kJ}}{\text{m}^3}$$

Soğuma Yüğü  $Q_{cr3} := \phi G \cdot (h_{Ge} - \text{FlueEnth}_{ucra3}) \quad Q_{cr3} = 5410.44 \cdot \text{kW}$

Soğutma Akısı:  $q_{cr3} := \frac{Q_{cr3}}{A_F} \quad q_{cr3} = 193.23 \cdot \frac{\text{kW}}{\text{m}^2}$

Duvar Kalınlığı:  $w_t := 0.0036 \text{m}$

Duvar İletkenliği:  $w_c := 0.054 \cdot \frac{\text{W}}{\text{m}}$

Yeni Duvar Sıcaklığı:  $uw_3 := \left( q_{cr3} \cdot \frac{w_t}{w_c} \right) \cdot \left( \frac{\text{m}}{\text{kW}} \cdot \text{m} \cdot \frac{\text{kg} \cdot \text{K}}{\text{s}^3} \right) + 273.15\text{K} + 172.9 \cdot \text{K} = 185.782 \cdot ^\circ\text{C}$

Yeni Özgül Isı Değeri:  $c_{g3} := \frac{(h_{Ge} - \text{FlueEnth}_{ucra3})}{(\text{FlueTemp}_{h_{Ge}} - ucra3)} = 1.67 \cdot \frac{\text{kJ}}{\text{m}^3 \cdot \text{K}}$

Resim 3.27. MathCad birinci iterasyon ekran görüntüsü-16

Dördüncü İterasyon Denklemi'ne Göre Çıkış Sıcaklığı Değeri:

Guess  
 $ucra3 = 1046.45 \cdot ^\circ\text{C}$

Given

$$C_{rad} \cdot A_F \cdot \left[ \left( \frac{ucra3}{100} \right)^4 - \left( \frac{uw_3}{100} \right)^4 \right] + \phi G \cdot [c_{g_3} \cdot (ucra3 - 273.K) - h_{Ge}] = 0$$

$$ucra4 := \text{Find}(ucra3) = 1046.38 \cdot ^\circ\text{C}$$

$$\text{FlueEnth}_{ucra4} := \text{linterp}(\text{FlueTemp}, \text{FlueEnth}, ucra4)$$

$$\text{FlueEnth}_{ucra4} = 1559.39 \cdot \frac{\text{kJ}}{\text{m}^3}$$

Soğuma Yüğü  $Q_{cr_4} := \phi G \cdot (h_{Ge} - \text{FlueEnth}_{ucra4}) \quad Q_{cr_4} = 5411.06 \cdot \text{kW}$

Soğutma Akısı:  $q_{cr_4} := \frac{Q_{cr_4}}{A_F} \quad q_{cr_4} = 193.23 \cdot \frac{\text{kW}}{\text{m}^2}$

Duvar Kalınlığı:  $w_t := 0.0036 \text{m}$

Duvar İletkenliği:  $w_c := 0.054 \cdot \frac{\text{W}}{\text{m}}$

Yeni Duvar Sıcaklığı:  $uw_4 := \left( q_{cr_4} \cdot \frac{w_t}{w_c} \right) \cdot \left( \frac{\text{m}}{\text{kW}} \cdot \text{m} \cdot \frac{\text{kg} \cdot \text{K}}{\text{s}^3} \right) + 273.15\text{K} + 172.9 \cdot \text{K} = 185.782 \cdot ^\circ\text{C}$

Yeni Özgül Isı Değeri:  $c_{g_4} := \frac{(h_{Ge} - \text{FlueEnth}_{ucra4})}{(\text{FlueTemp}_{h_{Ge}} - ucra4)} = 1.67 \cdot \frac{\text{kJ}}{\text{m}^3 \cdot \text{K}}$

Resim 3.28. MathCad birinci iterasyon ekran görüntüsü-17

İterasyon sonuçlarının matris formundaki çıktılarına göre alev radyasyon odası çıkış sıcaklığı  $1046,4^\circ\text{C}$ , duvar sıcaklığı  $185,8^\circ\text{C}$ , ısı transfer değeri  $5411,1 \text{ kW}$  ve özgül ısı değeri  $1,67 \text{ kJ/m}^3\text{K}$  olarak tayin edilmiştir.



$$\begin{pmatrix} v_{cra1} \\ v_{cra2} \\ v_{cra3} \\ v_{cra4} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 1050.69 \\ 1045.89 \\ 1046.45 \\ 1046.38 \end{pmatrix} \cdot ^{\circ}\text{C} \cdot v_w = \begin{pmatrix} 200 \\ 185.685 \\ 185.795 \\ 185.782 \\ 185.782 \end{pmatrix} \cdot ^{\circ}\text{C}_{cg} = \begin{pmatrix} 1.656 \\ 1.672 \\ 1.67 \\ 1.67 \\ 1.67 \end{pmatrix} \cdot \frac{\text{kJ}}{\text{m}^3 \text{K}} \cdot Q_{cr} = \begin{pmatrix} 0 \\ 5369.8 \\ 5415.81 \\ 5410.44 \\ 5411.06 \end{pmatrix} \cdot \text{kW}$$

Şekil 3.6. MathCad matris formu-5

### 3.2.2. Gaz radyasyon odası-1 iteratif modeli

Çizelge 3.3. Gaz radyasyon odası-1 konstrüksiyon bilgileri

Gaz Geçiş Uzunluğu	3000	mm
Gaz Geçiş Genişliği	4530	mm
Boru Dizilimi	6500	mm
Boru Malzemesi	Karbon Çeliği	
Boru Çapı ve Et Kalınlığı	60,3x3,6	mm

Gaz odasının konstrüksiyon ölçüleri girilir. Eni  $a=3\text{m}$ , boyu  $c=4.53\text{ m}$  yüksekliği ise  $h=6.51\text{m}$  olarak seçilir. Oda borularının dış çapı  $60,3\text{ mm}$  et kalınlığı ise  $3,6\text{ mm}$  olarak seçilir. Odanın gaz giriş sıcaklığı, yanma odasındaki gaz çıkış sıcaklığı  $1046.4\text{ }^{\circ}\text{C}$  olarak belirlenirken çıkış sıcaklığı tahmin edilir ve bu tahmin temel tasarımdaki genel yanma odası çıkış sıcaklık değeri  $920,8^{\circ}\text{C}$ 'dir.

Hidrolik Çap Formülü:

$$H_d = \frac{2 \cdot a \cdot c}{a + c} \quad (3.24)$$

Sınır tabakası (s) hesabı için gerekli boy-en oranı ile yükseklik-en oranı programa girilir. Bu değerlere bağlı olarak ilgili tablodan sınır tabakası tayin edilir. Yakıt analiz sonuçlarından elde edilen  $\text{CO}_2$  ve  $\text{H}_2\text{O}$  kısmi basınçları tanımlanır. İterasyon sayısı ise 5 olarak tayin edilir.

<b>Gaz Radyasyon Odası-1 (Gas Radiation Room-1):</b>			
Net Değerler:		$i := 1..5$	Tahmini Değerler:
Duman Gazı Hacimsel Debi:	$\phi G = 23474.11 \frac{m^3}{hr}$		$diagr := 60.3mm$
Gaz Odası Eni: $a := 3m$	$h := 6.51m$		$wtgr := 3.6mm$
Gaz Odası Boyu: $b := 4.53m$		$\frac{b}{a} = 1.51$	$\frac{h}{a} = 2.17$
Hidrolik Çap: $H := \frac{(2 \cdot a \cdot b)}{a + b}$			$sGR1 := 2.49m$
	$H = 3.61m$	$pCO2 := 0.117atm$	$pH2O := 0.115atm$

Resim 3.29. MathCad birinci iterasyon ekran görüntüsü-18

Tahmini gaz çıkış sıcaklığı, yanma odasından gelen gaz giriş sıcaklığı ve soğuk akışkanın odadaki giriş ve çıkış sıcaklığı kabul edilen ve kazan iç duvarlarında dolaşan kazan çalışma basıncındaki doymuş buhar sıcaklığı ile tahmini logaritmik sıcaklık farkı, tahmini gaz hızı ve tahmini konvektif ısı transfer katsayısı hesaplanır.

Gaz odası logaritmik sıcaklık farkı:

$$\Delta T_{log} = \frac{(T_{ge} - T_s) - (T_{ga} - T_s)}{\ln \frac{(T_e - T_s)}{(T_a - T_s)}} \quad (3.25)$$

Gazı hızı:

$$\omega_g = \phi G * \frac{(T_{ge} - T_s) - (T_{ga} - T_s)}{\ln \frac{(T_e - T_s)}{(T_a - T_s)}} \quad (3.26)$$

Ortalama oda sıcaklığı, ortalama soğuk akışkan sıcaklığı ile logaritmik sıcaklık farkının toplamıdır.

$$T_{gort} = \frac{T_s + T_s}{2} + \Delta T_{log} \quad (3.27)$$

Düzenlenmiş konvektif ısı transfer katsayısı formülü [37]:

$$\alpha_B = 5.53 * \frac{(\omega)^{0.75}}{H^{0.25}} \quad (3.28)$$

Gaz Odası Gaz Giriş Sıcaklığı:  $v_{gre} := v_{cra4} = 1046.38 \text{ } ^\circ\text{C}$   
 Gaz Odası Gaz Giriş Entalpisi:  $FlueEnth_{v_{gre}} := \text{linterp}(FlueTemp, FlueEnth, v_{gre})$   $FlueEnth_{v_{gre}} = 1559.39 \frac{\text{kJ}}{\text{m}^3}$

Logaritmik Sıcaklık Farkı:  $\Delta T_{grlog_0} := \frac{(v_{gre} - vS) - (v_{gra_0} - vS)}{\ln\left(\frac{v_{gre} - vS}{v_{gra_0} - vS}\right)}$   
 $\Delta T_{grlog_0} = 809.061 \text{ K}$

Duman Gazı Hızı:  $w_{r_0} := \frac{\phi G \left[ \frac{(vS + vS) + \Delta T_{grlog_0}}{273K} + 1 \right]}{a \cdot b} = 2.686 \frac{\text{m}}{\text{s}}$

Radyasyon Alanı:  $A_S := 27\text{m}^2$   $A_{gr} := 54\text{m}^2$

Taşıyım Alanı:  $A_K := 27\text{m}^2$

İç Isı Transfer Katsayısı:  $\alpha_{grin_0} := 6500$

Konvektif Isı Transfer Katsayısı:  
 $\alpha_{Bgr_0} := 5.53 \cdot \frac{\frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}} \cdot \text{s}^{0.75}}{\text{m}^{0.5} \cdot (\text{H})^{0.25}} \cdot (w_{r_0})^{0.75}$   
 $\alpha_{Bgr_0} = 8.417 \cdot \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$

Resim 3.30. MathCad birinci iterasyon ekran görüntüsü-19

Gaz bileşenlerinin sahip oldukları kısmi basınç ve yaydıkları radyasyon neticesinde oluşan radyatif ısı transfer katsayısı hesaplanır. Hesaplanan bu değer içerisinde tahmini gaz çıkış sıcaklığını da barındırdığı için nihai değer değil tahmini değerdir.

Fouling Layer:  $gfouling := 150$

Boru Et Kalınlığı:  $w_{rt} := 0.0036\text{m}$

Duvar Malzemesi İletkenliği:  $g_{material} := 54 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}}$  İç Isı Transfer Katsayısı:  $\alpha_{grin_0} := 6500$

$$q_{CO_2_0} := \left[ \left( \frac{v_{gra_0} + v_{gre}}{2 \cdot 100} - 2.7315\text{K} \right)^{3.5} - \left[ \left( \frac{v_{w_4}}{100} - 2.7315\text{K} \right)^{3.5} \right] \cdot \left[ (p_{CO_2} \cdot sGR1)^{\frac{1}{3}} \cdot 3.5 \cdot 0.8 \right] \right] \cdot \frac{\left( \frac{\text{kcal}}{\text{m}^2 \cdot \text{hr}} \right)}{\left[ \text{K}^{3.5} \cdot (\text{atm} \cdot \text{m})^{\frac{1}{3}} \right]} = 5.523 \times 10^3 \cdot \left( \frac{\text{kcal}}{\text{m}^2 \cdot \text{hr}} \right)$$

$$q_{H_2O_0} := \left[ \left( \frac{v_{gra_0} + v_{gre}}{2 \cdot 100} - 2.7315\text{K} \right)^3 - \left[ \left( \frac{v_{w_4}}{100} - 2.7315\text{K} \right)^3 \right] \cdot \left[ (p_{H_2O}^{0.8} \cdot sGR1^{0.6}) \cdot 3.5 \cdot 0.8 \right] \right] \cdot \frac{\left( \frac{\text{kcal}}{\text{m}^2 \cdot \text{hr}} \right)}{\left[ \text{K}^3 \cdot (\text{atm}^{0.8} \cdot \text{m}^{0.6}) \right]} = 8.108 \times 10^3 \cdot \left( \frac{\text{kcal}}{\text{m}^2 \cdot \text{hr}} \right)$$

$$\alpha_{sCO_2_0} := 0.8 \cdot (p_{CO_2} \cdot sGR1)^{\frac{1}{3}} \cdot \left[ v_{w_4} + \frac{(v_{gra_0} + v_{gre})}{2} - 273.15\text{K} - 273.15\text{K} \right] \cdot 0.05131 \cdot \frac{1}{\text{K}} - 30.25 \cdot \left[ \frac{1}{(\text{atm} \cdot \text{m})^{\frac{1}{3}}} \cdot \frac{\text{kcal}}{\text{m}^2 \cdot \text{hr} \cdot \text{K}} \right] = 15.778 \cdot \frac{1}{\text{K}} \cdot \frac{\text{kcal}}{\text{m}^2 \cdot \text{hr}}$$

$$\alpha_{sH_2O_0} := 0.8 \cdot (p_{H_2O}^{0.8} \cdot sGR1^{0.6}) \cdot \left[ v_{w_4} + \frac{(v_{gra_0} + v_{gre})}{2} - 273.15\text{K} - 273.15\text{K} \right] \cdot 0.107 \cdot \frac{1}{\text{K}} - 46.5 \cdot \left[ \frac{1}{(\text{atm}^{0.8} \cdot \text{m}^{0.6})} \cdot \frac{\text{kcal}}{\text{m}^2 \cdot \text{hr} \cdot \text{K}} \right] = 19.271 \cdot \frac{1}{\text{K}} \cdot \frac{\text{kcal}}{\text{m}^2 \cdot \text{hr}}$$

$$q_{GR_0} := \frac{\left[ (\alpha_{sCO_2_0} + \alpha_{sH_2O_0}) \cdot \left[ \frac{(v_{gra_0} + v_{gre})}{2} - v_{w_4} \right] + (q_{CO_2_0} + q_{H_2O_0}) \right]}{\left[ v_{w_4} + \frac{(v_{gra_0} + v_{gre})}{2} - 273.15\text{K} - 273.15\text{K} \right]} = 35.569 \cdot \frac{1}{\text{K}} \cdot \frac{\text{kcal}}{\text{m}^2 \cdot \text{hr}}$$

Resim 3.31. MathCad birinci iterasyon ekran görüntüsü-20

İlk kabullere göre tayin edilen iç ısı transfer katsayısı, konvektif ve radyatif ısı transfer katsayısı ve belirlenen kirlilik faktörü üzerinden toplam ısı transfer katsayısı hesaplanır.

$$HH_{gr_0} = \left[ \left( \frac{1}{\alpha B_{gr_0} + q_{GR_0}} \right) + \left[ \left( \frac{1}{gr_{fouling}} \right) \cdot \left( \frac{1}{\frac{W}{m^2 \cdot K}} \right) \right] + \left[ \frac{diagr \cdot \ln \left[ 1 + \frac{(2 \cdot wtgr)}{diagr} \right]}{2 \cdot g_{material}} \right] + \left( \frac{diagr}{diagr - 2wtgr} \right) \cdot \left( \frac{1}{\alpha_{grin_0}} \right) \cdot \left( \frac{1}{\frac{W}{m^2 \cdot K}} \right) \right] = 37.049 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

Resim 3.32. MathCad birinci iterasyon ekran görüntüsü-21

Toplam ısı transfer katsayısı, logaritmik sıcaklık farkı ve oda borularının oluşturduğu ısı transfer yüzey alanı neticesinde ısı transfer değeri belirlenir. Bu ısı transfer değeri aynı zamanda duman gazının giriş ve çıkış sıcaklıkları arasındaki enerji farkına eşit olduğu için buradan yeni bir gaz çıkış entalpi değeri ve ardından yeni bir gaz çıkış sıcaklığı belirlenir.

$$Q_{gr_0} = HH_{gr_0} \cdot Agr \cdot \Delta T_{gr_0} = 1611.661 \text{ kW}$$

$$\text{Gaz Odası Çıkış Entalpi: } h_{gr_1} = \text{FluxEnt}_{gr_1} = \left( \frac{Q_{gr_0}}{60} \right) = 1311.14 \frac{\text{kJ}}{\text{m}^3}$$

Gaz Çıkış Sıcaklığı:

$$v_{gr_1} = \text{Intep} \left[ \text{FluxEnt}, \text{FluxTemp}, \text{FluxEnt}_{gr_1} \right] = \left[ \left( \frac{1}{\alpha B_{gr_0} + q_{GR_0}} \right) + \left[ \left( \frac{1}{gr_{fouling}} \right) \cdot \left( \frac{1}{\frac{W}{m^2 \cdot K}} \right) \right] + \left[ \frac{diagr \cdot \ln \left[ 1 + \frac{(2 \cdot wtgr)}{diagr} \right]}{2 \cdot g_{material}} \right] + \left( \frac{diagr}{diagr - 2wtgr} \right) \cdot \left( \frac{1}{\alpha_{grin_0}} \right) \cdot \left( \frac{1}{\frac{W}{m^2 \cdot K}} \right) \right] \cdot Agr \cdot \frac{(v_{gr_1} - v_5) - (v_{gr_0} - v_5)}{\ln \left[ \frac{(v_{gr_1} - v_5)}{(v_{gr_0} - v_5)} \right]}$$

Resim 3.33. MathCad birinci iterasyon ekran görüntüsü-22

Belirlenen bu sıcaklık ile daha önce kabul edilen değerlere bağlı olarak gelen sonuçlar tekrarlanarak programa girilir ve iterasyon döngüsü başlatılır.

$$\Delta T_{grlog_1} := \frac{(v_{gre} - vS) - (v_{gra_1} - vS)}{\ln \left[ \frac{(v_{gre} - vS)}{(v_{gra_1} - vS)} \right]} = \dots$$

$$\omega_{rr_1} := \frac{\left[ \phi G \left[ \frac{(vS + vS)}{2} + \Delta T_{grlog_1} \right] + 1 \right]}{a \cdot b} = \dots$$

Konvektif Isı Transfer Katsayısı:

$$\alpha_{Bgr_1} := 5.53 \frac{\frac{W}{m^2 \cdot K} s^{0.75}}{m^{0.5}} \cdot \frac{(\omega_{rr_1})^{0.75}}{(H)^{0.25}} = \dots$$

$$q_{CO_2_1} := \left[ \left[ \frac{(v_{gra_1} + v_{gre})}{2 \cdot 100} - 2.7315K \right]^{3.5} - \left[ \left( \frac{v_{w_4}}{100} \right) - 2.7315K \right]^{3.5} \right] \left[ \frac{1}{(p_{CO_2} \cdot s_{GR1})^3} \cdot 3.5 \cdot 0.8 \right] \cdot \frac{\left( \frac{kcal}{m^2 \cdot hr} \right)}{\left[ K^{3.5} \cdot (atm \cdot m)^{\frac{1}{3}} \right]} = \dots \left( \frac{kcal}{m^2 \cdot hr} \right)$$

$$q_{H_2O_1} := \left[ \left[ \frac{(v_{gra_1} + v_{gre})}{2 \cdot 100} - 2.7315K \right]^3 - \left[ \left( \frac{v_{w_4}}{100} \right) - 2.7315K \right]^3 \right] \left[ (p_{H_2O}^{0.8} \cdot s_{GR1}^{0.6}) \cdot 35 \cdot 0.8 \right] \cdot \frac{\left( \frac{kcal}{m^2 \cdot hr} \right)}{\left[ K^3 \cdot (atm \cdot m)^{0.6} \right]} = \dots \left( \frac{kcal}{m^2 \cdot hr} \right)$$

$$\alpha_{sCO_2_1} := 0.8 \cdot (p_{CO_2} \cdot s_{GR1})^{\frac{1}{3}} \cdot \left[ v_{w_4} + \frac{(v_{gra_1} + v_{gre})}{2} \right] - 273.15K - 273.15K \cdot 0.05131 \cdot \frac{1}{K} - 30.25 \left[ \frac{1}{(atm \cdot m)^3} \cdot \frac{kcal}{m^2 \cdot hr \cdot K} \right] = \dots \frac{kcal}{m^2 \cdot hr}$$

$$\alpha_{sH_2O_1} := 0.8 \cdot (p_{H_2O}^{0.8} \cdot s_{GR1}^{0.6}) \cdot \left[ v_{w_4} + \frac{(v_{gra_1} + v_{gre})}{2} \right] - 273.15K - 273.15K \cdot 0.107 \cdot \frac{1}{K} - 46.5 \left[ \frac{1}{(atm \cdot m)^{0.6}} \cdot \frac{kcal}{m^2 \cdot hr \cdot K} \right] = \dots \frac{kcal}{m^2 \cdot hr}$$

Resim 3.34. MathCad birinci iterasyon ekran görüntüsü-23

$$q_{GR_1} := \frac{(m_{CO_2} + m_{H_2O}) \left[ \frac{(v_{gra_1} + v_{gre})}{2} - v_{w_4} \right] + (q_{CO_2} + q_{H_2O})}{\left[ v_{w_4} + \frac{(v_{gra_1} + v_{gre})}{2} \right] - 273.15K - 273.15K} = \dots \frac{kcal}{m^2 \cdot hr}$$

$$R_{Hgr_1} := \frac{1}{\left( \frac{1}{\alpha_{Bgr_1} + q_{GR_1}} \right) + \left[ \frac{1}{(r_{fouling})} \cdot \frac{1}{\left( \frac{W}{m^2 \cdot K} \right)} \right] + \left[ \frac{diag \cdot \ln \left[ 1 + \frac{(2 \cdot wtgr)}{diag} \right]}{2 \cdot g_{material}} \right] + \left( \frac{diag}{diag - 2 \cdot wtgr} \right) \cdot \left( \frac{1}{\alpha_{grm_0}} \right) \cdot \frac{1}{\left( \frac{W}{m^2 \cdot K} \right)}} = \dots \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

$$Q_{gr_1} := R_{Hgr_1} \cdot Agr \cdot \Delta T_{grlog_1} = \dots kW$$

gaz Odası Çıkış Entalpisı:  $h_{gr_{s,1}} := FluEnth_{v_{grs}} - \left( \frac{Q_{gr_1}}{\phi G} \right) = \dots \frac{kJ}{m^3}$

$$v_{gr_{s,1}} := \text{Interp} \left[ FluEnth, FluTemp, FluEnth_{v_{grs}} - \left( \frac{Q_{gr_1}}{\phi G} \right) \right] = \dots$$

Resim 3.35. MathCad birinci iterasyon ekran görüntüsü-24

$$Q_{gr,1} = 10I_{gr} \cdot A_{gr} \cdot \Delta T_{gr,1} = \dots \text{ kW}$$

$$v_{gr,2} = \text{Interp}(\text{FlueEntH}, \text{FlueTemp}, \text{FlueEntH}_{gr})$$

$$\left[ \frac{1}{\alpha_{gr} + q_{gr}} \right] + \left[ \frac{1}{\text{pf}(\text{vol}_{gr})} \left( \frac{1}{W} \right) \right] + \left[ \frac{1}{2 \cdot \text{gmatenel}} \left( \frac{1}{\text{diagr}} \ln \left[ 1 + \frac{(2 \cdot \text{wtgr})}{\text{diagr}} \right] \right) \right] + \left[ \frac{1}{\text{diagr} - 2 \cdot \text{wtgr}} \left( \frac{1}{\alpha_{gr,0}} \right) \left( \frac{1}{W} \right) \right] \cdot A_{gr} \cdot \frac{[(v_{gr} - v_5) - (v_{gr,1} - v_5)]}{\ln \left[ \frac{(v_{gr} - v_5)}{(v_{gr,1} - v_5)} \right]}$$

Resim 3.36. MathCad birinci iterasyon ekran görüntüsü-25

İterasyon sonuçlarının matris formundaki çıktılarına göre gaz radyasyon odası çıkış sıcaklığı 889,1°C, ısı transfer değeri 1552,1 kW, toplam ısı transfer katsayısı 36,3W/m<sup>2</sup>K, duman gazı hızı ise 2,66 m/s olarak tayin edilmiştir.

$$v_{gr} = \begin{pmatrix} 920.786 \\ 882.351 \\ 890.659 \\ 889.782 \\ 888.966 \\ 889.148 \\ 889.119 \\ 889.123 \end{pmatrix} \cdot ^\circ\text{C} \quad Q_{gr} = \begin{pmatrix} 1618.661 \\ 1536.581 \\ 1536.581 \\ 1553.783 \\ 1551.964 \\ 1552.156 \\ 1552.136 \end{pmatrix} \cdot \text{kW} \quad \text{HH}_{gr} = \begin{pmatrix} 37.049 \\ 36.082 \\ 36.281 \\ 36.26 \\ 36.262 \\ 36.262 \end{pmatrix} \cdot \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}} \quad \alpha_{gr} = \begin{pmatrix} 2.686 \\ 2.65 \\ 2.658 \\ 2.657 \\ 2.657 \\ 2.657 \end{pmatrix} \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Şekil 3.7. MathCad matris formu-6

### 3.2.3. Gaz radyasyon odası-2 iteratif modeli

İkinci gaz odasının konstrüksiyon ölçüleri girilir. Eni a=3m, boyu b=4.53 m yüksekliği ise h=3.51m olarak seçilir. Oda borularının dış çapı 60,3 mm et kalınlığı ise 3,6 mm olarak seçilir. Odanın gaz giriş sıcaklığı, ilk gaz odasındaki gaz çıkış sıcaklığı 889.1 °C olarak belirlenirken çıkış sıcaklığı tahmin edilir. Hesaplamalar ilk gaz odası ile aynı şekilde gerçekleşir. İterasyon sayısı 5'tir ve soğuk akışkanın borulardaki giriş ve çıkış sıcaklıkları kazan çalışma basıncındaki doyma sıcaklığıdır.

Çizelge 3.4. Gaz radyasyon odası-2 konstrüksiyon bilgileri

Gaz Geçiş Uzunluğu	3000 mm
Gaz Geçiş Genişliği	4530 mm
Boru Dizilimi	3500 mm
Boru Malzemesi	Karbon Çeliği
Boru Çapı ve Et Kalınlığı	60,3 x 3,6 mm

İterasyon sonuçlarının matris formundaki çıktılarına göre gaz radyasyon odası çıkış sıcaklığı 769,7°C, ısı transfer değeri 1180,9 kW, toplam ısı transfer katsayısı 30,7 W/m<sup>2</sup>K, duman gazı hızı ise 2,42 m/s olarak tayin edilmiştir.

$$\begin{array}{c}
 \begin{pmatrix} 920.786 \\ 735.996 \\ 777.338 \\ 768.543 \\ 769.857 \\ 769.687 \\ 769.707 \end{pmatrix} \cdot ^\circ\text{C} \quad
 \begin{pmatrix} 1512.732 \\ 1104.31 \\ 1104.31 \\ 1188.231 \\ 1180.225 \\ 1180.969 \\ 1180.9 \end{pmatrix} \cdot \text{kW} \quad
 \begin{pmatrix} 35.329 \\ 29.653 \\ 30.834 \\ 30.722 \\ 30.732 \\ 30.732 \end{pmatrix} \cdot \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}} \quad
 \begin{pmatrix} 2.55 \\ 2.383 \\ 2.422 \\ 2.418 \\ 2.418 \\ 2.418 \end{pmatrix} \frac{\text{m}}{\text{s}}
 \end{array}$$

Şekil 3.8. MathCad matris formu-7

### 3.2.4. Kızdırıcı-atermatör iteratif modeli

Tasarımı yapılan kızdırıcı, içinde kazan sistemine montajı sebebiyle belirli konstrüksiyon ölçülerine sahiptir:

- Paralel Boru Adedi  $n_p=86$
- Dizi başına boru adedi  $n=43$
- Dizi adedi  $z=4$
- Duman gazı geçiş uzunluğu  $l=1.6$  m
- Duman gazı geçiş genişliği  $b= 4.5$  m
- İki boru kesiti arasındaki yatay mesafe  $t_q=100$  mm
- İki boru kesiti arasındaki düşey mesafe  $t_l= 130$  mm

Boru malzemesi olarak karbon çeliği malzemeden dikişsiz çelik çekme borular kullanılmış olup boru çapı  $\text{dia}=42.4\text{mm}$ , et kalınlığı ise  $\text{wt}=3.20\text{mm}$  olarak seçilmiştir.

Çizelge 3.5. Kızdırıcı konstrüksiyon ve akış bilgileri

Gaz Geçiş Uzunluğu	1685 mm
Gaz Geçiş Genişliği	4530 mm
Efektif Gaz Geçiş Uzunluğu	1600 mm
İki Boru Kesiti Arasındaki Enine Mesafe	100 mm

Çizelge 3.5. (devam) Kızdırıcı konstrüksiyon ve akış bilgileri

İki Boru Kesiti Arasındaki Boyuna Mesafe	130 mm
Dizi Başına Boru Sayısı	43
Dizi Sayısı	4
Boru Dizilimi	Aynı Eksenli
Boru Malzemesi	Karbon Çeliği
Boru Çapı ve Et Kalınlığı	42,4 x 3,2 mm
Akış Türü	Ters Akışlı

Konstrüksiyon şartları belirlendikten sonra sistemin akış modellemesi yapılır. Kazan çalışma şartları ve mevcut konstrüksiyonun getirdiği sınırlamalar sebebiyle istenilen kızgın buhar çıkış sıcaklığının elde edilemediği durumlarda atemperatör sistemi devreye girmektedir. Bu sistem, 200°C üzeri sıcaklıkları yine kazan besleme suyu tesisatından çektiği soğutma suyu hattını sahip olduğu kontrol vanası sayesinde 200°C mertebesine ulaştırmakla görevlidir.

Burada amaçlanan MathCad programı kullanılarak yapılan ısı modelleme ile kızdırıcı tarafında bilinmeyen ve ilk olarak tahmini yapılan gaz çıkış sıcaklığı ve kızgın buhar çıkış sıcaklığı ile atemperatör tarafındaki soğutma suyu debisinin iteratif hesaplamalar ile kesin neticesidir. Böylece tespiti yapılan bu değerler vasıtasıyla kızdırıcı kapasitesi ile kazana beslenen buhar debisi de net olarak tayin edilecek ve tasarlanan bu model, tüm sistemin verim hesaplamaları için kaynak teşkil edecektir. Sistem modellemesinde hatlardan gelen basınç kayıpları ihmal edilmiş olup akış şartları sürekli olarak düşünülmektedir.

Isıl tasarım modellemesinde kızdırıcı için yararlanılan formüller ise aşağıdaki gibidir:

Sistem debisinin kızdırıcı debisi (aynı zamanda kazana beslenen) ve soğutma suyu debisinin toplamı olduğunu gösterilir. Kütle korunumuna göre:

$$\phi_{\text{sys}} = \phi_{\text{sh}} + \phi_{\text{cw}} \quad (3.29)$$

Isı transfer yüzey alanı ve serbest gaz geçiş kesit alanı formülleri ifade edilir:



$$A = \pi \cdot \text{dia} \cdot l \cdot n \cdot z \quad (3.30)$$

$$A_{fr} = b \cdot l_k - n \cdot \text{dia} \cdot l \quad (3.31)$$

Duman gazı hızı:

$$\omega_g = \phi G \frac{\left\{ \left[ \frac{(T_s + v_{ga})}{2} + \Delta T_{log} \right] \right\}}{A_{fr}} \quad (3.32)$$

Ortalama gaz ve ortalama boru film sıcaklıkları:

$$v_{ort} = \frac{(v_{ge} + v_{ga})}{2} \quad (3.33)$$

$$T_{wort} = \frac{(T_{walla} + T_{walle})}{2} \quad (3.34)$$

Duman gazı Reynolds sabiti:

$$Re = \frac{(\rho * \omega_g * d_i)}{\eta} \quad (3.35)$$

Konvektif ısı transfer katsayısı [38]:

$$\alpha_B = 0.3 \frac{[\lambda_g * 1 * (Re)^{0.6}]}{\text{dia}} \quad (3.36)$$

Buhar ve gaz şartlarını içeren toplam ısı transfer katsayısı:

$$H = \frac{1}{\left\{ \left( \frac{1}{\alpha_B + Re} \right) + \left[ \left( \frac{1}{\bar{h}} \right) \right] + \left[ \frac{\text{dia} \cdot \ln \left( 1 + \frac{2 \text{wt}}{\text{dia}} \right)}{2 \lambda_m} \right] + \left( \frac{\text{dia}}{\text{dia} - 2 \text{wt}} \right) \left( \frac{1}{\alpha_{in}} \right) \right\}} \quad (3.37)$$

Kızdırıcıdaki buhar ısı kapasitesi formülü:

$$Q_{sh} = \phi_{sh} * (h_{sa} - h_{se}) \quad (3.38)$$

Atemperatördeki enerji korunumu:

$$\phi_{sh} * h_{sha} + \phi_{cw} * h_{cw} = \phi_{sys} * h_{sys} \quad (3.39)$$

Kızdırıcı modelleme örneğinde ilk seferde tahmini yapılacak üç ana parametre duman gazı çıkış sıcaklığı, kızgın buhar çıkış sıcaklığı ve soğutma suyu debisidir.

Duman gazı debisi başta tayin edilen şekliyle  $\phi_G = 23474,11 \text{ m}^3/\text{h}$ , kızdırıcı gaz giriş sıcaklığı ise 2.gaz odasının çıkış sıcaklığı olan  $769,7 \text{ }^\circ\text{C}$  olarak teyit edilir. Bu değerlerin ardından tahmin edilen değerler:

Gaz çıkış sıcaklığı,  $T_{ga}: 818,6^\circ\text{C}$

Kızdırıcı çıkışı kızgın buhar sıcaklığı,  $T_{sa}: 250^\circ\text{C}$

Atemperatör soğutma suyu debisi,  $\phi_{cw}: 500 \text{ kg/h}$

Burada tahmini yapılan gaz çıkış sıcaklığının teyit edilen gaz giriş sıcaklığından yüksek olması önemsizdir. Bu değer temel tasarımdan kalma bir değer olmakla birlikte yapılan bu temel tasarım neticesinde yanma odasının çıkış sıcaklığı yüksek görülmüş ve kazan konstrüksiyonunda yanma odası iki adet gaz odası içerecek şekilde belirlenmiştir. Kızdırıcı iterasyonu içerisinde bu yüksek sıcaklık değeri normal değerlere çekilmektedir.

Tahmini soğutma suyu debisi sistem tesisatında ana buhar debisinden ayrılan hattan geldiği için kızdırıcı buhar kapasitesi de bu değere göre tahmini bir ilk değer kazanacaktır.

$$\begin{aligned} \phi_{cw_0} &:= 500 \frac{\text{kg}}{\text{hr}} \\ \phi_{sh_0} &:= \phi_{sys} - \phi_{cw_0} = 19500 \frac{\text{kg}}{\text{hr}} \end{aligned}$$

Resim 3.37. MathCad birinci iterasyon ekran görüntüsü-26

Tahmini kızgın buhar sıcaklığı ve tahmini duman gazı giriş sıcaklığı ile değeri sabit olan doymuş buhar(kızdırıcı giriş) sıcaklık ve entalpi değerleri programa tanımlanır.

$$\begin{aligned} vshsa_0 &:= 250 \text{ }^\circ\text{C} \\ hshsa_0 &:= \text{linterp}(\text{ShSteamTemp}, \text{ShSteamEnth}, vshsa_0) \\ hshsa_0 &= 2948.68 \cdot \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \\ hshse &:= \text{linterp}(\text{ShSteamTemp}, \text{ShSteamEnth}, vS) \\ hshse &= 2776.28 \cdot \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \end{aligned}$$

Resim 3.38. MathCad birinci iterasyon ekran görüntüsü-27

$$\begin{aligned} \text{Gaz Giriş Sıcaklığı:} \quad vshge &:= vgr2a_6 = 769.707 \text{ }^\circ\text{C} \\ \text{Gaz Giriş Entalpisi:} \quad hshge &:= \text{linterp}(\text{FlueTemp}, \text{FlueEnth}, vgr2a_6) \quad hshge = 1140.47 \cdot \frac{\text{kJ}}{\text{m}^3} \end{aligned}$$

Resim 3.39. MathCad birinci iterasyon ekran görüntüsü-28

Kızdırıcı ısı transfer yüzey alanı ile duman gazının geçtiği serbest kesit alanın hesabı:

$$\begin{aligned} Ash_0 &:= \pi \cdot diash \cdot lsh \cdot nsh_0 \cdot z = 36.658 \text{ m}^2 \\ Afrsh_0 &:= bsh \cdot lksh - nsh_0 \cdot diash \cdot lsh = 4.725 \text{ m}^2 \end{aligned}$$

Resim 3.40. MathCad birinci iterasyon ekran görüntüsü-29

Değeri bilinen gaz giriş sıcaklığı ve doymuş buhar sıcaklığı ile tahmin edilen gaz çıkış ve kızgın buhar sıcaklıkları yardımıyla logaritmik sıcaklık farkı tayini:

$$\begin{aligned} \Delta T_{shlog_0} &:= \frac{[(vshge - vshsa_0) - (vshga_0 - vshse)]}{\ln \left[ \frac{(vshge - vshsa_0)}{(vshga_0 - vshse)} \right]} \\ \Delta T_{shlog_0} &= 580.426 \text{ K} \end{aligned}$$

Resim 3.41. MathCad birinci iterasyon ekran görüntüsü-30

Duvar sıcaklığı ile iç ortam sıcaklığı arasındaki fark 80°C kabul edilir ve bu yöntemle duvar giriş-çıkış sıcaklıkları ile duvar yüzeyi-duman gazı arasındaki logaritmik sıcaklık farkı tayin edilir [39].

$$\begin{aligned}\Delta vshwall &:= 80^\circ\text{C} \\ vshwalle &:= vS + \Delta vshwall - 273.15\text{K} = 252.9^\circ\text{C} \\ vshwalla_0 &:= vshsa_0 + \Delta vshwall - 273.15\text{K} = 330^\circ\text{C}\end{aligned}$$

Resim 3.42. MathCad birinci iterasyon ekran görüntüsü-31

$$\Delta Tshwalllog_0 := \frac{[(vshge - vshwalle) - (vshga_0 - vshwalla_0)]}{\ln\left[\frac{(vshge - vshwalle)}{(vshga_0 - vshwalla_0)}\right]} = 502.571\text{K}$$

Resim 3.43. MathCad birinci iterasyon ekran görüntüsü-32

Toplam ısı transfer katsayısı tayini için duman gazı hızı, duman gazı Reynolds sayısı, dinamik viskozitesi, yoğunluğu ve ısı iletkenlik değeri hesaplanır. Bu değerler yardımıyla konvektif ısı transfer katsayısına ulaşılır. Ancak gaz ve kızgın buhar çıkış sıcaklığı netleşmediği için bulunan tüm bu değerler program dilinde "0" alt indisyle gösterilmekte olup tahmini değerlerdir.

$$\begin{aligned}\omega shg_0 &:= \phi G \cdot \frac{\left[\frac{(vS + vshsa_0)}{2} + \Delta Tshlog_0 - 273.15\text{K} + 273.15\text{K}\right]}{273.15\text{K} \cdot Afrsh_0} \\ \omega shg_0 &= 5.54 \frac{\text{m}}{\text{s}}\end{aligned}$$

Resim 3.44. MathCad birinci iterasyon ekran görüntüsü-33

$$vshg_0 := \frac{(vshge + vshga_0)}{2} = 794.153 \cdot ^\circ\text{C}$$

$$vshw_0 := \frac{(vshwalla_0 + vshwalle)}{2} = 291.45 \cdot ^\circ\text{C}$$

$$\rho shg_0 := \text{linterp}(\text{FlueGasTemp}, \text{FlueGasDensity}, vshg_0) = 0.341 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

Resim 3.45. MathCad birinci iterasyon ekran görüntüsü-34

$$\eta shg_0 := \text{linterp}(\text{FlueGasTemp}, \text{FlueGasViscosity}, vshg_0) = 1.682 \times 10^{-5} \frac{\text{kg}}{\text{m} \cdot \text{s}}$$

$$\text{Reshg}_0 := \frac{(\rho shg_0 \cdot vshg_0 \cdot diash)}{\eta shg_0} = 4763.4$$

$$\lambda shg_0 := \text{linterp}(\text{FlueGasTemp}, \text{FlueGasCond}, vshg_0) = 0.07 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}}$$

$$\alpha Bsh_0 := 0.3 \cdot \frac{[\lambda shg_0 \cdot 1 \cdot (\text{Reshg}_0)^{0.6}]}{diash} = 80.144 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

Resim 3.46. MathCad birinci iterasyon ekran görüntüsü-35

İki boru arasındaki boru kesiti yatay ve düşey mesafe değerlerinin boru çapına bölümü ile kızdırıcı sınır tabaka kalınlığı tayin edilerek bu değer radyatif ısı transfer katsayısı hesaplamasında kullanılır.

$$\frac{tqsh}{diash} = 2.358 \quad \frac{tlsh}{diash} = 3.066 \quad \sigma sh := 3.6 \quad Ssh := \sigma sh \cdot diash = 0.153 \cdot \text{m}$$

$$\text{Rshg}_0 := \text{linterp}(\text{FlueGasTotalTemp}, \text{FlueGasRadiation}, vshg_0 + vshw_0 - 273.15\text{K}) = 13.928 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

Resim 3.47. MathCad birinci iterasyon ekran görüntüsü-36

Kirillik faktörü 350 W/m<sup>2</sup>K olarak alınır. Karbon çeliği malzeme iletkenliği ise 54 W/mK olarak belirlenir.

$$HHsh_0 := \frac{1}{\left[ \frac{1}{\alpha Bsh_0 + Rshg_0} \right] + \left[ \frac{1}{shfouling} \cdot \frac{1}{\left( \frac{W}{m^2 \cdot K} \right)} \right] + \left[ \frac{diash \cdot \ln \left[ 1 + \frac{(2 \cdot wtsh)}{diash} \right]}{2 \cdot shmaterial} \right] + \left( \frac{diash}{diash - 2wtsh} \right) \cdot \left( \frac{1}{\alpha shin_0} \right) \cdot \frac{1}{\left( \frac{W}{m^2 \cdot K} \right)}} = 43.545 \cdot \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

Resim 3.48. MathCad birinci iterasyon ekran görüntüsü-37

İlk tahmini değerler ve bunlara bağlı bulunan değerler üzerinden toplam ısı transfer katsayısının ilk değeri belirlenir.

İç ortamdaki akışkana ve film yüzeyine verilen ısı transfer değerleri programda hesaplanır:

**İç Isı Transferi:**  
 $Qshi_0 := HHsh_0 \cdot \Delta Tshlog_0 \cdot Ash_0 = 969.6 \text{ kW}$

**Duvar Isı Transferi:**  
 $Qshw_0 := HHsh_0 \cdot Ashwall \cdot \Delta Tshwalllog_0 = 116.01 \text{ kW}$

**Toplam Isı Transferi:**  
 $Qsh_0 := Qshi_0 + Qshw_0 = 1085.62 \text{ kW}$

Resim 3.49. MathCad birinci iterasyon ekran görüntüsü-38

Bulunan tahmini toplam ısı transfer değeri aynı zamanda ayrı ayrı duman gazının giriş ve çıkış ve kızgın buhar-doymuş buhar arasındaki enerji farkına eşittir. Buradan ilk yapılan tahminin üzerine yeni bir duman gazı çıkış entalpisi ve kızgın buhar çıkış entalpisi değeri tespit edilir.

<b>Gaz Çıkış Entalpisi:</b> $hshga_0 := hshge - \frac{(Qsh_0)}{\phi G} = 973.97 \cdot \frac{\text{kJ}}{\text{m}^3}$	<b>Buhar Çıkış Entalpisi:</b> $hshsa_0 := hshse + \frac{(Qshi_0)}{\phi sh_0} = 2955.3 \cdot \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$
<b>Gaz Çıkış Sıcaklığı:</b> $vshga_1 := \text{linterp}(\text{FlueEnth}, \text{FlueTemp}, hshga_0)$	<b>Buhar Çıkış Sıcaklığı:</b> $vshsa_1 := \text{linterp}(\text{ShSteamEnth}, \text{ShSteamTemp}, hshsa_0)$

Resim 3.50. MathCad birinci iterasyon ekran görüntüsü-39

Görüldüğü üzere bu hesaplamalar sonucunda yeni bir gaz ve buhar sıcaklığına ulaşılmaktadır. Sıcaklık değerlerinin fonksiyonu olarak yer alan entalpi değerleri toplam ısı transfer değeri cinsinden, bu toplam ısı transfer değeri de logaritmik sıcaklık farkı değerinden yazılarak logaritmik sıcaklık farkı içerisindeki ilk tahmini çıkış sıcaklık değeri, yukarıda hesaplanan iteratif çıkış sıcaklığının fonksiyonu haline getirilmiştir. Bu yöntem, programın tahminleri ardışık şekilde “sıralı iterasyon” yöntemiyle gerçekleştirerek modelin kesin sonuca ulaşmasını sağlamaktadır.

$$\begin{aligned}
 vshsa_1 &:= \text{linterp}(ShSteamEnth, ShSteamTemp, hshsa_0) \rightarrow vshsa_1 := \text{linterp}\left[ShSteamEnth, ShSteamTemp, hshse + \frac{HHsh_0 \left[ \frac{(vshge - vshsa_0) - (vshga_0 - vshse)}{\ln\left(\frac{vshge - vshsa_0}{vshga_0 - vshse}\right)} \right] \cdot Ash_0}{\phi sh_0}\right] \\
 vshga_1 &:= \text{linterp}(FlueEnth, FlueTemp, hshga_0) \rightarrow vshga_1 := \text{linterp}\left[FlueEnth, FlueTemp, hshge - \frac{HHsh_0 \left[ \frac{(vshge - vshsa_0) - (vshga_0 - vshse)}{\ln\left(\frac{vshge - vshsa_0}{vshga_0 - vshse}\right)} \right] \cdot Ash_0 + Qshw_0}{\phi G}\right]
 \end{aligned}$$

Resim 3.51. MathCad birinci iterasyon ekran görüntüsü-40

Atemperatör modelinin kızdırıcı modeliyle entegre halde ilerlemesi amacıyla atemperatör enerji korunumu denklemi programa girilerek soğutma suyu debisi iterasyona dahil edilir.

$$\begin{aligned}
 v_{sys} &= 200\text{-}^\circ\text{C} \\
 h_{sys} &:= \text{linterp}(ShSteamTemp, ShSteamEnth, v_{sys}) \\
 h_{sys} &= 2836.88 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \\
 v_{cw} &= 102\text{-}^\circ\text{C} \\
 h_{cw} &:= \text{linterp}(SatWaterTemp, SatWaterEnth, v_{cw}) \\
 h_{cw} &= 427.61 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \\
 \phi_{cw_1} &:= \phi_{sys} \cdot \frac{(hshsa - h_{sys})}{(hshsa - h_{cw})} = \dots \frac{\text{kg}}{\text{hr}} \\
 \phi_{sh_1} &:= \phi_{sys} - \phi_{cw_1}
 \end{aligned}$$

Resim 3.52. MathCad birinci iterasyon ekran görüntüsü-41

$$\phi_{sh_1} := \phi_{sys} - \phi_{sys} \cdot \left[ \begin{array}{l} \left[ \begin{array}{l} hshse + \frac{Hsh_0 \cdot \left[ (vshge - vshsa_0) - (vshga_0 - vshse) \right] \cdot Ash_0}{\ln \left[ \frac{(vshge - vshsa_0)}{(vshga_0 - vshse)} \right]} \\ - hsys \end{array} \right] \\ \left[ \begin{array}{l} hshse + \frac{Hsh_0 \cdot \left[ (vshge - vshsa_0) - (vshga_0 - vshse) \right] \cdot Ash_0}{\ln \left[ \frac{(vshge - vshsa_0)}{(vshga_0 - vshse)} \right]} \\ - hcw \end{array} \right] \end{array} \right]$$

Resim 3.53. MathCad birinci iterasyon ekran görüntüsü-42

$$\phi_{sh_1} := \phi_{sys} - \phi_{sys} \cdot \left[ \begin{array}{l} \left[ \begin{array}{l} hshse + \frac{Hsh_0 \cdot \left[ (vshge - vshsa_0) - (vshga_0 - vshse) \right] \cdot Ash_0}{\ln \left[ \frac{(vshge - vshsa_0)}{(vshga_0 - vshse)} \right]} \\ - hsys \end{array} \right] \\ \left[ \begin{array}{l} hshse + \frac{Hsh_0 \cdot \left[ (vshge - vshsa_0) - (vshga_0 - vshse) \right] \cdot Ash_0}{\ln \left[ \frac{(vshge - vshsa_0)}{(vshga_0 - vshse)} \right]} \\ - hcw \end{array} \right] \end{array} \right]$$

Resim 3.54. MathCad birinci iterasyon ekran görüntüsü-43

$$hshsa_1 := hshse + \frac{(Qsh_1)}{\phi_{sh_1}} = \dots \frac{kJ}{kg}$$

Resim 3.55. MathCad birinci iterasyon ekran görüntüsü-44

$$\phi_{cw_1} := \phi_{sys} \cdot \frac{(hshsa_1 - hsys)}{(hshsa_1 - hcw)} = \dots \frac{kg}{hr}$$

Resim 3.56. MathCad birinci iterasyon ekran görüntüsü-45

Bu tanımlardan sonra baştaki tahmini değerlere göre “0” alt indisiyle tanımlanan değerler, ‘i’ alt indisiyle programa bir kez daha tanımlatılarak sıralı iterasyon modeli tamamlanır.



$$\omega_{shs_i} := \frac{\phi_{sh_i}}{n_{psh_i} \cdot \rho_{shmean_i} \left[ \pi \cdot \frac{(diash - 2 \cdot wtsh)^2}{4} \right]} = \dots$$

$$Ash_i := \pi \cdot diash \cdot lsh \cdot n_{sh_i} \cdot z = \dots$$

$$A_{frsh_i} := b_{sh} \cdot l_{ksh} - n_{sh_i} \cdot diash \cdot lsh = \dots$$

$$\omega_{shg_i} := \phi G \frac{\left[ \frac{(vS + v_{shsa_i})}{2} + \Delta T_{shlog_i} - 273.15K + 273.15 \cdot K \right]}{273.15K \cdot A_{frsh_i}} = \dots$$

Resim 3.57. MathCad birinci iterasyon ekran görüntüsü-46

$$v_{shsa_{i+1}} := \text{linterp} \left[ ShSteamEnth, ShSteamTemp, h_{shse} + \frac{HH_{sh_i} \cdot \left[ \frac{(v_{shge} - v_{shsa_i}) - (v_{shga_i} - v_{shse})}{\ln \left( \frac{v_{shge} - v_{shsa_i}}{v_{shga_i} - v_{shse}} \right)} \right] \cdot Ash_i}{\phi_{sh_i}} \right]$$

$$v_{shga_{i+1}} := \text{linterp} \left[ FlueEnth, FlueTemp, h_{shge} - \frac{HH_{sh_i} \cdot \left[ \frac{(v_{shge} - v_{shsa_i}) - (v_{shga_i} - v_{shse})}{\ln \left( \frac{v_{shge} - v_{shsa_i}}{v_{shga_i} - v_{shse}} \right)} \right] \cdot Ash_i + Q_{shw_0}}{\phi G} \right]$$

$$\phi_{sh_{i+1}} := \phi_{sys} - \phi_{sys} \frac{\left[ \begin{array}{l} h_{shse} + \frac{HH_{sh_i} \cdot \left[ \frac{(v_{shge} - v_{shsa_i}) - (v_{shga_i} - v_{shse})}{\ln \left( \frac{v_{shge} - v_{shsa_i}}{v_{shga_i} - v_{shse}} \right)} \right] \cdot Ash_i}{\phi_{sh_i}} - h_{sys} \\ h_{shse} + \frac{HH_{sh_i} \cdot \left[ \frac{(v_{shge} - v_{shsa_i}) - (v_{shga_i} - v_{shse})}{\ln \left( \frac{v_{shge} - v_{shsa_i}}{v_{shga_i} - v_{shse}} \right)} \right] \cdot Ash_i}{\phi_{sh_i}} - h_{sw} \end{array} \right]}{\left[ \begin{array}{l} h_{shse} + \frac{HH_{sh_i} \cdot \left[ \frac{(v_{shge} - v_{shsa_i}) - (v_{shga_i} - v_{shse})}{\ln \left( \frac{v_{shge} - v_{shsa_i}}{v_{shga_i} - v_{shse}} \right)} \right] \cdot Ash_i}{\phi_{sh_i}} - h_{sys} \\ h_{shse} + \frac{HH_{sh_i} \cdot \left[ \frac{(v_{shge} - v_{shsa_i}) - (v_{shga_i} - v_{shse})}{\ln \left( \frac{v_{shge} - v_{shsa_i}}{v_{shga_i} - v_{shse}} \right)} \right] \cdot Ash_i}{\phi_{sh_i}} - h_{sw} \end{array} \right]}$$

Resim 3.58. MathCad birinci iterasyon ekran görüntüsü-47

$$R_{shg_i} := \text{linterp} \left( FlueGasTotalTemp, FlueGasRadiation, v_{shg_i} + v_{shw_i} - 273.15K \right) = \dots \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

$$HH_{sh_i} := \frac{1}{\left[ \frac{1}{\alpha_{Bsh_i} + R_{shg_i}} \right] + \left[ \frac{1}{sh_{fouling}} \right] \cdot \frac{1}{\left( \frac{W}{m^2 \cdot K} \right)} + \left[ \frac{diash \cdot \ln \left[ 1 + \frac{(2 \cdot wtsh)}{diash} \right]}{2 \cdot sh_{material}} \right] + \left( \frac{diash}{diash - 2 \cdot wtsh} \right) \cdot \left( \frac{1}{\alpha_{shin_0}} \right) \cdot \frac{1}{\left( \frac{W}{m^2 \cdot K} \right)}} = \dots \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

Resim 3.59. MathCad birinci iterasyon ekran görüntüsü-48

$$\Delta T_{shlog_{i+1}} := \frac{[(ushge - ushsa_i) - (ushga_{i+1} - ushse)]}{\ln\left[\frac{(ushge - ushsa_{i+1})}{(ushga_{i+1} - ushse)}\right]}$$

$$ushwalla_{i+1} := ushsa_{i+1} + \Delta ushwall - 273.15K = \dots^\circ C$$

$$\Delta T_{shwallog_{i+1}} := \frac{[(ushge - ushwalle) - (ushga_{i+1} - ushwalla_{i+1})]}{\ln\left[\frac{(ushge - ushwalle)}{(ushga_{i+1} - ushwalla_{i+1})}\right]} = \dots$$

Resim 3.60. MathCad birinci iterasyon ekran görüntüsü-49

$$Qshw_{i+1} := HHsh_i \cdot Ashwall \cdot \Delta T_{shwallog_{i+1}} = \dots kW$$

$$Qshi_{i+1} := HHsh_i \cdot \Delta T_{shlog_{i+1}} \cdot Ash_i = \dots kW$$

$$Qsh_{i+1} := Qshi_{i+1} + Qshw_{i+1} = \dots kW$$

$$hshga_{i+1} := hshge - \frac{(Qsh_{i+1})}{\phi G} = \dots$$

$$ushga_{i+2} := \text{linterp}(\text{FlueEnth}, \text{FlueTemp}, hshga_{i+1}) = \dots$$

Resim 3.61. MathCad birinci iterasyon ekran görüntüsü-50

Bu iteratif hesaplamalar neticesinde aşağıdaki matris formlarından ilk tahmin ve bu tahminlere dayalı ilk değerlerin belirli sayıda iterasyondan sonra nihai sonuca ulaştığı ve net değerlerin oluşturulduğu görülmektedir.

$$\begin{array}{l}
 \begin{array}{l}
 \left( \begin{array}{c} 250 \\ 253.095 \\ 242.07 \\ 242.813 \\ 242.763 \\ 242.766 \\ 242.766 \end{array} \right) \cdot ^\circ\text{C} \\
 \end{array} \\
 \\
 \begin{array}{l}
 \left( \begin{array}{c} 818.599 \\ 659.818 \\ 675.263 \\ 712.095 \\ 678.325 \\ 674.592 \\ 674.763 \\ 674.752 \end{array} \right) \cdot ^\circ\text{C} \\
 \end{array} \\
 \\
 \begin{array}{l}
 \left( \begin{array}{c} 19500 \\ 19018.04 \\ 19248.46 \\ 19231.61 \\ 19234.01 \\ 19233.81 \\ 19233.83 \end{array} \right) \cdot \frac{\text{kg}}{\text{hr}} \\
 \end{array} \\
 \\
 \begin{array}{l}
 \left( \begin{array}{c} 1085.618 \\ 964.841 \\ 569.157 \\ 902.787 \\ 939.66 \\ 937.969 \\ 938.084 \end{array} \right) \cdot \text{kW} \\
 \end{array} \\
 \\
 \begin{array}{l}
 \left( \begin{array}{c} 969.6 \\ 865.95 \\ 472.82 \\ 812.41 \\ 843.05 \\ 841.71 \\ 841.8 \end{array} \right) \cdot \text{kW} \\
 \end{array} \\
 \\
 \begin{array}{l}
 \left( \begin{array}{c} 5.153 \\ 4.031 \\ 5.273 \\ 5.195 \\ 5.2 \end{array} \right) \cdot \frac{\text{m}}{\text{s}} \\
 \end{array} \\
 \\
 \begin{array}{l}
 \left( \begin{array}{c} 500 \\ 981.96 \\ 751.543 \\ 768.395 \\ 765.99 \\ 766.187 \end{array} \right) \cdot \frac{\text{kg}}{\text{hr}} \\
 \end{array} \\
 \\
 \begin{array}{l}
 \left( \begin{array}{c} 43.55 \\ 42.28 \\ 39.82 \\ 42.55 \\ 42.39 \\ 42.4 \end{array} \right) \cdot \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}} \\
 \end{array} \\
 \\
 \begin{array}{l}
 \left( \begin{array}{c} 116.015 \\ 98.887 \\ 96.332 \\ 90.377 \\ 96.611 \\ 96.257 \\ 96.281 \end{array} \right) \cdot \text{kW} \\
 \end{array}
 \end{array}$$

Şekil 3.9. MathCad matris formu-8

Bu sonuçlara göre duman gazı çıkış sıcaklığı 674,8 °C, kızgın buhar çıkış sıcaklığı ise 242,8 °C olmakla birlikte bu sıcaklığı 200 °C'e indirmek için devreye giren atemperatör sistemi için 20.000 kg/h debisindeki sistem yükünden 766,2 kg/h soğutma suyuna çekilmektedir. Böylece kızdırıcı için kullanılan debi 19233,8 kg/h olmakla birlikte kızdırıcıdaki toplam ısı yükü 938,1 kW değerindedir. Bu değer 841,8 kW'ı akışkana 96,3 kW'lık payı ise boru duvarına aktarılmaktadır. Kızdırıcıdaki gaz hızı 5,2 m/s iken toplam ısı transfer katsayısı 42,4 W/m<sup>2</sup>K olmaktadır.

### 3.2.5. Ön hava ısıtıcısı-1 iteratif modeli

1.ön hava ısıtıcısı 20°C kabul edilen ortam havasının sıcaklığını yükseltmek için kullanılır. Havayı ısıtan duman gazının çıkış sıcaklığı hedeflenen egzoz sıcaklığı olan 170°C olarak belirlenir. Ön hava ısıtıcısının tasarımı yaklaşık 60°C çıkış sıcaklığı verebilecek şekilde yapılmış konstrüksiyon değerleri buna göre belirlenmiştir.

Çizelge 3.6. Hava ısıtıcısı-1 konstrüksiyon ve akış bilgileri

Gaz Geçiş Uzunluğu	3000 mm
Gaz Geçiş Genişliği	1450 mm
Efektif Gaz Geçiş Uzunluğu	3000 mm
İki Boru Kesiti Arasındaki Enine Mesafe	100 mm
İki Boru Kesiti Arasındaki Boyuna Mesafe	100 mm
Dizi Başına Boru Sayısı	14
Dizi Sayısı	12
Boru Dizilimi	Aynı Eksenli
Boru Malzemesi	Karbon Çeliği
Boru Çapı ve Et Kalınlığı	60,3 x 1,9 mm
Akış Türü	Çapraz Akışlı

Hava debisi olarak temel tasarım öncesi hesaplanmış olan  $\phi_L = 20206.51 \text{ m}^3/\text{h}$  kullanılırken gaz debisi  $\phi_G = 23474,11 \text{ m}^3/\text{h}$ , tahmini hava çıkış sıcaklığı  $75^\circ\text{C}$ , tahmini gaz giriş sıcaklığı ise temel tasarımdan gelen  $203.75^\circ\text{C}$ 'dir.

$$\begin{aligned} v_{a1}La_0 &= 75^\circ\text{C} \\ h_{a1}La_0 &= \text{interp}(\text{LuftTemp}, \text{LuftEnth}, v_{a1}La_0) = 108.5 \frac{\text{kJ}}{\text{m}^3} \\ v_{a1}g_a &= v_G = 170^\circ\text{C} \\ h_G &= 235.714 \frac{\text{kJ}}{\text{m}^3} \end{aligned}$$

Resim 3.62. MathCad birinci iterasyon ekran görüntüsü-51

Isıtıcının konstrüksiyon değerleri programa girilir:

Hava Debisi:	$\phi_L = 20206.51 \frac{\text{m}^3}{\text{hr}}$	Boru Çapı:	$d_{aah1} = 60.3\text{mm}$
Seçilen Genişlik:	$b_{ah1} = 1.45\text{m}$	Et Kalınlığı:	$w_{tah1} = 1.90\text{mm}$
Seçilen Uzunluk:	$l_{kah1} = 3\text{m}$	Hava Giriş Sıcaklığı:	$v_{Li} = 20^\circ\text{C}$
Net Uzunluk:	$l_{ah1} = 3\text{m}$	Hava Giriş Entalpisi:	$h_L = 25.1 \frac{\text{kJ}}{\text{m}^3}$
Pitch Cross:	$t_{qah1} = 100\text{mm}$		
Pitch Length:	$t_{lah1} = 100\text{mm}$		

Resim 3.63. MathCad birinci iterasyon ekran görüntüsü-52

Isıtıcıdaki dizi başına boru sayısı:

$$n = 1 + \frac{b - 1.5 \cdot dia}{tq} \quad (3.40)$$

Paralel boru sayısı:

$$np = z \cdot n \quad (3.41)$$

Gaz geçiş serbest kesit alanı:

$$Afr = b \cdot lk - n \cdot dia \cdot l \quad (3.42)$$

Dizi Başına Boru Sayısı:  $nahl := \text{floor}\left(1 + \frac{bahl - 1.5 \cdot diaahl}{tqahl}\right) = 14$

Dizi Sayısı:  $zahl := 12$

Paralel Boru Sayısı:  $npahl := zahl \cdot nahl = 168$

Serbest Kesit Alanı:  $Afrahl := bahl \cdot lkahl - nahl \cdot diaahl \cdot lahl = 1.817 \text{ m}^2$

Resim 3.64. MathCad birinci iterasyon ekran görüntüsü-53

Belirli ve tahmini değerlere göre ortalama yoğunluk, ortalama hava hızı, ortalama gaz hızı, logaritmik sıcaklık farkı tanımlanır.

$$\rho_{ahl} := \text{linterp}(\text{LuftTemp}, \text{LuftDens}, vLi) = 1.201 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$\rho_{ahl0} := \text{linterp}(\text{LuftTemp}, \text{LuftDens}, vahl0) = 0.983 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

Ortalama Hava Yoğunluğu:  $\rho_{ahl\text{mean}0} := \frac{(\rho_{ahl} + \rho_{ahl0})}{2} = 1.092 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$

Ortalama Hava Hızı:

$$\left[ \frac{\phi L}{npahl \cdot \frac{(diaahl - 2 \cdot wtahl)^2}{4}} \right] = 13.326 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$\Delta T_{ahl\log0} := \frac{[(vahlge0 - vahl0) - (vG - vLi)]}{\ln\left[\frac{(vahlge0 - vahl0)}{(vG - vLi)}\right]} = 139.105 \text{ K}$$

Resim 3.65. MathCad birinci iterasyon ekran görüntüsü-54

$$\text{Ortalama Gaz Sıcaklığı: } v_{ahlg_0} := \frac{(v_{ahlge_0} + v_G)}{2} = 186.875 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\text{Gaz Yoğunluğu: } \rho_{ahlg_0} := \text{interp}(\text{FlueGasTemp}, \text{FlueGasDensity}, v_{ahlg_0}) = 0.798 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

Gaz Dinamik Viskozite:

$$\eta_{ahlg_0} := \text{interp}(\text{FlueGasTemp}, \text{FlueGasViscosity}, v_{ahlg_0}) = 2.486 \times 10^{-5} \frac{\text{kg}}{\text{m}\cdot\text{s}}$$

$$\text{Gaz Reynolds Değeri: } Re_{ahlg_0} := \frac{(\rho_{ahlg_0} \cdot v_{ahlg_0} \cdot dia_{ahl})}{\eta_{ahlg_0}} = 11693.4$$

$$\text{Gaz İletkenlik Değeri: } \lambda_{ahlg_0} := \text{interp}(\text{FlueGasTemp}, \text{FlueGasCond}, v_{ahlg_0}) = 0.034 \frac{\text{W}}{\text{m}\cdot\text{K}}$$

Konvektif Isı Transfer Katsayısı:

$$\alpha_{Bahl_0} := 0.3 \frac{[\lambda_{ahlg_0} \cdot 1 \cdot (Re_{ahlg_0})^{0.6}]}{dia_{ahl}} = 45.995 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

Resim 3.66. MathCad birinci iterasyon ekran görüntüsü-55

$$ah_{lfouling} := 350$$

Carbon Steel Conductivity:  $ah_{lmaterial} := 54 \frac{\text{W}}{\text{m}\cdot\text{K}}$

$$\alpha_{ahlin_0} := \alpha_{Bahl_0} = 45.995 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

$$HH_{ahl_0} := \frac{1}{\left[ \left( \frac{1}{\alpha_{Bahl_0}} \right) + \left[ \left( \frac{1}{ah_{lfouling}} \right) \cdot \left( \frac{1}{\text{W}} \right) \right] + \left[ \frac{dia_{ahl} \cdot \ln \left[ 1 + \frac{(2 \cdot wt_{ahl})}{dia_{ahl}} \right]}{2 \cdot ah_{lmaterial}} \right] + \left( \frac{dia_{ahl}}{dia_{ahl} - 2 \cdot wt_{ahl}} \right) \cdot \left( \frac{1}{\alpha_{ahlin_0}} \right) \right]} = 20.905 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

Resim 3.67. MathCad birinci iterasyon ekran görüntüsü-56

Hava ısıtıcısının ısı transfer yüzey alanı da belirlendikten sonra tespiti yapılan ısı transfer katsayısı ve logaritmik sıcaklık farkı üzerinden toplam ısı değeri bulunur. Bulunan bu ısı değeri ve bilinen hava giriş sıcaklığı ve debisi ile birlikte başta tahmin edilen hava çıkış sıcaklığının entalpi üzerinden yeni değeri tespit edilir. Ardından “0” alt indisyle yazılan formülasyonlar i ve i+1 formlarında programa yazılarak sürekli iterasyon döngüsü oluşturulur.

Isı Transfer Yüzey Alanı:  $A_{ahl} := \pi \cdot d_{aahl} \cdot n_{ahl} \cdot z_{ahl} \cdot l_{ahl} = 95.477 \text{ m}^2$

Isı Transferi:  
 $Q_{ahl_0} := HH_{ahl_0} \cdot A_{ahl} \cdot \Delta T_{ahl_0} = 277.639 \text{ kW}$

Hava Çıkış Entalpisi:  $h_{ahlLa_i} := \left( \frac{Q_{ahl_0}}{\phi L} \right) + h_L = \dots \frac{\text{kJ}}{\text{m}^3}$

Hava Çıkış Sıcaklığı:

$$v_{ahlLa_i} := \text{linterp} \left[ \text{LuftEnth}, \text{LuftTemp}, \left[ \frac{HH_{ahl_0} \cdot A_{ahl} \cdot \left[ \frac{(v_{ahlge_0} - v_{ahlLa_0}) - (v_G - v_{Li})}{\ln \left[ \frac{(v_{ahlge_0} - v_{ahlLa_0})}{(v_G - v_{Li})} \right]} \right]}{\phi L} \right] + h_L \right]$$

Resim 3.68. MathCad birinci iterasyon ekran görüntüsü-57

$$v_{ahlLa_{i+1}} := \text{linterp} \left[ \text{LuftEnth}, \text{LuftTemp}, \left[ \frac{HH_{ahl_0} \cdot A_{ahl} \cdot \left[ \frac{(v_{ahlge_0} - v_{ahlLa_i}) - (v_G - v_{Li})}{\ln \left[ \frac{(v_{ahlge_0} - v_{ahlLa_i})}{(v_G - v_{Li})} \right]} \right]}{\phi L} \right] + h_L \right]$$

Gaz Çıkış Entalpisi:  $h_{ahlge_i} := \left( \frac{Q_{ahl_0}}{\phi G} \right) + h_G = \dots \frac{\text{kJ}}{\text{m}^3}$

Resim 3.69. MathCad birinci iterasyon ekran görüntüsü-58

Gaz Çıkış Sıcaklığı:

$$v_{ahlge_i} := \text{linterp} \left[ \text{GasEnth}, \text{GasTemp}, \left[ \frac{HH_{ahl_0} \cdot A_{ahl} \cdot \left[ \frac{(v_{ahlge_0} - v_{ahlLa_0}) - (v_G - v_{Li})}{\ln \left[ \frac{(v_{ahlge_0} - v_{ahlLa_0})}{(v_G - v_{Li})} \right]} \right]}{\phi G} \right] + h_G \right]$$

$$v_{ahlge_{i+1}} := \text{linterp} \left[ \text{GasEnth}, \text{GasTemp}, \left[ \frac{HH_{ahl_0} \cdot A_{ahl} \cdot \left[ \frac{(v_{ahlge_i} - v_{ahlLa_i}) - (v_G - v_{Li})}{\ln \left[ \frac{(v_{ahlge_i} - v_{ahlLa_i})}{(v_G - v_{Li})} \right]} \right]}{\phi G} \right] + h_G \right]$$

Resim 3.70. MathCad birinci iterasyon ekran görüntüsü-59

$$\rho_{ahlLa_i} := \text{linterp}(\text{LuftTemp}, \text{LuftDens}, \text{vahlLa}_i) = \dots$$

$$\rho_{ahlmean_i} := \frac{(\rho_{ahlLe} + \rho_{ahlLa_i})}{2} = \dots$$

$$\Delta T_{ahllog_i} := \frac{[(\text{vahlge}_i - \text{vahlLa}_i) - (vG - vLi)]}{\ln\left[\frac{(\text{vahlge}_i - \text{vahlLa}_i)}{(vG - vLi)}\right]} = \dots$$

$$\omega_{ahlg_i} := \phi G \cdot \frac{(vLi + \text{vahlLa}_i)}{2} + \Delta T_{ahllog_i} - 273.15K + 273.15 \cdot K}{273.15K \cdot A_{frah1}} = \dots$$

Ortalama Gaz Sıcaklığı:  $\text{vahlg}_i := \frac{(\text{vahlge}_i + vG)}{2} = \dots \cdot ^\circ C$

Gaz Yoğunluğu:  $\rho_{ahlg_i} := \text{linterp}(\text{FlueGasTemp}, \text{FlueGasDensity}, \text{vahlg}_i) = \dots$

Gaz Dinamik Viskozite:  
 $\eta_{ah2g_i} := \text{linterp}(\text{FlueGasTemp}, \text{FlueGasViscosity}, \text{vahlg}_i) = \dots$

Resim 3.71. MathCad birinci iterasyon ekran görüntüsü-60

Gaz Reynolds Değeri:  $Re_{ahlg_i} := \frac{(\rho_{ahlg_i} \cdot \omega_{ahlg_i} \cdot dia_{ahl})}{\eta_{ah2g_i}} = \dots$

Gaz İletkenlik Değeri:  $\lambda_{ahlg_i} := \text{linterp}(\text{FlueGasTemp}, \text{FlueGasCond}, \text{vahlg}_i) = \dots \frac{W}{m \cdot K}$

Konvektif Isı Transfer Katsayısı:  
 $\alpha_{Bah1_i} := 0.3 \cdot \frac{[\lambda_{ahlg_i} \cdot (Re_{ahlg_i})^{0.6}]}{dia_{ahl}} = \dots \frac{W}{m^2 \cdot K}$

$$\alpha_{ahlin_i} := \alpha_{Bah1_i} = \dots \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

$$HH_{ahl_i} := \frac{1}{\left[ \left( \frac{1}{\alpha_{Bah1_i}} \right) + \left[ \left( \frac{1}{ah_{lfouling}} \right) \cdot \left( \frac{1}{\left( \frac{W}{m^2 \cdot K} \right)} \right) \right] + \left[ \frac{dia_{ahl} \cdot \ln \left[ 1 + \frac{(2 \cdot wt_{ahl})}{dia_{ahl}} \right]}{2 \cdot ah_{lmaterial}} \right] + \left( \frac{dia_{ahl}}{dia_{ahl} - 2wt_{ahl}} \right) \cdot \left( \frac{1}{\alpha_{ahlin_i}} \right) \right]} = \dots \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

Resim 3.72. MathCad birinci iterasyon ekran görüntüsü-61



$$\begin{aligned}
 Q_{ahl_i} &:= HH_{ahl_i} \cdot A_{ahl_i} \cdot \Delta T_{ahl_{log_i}} = \dots \text{ kW} & h_{ahlLa_{i+1}} &:= \left( \frac{Q_{ahl_i}}{\phi L} \right) + h_L = \dots \frac{\text{kJ}}{\text{m}^3} \\
 h_{ahlge_{i+1}} &:= h_G + \frac{(Q_{ahl_i})}{\phi G} = \dots & v_{ahlLa_{i+2}} &:= \text{linterp}(\text{LuftEnth}, \text{LuftTemp}, h_{ahlLa_{i+1}}) = \dots \\
 v_{ahlge_{i+2}} &:= \text{linterp}(\text{FlueEnth}, \text{FlueTemp}, h_{ahlge_{i+1}}) = \dots
 \end{aligned}$$

Resim 3.73. MathCad birinci iterasyon ekran görüntüsü-62

Bu iteratif hesaplamalar neticesinde aşağıdaki matris formlarından ilk tahmin ve bu tahminlere dayalı ilk değerlerin belirli sayıda iterasyondan sonra nihai sonuca ulaştığı ve net değerlerin oluşturulduğu görülmektedir.

$$\begin{aligned}
 v_{ahlLa} &= \begin{pmatrix} 75 \\ 55.82 \\ 58.517 \\ 58.102 \\ 58.117 \\ 58.153 \\ 58.153 \\ 58.153 \end{pmatrix} \text{ } ^\circ\text{C} & \omega_{ahlg} &= \begin{pmatrix} 6.039 \\ 6.028 \\ 6.041 \\ 6.04 \\ 6.041 \\ 6.041 \\ 6.041 \end{pmatrix} \frac{\text{m}}{\text{s}} & v_{ahlge} &= \begin{pmatrix} 203.75 \\ 201.504 \\ 203.534 \\ 202.36 \\ 202.371 \\ 202.398 \\ 202.397 \\ 202.398 \end{pmatrix} \text{ } ^\circ\text{C} & HH_{ahl} &= \begin{pmatrix} 20.905 \\ 20.85 \\ 20.905 \\ 20.903 \\ 20.904 \\ 20.904 \\ 20.904 \end{pmatrix} \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}} & Q_{ahl} &= \begin{pmatrix} 277.639 \\ 294.289 \\ 294.394 \\ 294.661 \\ 294.661 \\ 294.657 \\ 294.661 \end{pmatrix} \text{ kW}
 \end{aligned}$$

Şekil 3.10. MathCad matris formu-9

Bu sonuçlara göre duman gazı çıkış sıcaklığı 202,4 °C, hava çıkış sıcaklığı ise 58,2 °C değerindedir. Hava ısıtıcısındaki toplam ısı yükü 294,7 kW değerindedir. Isıtıcıdaki gaz hızı 6,204 m/s iken toplam ısı transfer katsayısı 20,9 W/m<sup>2</sup> K olmaktadır.

### 3.2.6. Ekonomizer-1 iteratif modeli

Çizelge 3.7. Ekonomizer-1 konstrüksiyon ve akış bilgileri

Ekonomizer-1 Konstrüksiyon ve Akış Bilgileri		
Gaz Geçiş Uzunluğu	3000	mm
Gaz Geçiş Genişliği	900	mm
Efektif Gaz Geçiş Uzunluğu	2940	mm
İki Boru Kesiti Arasındaki Enine Mesafe	100	mm

Çizelge 3.7. (devam) Ekonomizer-1 konstrüksiyon ve akış bilgileri

İki Boru Kesiti Arasındaki Boyuna Mesafe	130	mm
Dizi Başına Boru Sayısı	9	
Dizi Sayısı	30	
Boru Dizilimi	Aynı Eksenli	
Boru Malzemesi	Karbon Çeliği	
Boru Çapı ve Et Kalınlığı	42,4 x 3,2	mm
Akış Türü	Ters Akışlı	

1. ekonomizerin görevi sisteme verilen 102°C sıcaklığındaki besleme suyunu 140°C dolaylarına çıkarmaktır. Ekipmanın konstrüksiyon ölçüleri ve kızdırıcı hesabıyla tayin edilen kazana aktarılacak su debisi programa girilir.

Su çıkış sıcaklığı tahmini olarak 140°C belirlenirken gaz çıkış sıcaklığı aynı zamanda 1.hava ısıtıcısının giriş sıcaklığı olan 202.4 °C olarak tanımlanır. Gaz giriş sıcaklığı ise tahmini bir değer olan ve temel tasarımdan gelen 280.1°C'dir. Genel iterasyon sayısı 5'tir.

Su Debisi:	$\phi_{sys} := \phi_{sh_6} = 19233.83 \frac{kg}{hr}$	Boru Çapı:	$dia_{ecol} := 42.4mm$	$i := 1..5$
		Et Kalınlığı:	$w_{tecol} := 3.20mm$	
Seçilen Genişlik:	$becol := 0.90m$	Su Giriş Sıcaklığı:	$vW := 102^\circ C$	
Seçilen Uzunluk:	$l_{kecol} := 3m$	Su Giriş Entalpisi:	$h_{ecolw_e} := \text{interp}(\text{SatWaterTemp}, \text{SatWaterEnth}, vW) = 427.614 \frac{kJ}{kg}$	
Net Uzunluk:	$l_{ecol} := 2.94m$	Tahmini Su Çıkış Sıcaklığı:	$v_{ecolw_0} := 140^\circ C$	
Pitch Cross:	$t_{qecol} := 100mm$	Tahmini Su Çıkış Entalpisi:	$\text{interp}(\text{SatWaterTemp}, \text{SatWaterEnth}, v_{ecolw_0}) = 589.16 \frac{kJ}{kg}$	

Resim 3.74. MathCad birinci iterasyon ekran görüntüsü-63

1. ekonomizerdeki dizi başına boru sayısı:

$$n = 1 + \frac{b - 1.5 \cdot dia}{tq} \quad (3.43)$$

Isı transfer yüzey alanı:

$$A = \pi * dia * l * n * z \quad (3.44)$$

Serbest gaz geçiş kesit alanı:

$$A_{fr} = b * l_k - n * dia * l \quad (3.45)$$

Pitch Length:  $t_{feol} := 130\text{mm}$

Dizi Başına Boru Sayısı:  $n_{ecol} := \text{floor}\left(1 + \frac{b_{ecol} - 1.5 \cdot dia_{ecol}}{t_{qecol}}\right) = 9$

Dizi Sayısı:  $z_{ecol} := 30$

Paralel Boru Sayısı:  $n_{pecol} := n_{ecol} = 9$

Serbest Kesit Alan:  $A_{frecol} := b_{ecol} \cdot l_{kecol} - n_{ecol} \cdot dia_{ecol} \cdot l_{ecol} = 1.578\text{m}^2$

$\rho_{ecolwe} := \text{linterp}(\text{SatWaterTemp}, \text{SatWaterDens}, uW) = 957.307 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$

$\rho_{ecolwa_0} := \text{linterp}(\text{SatWaterTemp}, \text{SatWaterDens}, u_{ecolwa_0}) = 925.925 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$

Ortalama Su Yoğunluğu:  $\rho_{ecolwmean_0} := \frac{(\rho_{ecolwe} + \rho_{ecolwa_0})}{2} = 941.616 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$

Ortalama Su Hızı:  $w_{ecolw_0} := \frac{\phi_{sys}}{\left[\rho_{ecolwmean_0} \cdot n_{pecol} \pi \cdot \frac{(dia_{ecol} - 2 \cdot w_{tecol})^2}{4}\right]} = 0.619 \frac{\text{m}}{\text{s}}$

Resim 3.75. MathCad birinci iterasyon ekran görüntüsü-64

$$\Delta T_{\text{ecol}g_0} := \frac{[(v_{\text{ecol}g_0} - v_{\text{ecol}w_0}) - (v_{\text{ecol}g_0} - vW)]}{\ln\left[\frac{(v_{\text{ecol}g_0} - v_{\text{ecol}w_0})}{(v_{\text{ecol}g_0} - vW)}\right]} = 119.13 \text{ K}$$

Ortalama Gaz Hızı:

$$v_{\text{ecol}g_0} := \phi G \cdot \frac{(vW + v_{\text{ecol}w_0})}{2} + \Delta T_{\text{ecol}g_0} - 273.15 \text{ K} + 273.15 \text{ K}}{273.15 \text{ K} \cdot \text{Afrecol}} = 7.764 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Isı Transfer Yüzey Alanı:  $A_{\text{ecol}} := \pi \cdot \text{diaecol} \cdot \text{necol} \cdot \text{zocol} \cdot \text{lecol} = 105.737 \text{ m}^2$

Duman Gazı Reynolds Hesabı:

Ortalama Gaz Sıcaklığı:  $v_{\text{ecol}g_0} := \frac{(v_{\text{ecol}g_0} + v_{\text{ecol}g_0})}{2} = 241.229 \text{ }^\circ\text{C}$

Ortalama Duvar Sıcaklığı:  $v_{\text{ecol}w_0} := \frac{(v_{\text{ecol}w_0} + v_{\text{ecol}w_0})}{2} = 123 \text{ }^\circ\text{C}$

Gaz Yoğunluğu:  $\rho_{\text{ecol}g_0} := \text{linterp}(\text{FlueGasTemp}, \text{FlueGasDensity}, v_{\text{ecol}g_0}) = 0.722 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$

Gaz Dinamik Viskozite:

$$\eta_{\text{ecol}g_0} := \text{linterp}(\text{FlueGasTemp}, \text{FlueGasViscosity}, v_{\text{ecol}g_0}) = 2.378 \times 10^{-5} \frac{\text{kg}}{\text{m} \cdot \text{s}}$$

Resim 3.76. MathCad birinci iterasyon ekran görüntüsü-65

Gaz Reynolds Değeri:  $Re_{\text{ecol}g_0} := \frac{(\rho_{\text{ecol}g_0} \cdot v_{\text{ecol}g_0} \cdot \text{diaecol})}{\eta_{\text{ecol}g_0}} = 10001.1$

Gaz İletkenlik Değeri:  $\lambda_{\text{ecol}g_0} := \text{linterp}(\text{FlueGasTemp}, \text{FlueGasCond}, v_{\text{ecol}g_0}) = 0.037 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}}$

Konvektif Isı Transfer Katsayısı:

$$\alpha_{\text{Becol}0} := 0.3 \cdot \frac{[\lambda_{\text{ecol}g_0} \cdot 1.1 \cdot (Re_{\text{ecol}g_0})^{0.6}]}{\text{diaecol}} = 72.738 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

$\frac{t_{\text{qecol}}}{\text{diaecol}} = 2.358$        $\frac{t_{\text{lecol}}}{\text{diaecol}} = 3.066$        $\sigma_{\text{ecol}} := 6.5$        $\text{Secol} := \sigma_{\text{ecol}} \cdot \text{diaecol} = 0.276 \text{ m}$

$Re_{\text{ecol}g_0} := \text{linterp}(\text{FlueGasTotalTemp}, \text{FlueGasRadiation}, v_{\text{ecol}g_0} + v_{\text{ecol}w_0} - 273.15 \text{ K}) = -1.776 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$

$\text{ecolfouling} := 350$

Carbon Steel Conductivity:  $\text{ecolmaterial} := 54 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}}$

Resim 3.77. MathCad birinci iterasyon ekran görüntüsü-66

İç Isı Transfer Katsayısı:

$$\alpha_{\text{ecol}i_0} := \frac{4900 \cdot 1.163 \cdot \left[ 1 + 0.01453 \cdot \left[ \frac{(v_{\text{ecol}w_0} + vW)}{2} \right] \left( \frac{1}{K} - 273.15 \right) \cdot (w_{\text{ecol}w_0})^{0.8} \cdot \frac{0.8}{m} \cdot \frac{0.8}{0.8} \right] \cdot \frac{W}{m^2 \cdot K}}{\left[ (d_{\text{aocol}} - 2 \cdot w_{\text{tecol}})^{0.2} \cdot \frac{1}{\text{mm} \cdot 0.2} \right]} = 5232.29 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

$$H_{\text{Hecol}0} := \frac{1}{\left[ \frac{1}{\alpha_{\text{Becol}0}} \right] + \left[ \frac{1}{\text{ecolfouling}} \right] \cdot \left[ \frac{W}{m^2 \cdot K} \right] + \left[ \frac{d_{\text{aocol}} \cdot \ln \left[ 1 + \frac{(2 \cdot w_{\text{tecol}})}{d_{\text{aocol}}} \right]}{2 \cdot \text{ecolmaterial}} \right] + \left[ \frac{d_{\text{aocol}}}{(d_{\text{aocol}} - 2 \cdot w_{\text{tecol}})} \right] \cdot \frac{1}{\alpha_{\text{ecol}i_0}}} = 59.223 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

Resim 3.78. MathCad birinci iterasyon ekran görüntüsü-67

$$Q_{\text{ecol}0} := H_{\text{Hecol}0} \cdot A_{\text{ecol}} \cdot \Delta T_{\text{ecol}0} = 745.998 \text{ kW}$$

Su Çıkış Entalpisi:

$$h_{\text{ecol}w_1} := \left( \frac{Q_{\text{ecol}0}}{\phi_{\text{sys}}} \right) + h_{\text{ecol}w_0} = \dots \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Su Çıkış Sıcaklığı:

$$v_{\text{ecol}w_1} := \text{linterp} \left[ \text{SatWaterEnth}, \text{SatWaterTemp}, \frac{H_{\text{Hecol}0} \cdot A_{\text{ecol}} \cdot \left[ \frac{(v_{\text{ecol}g_0} - v_{\text{ecol}w_0}) - (v_{\text{ecol}g_1} - vW)}{\ln \left[ \frac{(v_{\text{ecol}g_0} - v_{\text{ecol}w_0})}{(v_{\text{ecol}g_1} - vW)} \right]} \right]}{\phi_{\text{sys}}} \right] + h_{\text{ecol}w_0}$$

$$v_{\text{ecol}w_{i+1}} := \text{linterp} \left[ \text{SatWaterEnth}, \text{SatWaterTemp}, \frac{H_{\text{Hecol}0} \cdot A_{\text{ecol}} \cdot \left[ \frac{(v_{\text{ecol}g_0} - v_{\text{ecol}w_i}) - (v_{\text{ecol}g_1} - vW)}{\ln \left[ \frac{(v_{\text{ecol}g_0} - v_{\text{ecol}w_i})}{(v_{\text{ecol}g_1} - vW)} \right]} \right]}{\phi_{\text{sys}}} \right] + h_{\text{ecol}w_0}$$

Resim 3.79. MathCad birinci iterasyon ekran görüntüsü-68

Gaz Giriş Entalpisi:  $h_{ecol_{g_i}} := \left( \frac{Q_{ecol_0}}{\phi G} \right) + h_{ecol_{g_0}} = \dots \frac{kJ}{m^3}$

Gaz Giriş Sıcaklığı:

$$v_{ecol_{g_i}} := \text{linterp} \left[ \text{FlueEnth}, \text{FlueTemp}, \left[ \frac{HH_{ecol_0} \cdot A_{ecol} \cdot \left[ \frac{(v_{ecol_{g_0}} - v_{ecol_{w_0}}) - (v_{ecol_{g_0}} - vW)}{\ln \left[ \frac{(v_{ecol_{g_0}} - v_{ecol_{w_0}})}{(v_{ecol_{g_0}} - vW)} \right]} \right]}{\phi G} \right] + h_{ecol_{g_0}} \right]$$

$$v_{ecol_{g_{i+1}}} := \text{linterp} \left[ \text{FlueEnth}, \text{FlueTemp}, \left[ \frac{HH_{ecol_0} \cdot A_{ecol} \cdot \left[ \frac{(v_{ecol_{g_i}} - v_{ecol_{w_i}}) - (v_{ecol_{g_i}} - vW)}{\ln \left[ \frac{(v_{ecol_{g_i}} - v_{ecol_{w_i}})}{(v_{ecol_{g_i}} - vW)} \right]} \right]}{\phi G} \right] + h_{ecol_{g_0}} \right]$$

Resim 3.80. MathCad birinci iterasyon ekran görüntüsü-69

$$p_{ecol_{w_i}} := \text{linterp}(\text{SatWaterTemp}, \text{SatWaterDens}, v_{ecol_{w_i}}) = \dots$$

$$p_{ecol_{w_{mean_i}}} := \frac{(p_{ecol_{w_0}} + p_{ecol_{w_i}})}{2} = \dots$$

$$w_{ecol_{w_i}} := \frac{\phi_{sys}}{\left[ p_{ecol_{w_{mean_i}}} \cdot n_{p_{ecol}} \cdot \pi \cdot \frac{(d_{ia_{ecol}} - 2 \cdot w_{tecol})^2}{4} \right]} = \dots \frac{m}{s}$$

$$\Delta T_{ecol_{log_i}} := \frac{\left[ (v_{ecol_{g_i}} - v_{ecol_{w_i}}) - (v_{ecol_{g_0}} - vW) \right]}{\ln \left[ \frac{(v_{ecol_{g_i}} - v_{ecol_{w_i}})}{(v_{ecol_{g_0}} - vW)} \right]} = \dots$$

$$w_{ecol_{g_i}} := \phi G \cdot \frac{\left( \frac{vW + v_{ecol_{w_i}}}{2} \right) + \Delta T_{ecol_{log_i}} - 273.15K + 273.15K}{273.15K \cdot A_{frecol}} = \dots$$

Resim 3.81. MathCad birinci iterasyon ekran görüntüsü-70

Ortalama Gaz Sıcaklığı:  $v_{ecol}g_i := \frac{(v_{ecol}ga + v_{ecol}ge_i)}{2} = \dots^\circ\text{C}$

Ortalama Duvar Sıcaklığı:  $v_{ecol}w_i := \frac{(v_{ecol}walla_i + v_{ecol}walle)}{2} = \dots^\circ\text{C}$

Gaz Yoğunluğu:  $\rho_{ecol}g_i := \text{linterp}(\text{FlueGasTemp}, \text{FlueGasDensity}, v_{ecol}g_i) = \dots$

Gaz Dinamik Viskozite:  $\eta_{ecol}g_i := \text{linterp}(\text{FlueGasTemp}, \text{FlueGasViscosity}, v_{ecol}g_i) = \dots$

Gaz Reynolds Değeri:  $Re_{ecol}g_i := \frac{(\rho_{ecol}g_i \cdot v_{ecol}g_i \cdot dia_{ecol})}{\eta_{ecol}g_i} = \dots$

Gaz İletkenlik Değeri:  $\lambda_{ecol}g_i := \text{linterp}(\text{FlueGasTemp}, \text{FlueGasCond}, v_{ecol}g_i) = \dots \frac{\text{W}}{\text{m}\cdot\text{K}}$

Konvektif Isı Transfer Katsayısı:  $\alpha_{Becol}_i := 0.3 \cdot \frac{[\lambda_{ecol}g_i \cdot 1.1 \cdot (Re_{ecol}g_i)^{0.6}]}{dia_{ecol}} = \dots \frac{\text{W}}{\text{m}^2\cdot\text{K}}$

Resim 3.82. MathCad birinci iterasyon ekran görüntüsü-71

$$\alpha_{ecol}in_i := \frac{4900 \cdot 1.163 \cdot \left[ 1 + 0.01453 \cdot \left[ \frac{(v_{ecol}wa_i + vW)}{2} \right] \left( \frac{1}{\text{K}} \right) - 273.15 \right] \cdot (v_{ecol}w_i)^{0.8} \cdot \frac{s}{m^{0.8}}}{\left[ (dia_{ecol} - 2 \cdot w_{tecol})^{0.2} \cdot \frac{1}{\text{mm}^{0.2}} \right]} \cdot \frac{\text{W}}{\text{m}^2\cdot\text{K}} = \dots \frac{\text{W}}{\text{m}^2\cdot\text{K}}$$

$$H_{Hecol}_i := \frac{1}{\left[ \left( \frac{1}{\alpha_{Becol}_i} \right) + \left[ \left( \frac{1}{\text{ecol}fouling} \right) \cdot \left( \frac{1}{\left( \frac{\text{W}}{\text{m}^2\cdot\text{K}} \right)} \right) \right] + \left[ \frac{dia_{ecol} \cdot \ln \left[ 1 + \frac{(2 \cdot w_{tecol})}{dia_{ecol}} \right]}{2 \cdot \text{ecol}material} \right] + \left( \frac{dia_{ecol}}{dia_{ecol} - 2 \cdot w_{tecol}} \right) \cdot \frac{1}{\alpha_{ecol}in_i} \right]} = \dots \frac{\text{W}}{\text{m}^2\cdot\text{K}}$$

Resim 3.83. MathCad birinci iterasyon ekran görüntüsü-72

$$Q_{\text{ecol}_i} := \text{HHecol}_i \cdot A_{\text{ecol}} \cdot \Delta T_{\text{ecollog}_i} = \dots \text{ kW}$$


---


$$\text{hecolwa}_{i+1} := \left( \frac{Q_{\text{ecol}_i}}{\phi_{\text{sys}}} \right) + \text{hecolwe} = \dots \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$\text{hecolge}_{i+1} := \left( \frac{Q_{\text{ecol}_i}}{\phi G} \right) + \text{hecolga} = \dots \frac{\text{kJ}}{\text{m}^3}$$

$$\text{vecolge}_{i+2} := \text{interp}(\text{FlueEnth}, \text{FlueTemp}, \text{hecolge}_{i+1}) = \dots$$

$$\text{vecolwa}_{i+2} := \text{interp}(\text{SatWaterEnth}, \text{SatWaterTemp}, \text{hecolwa}_{i+1}) = \dots$$

Resim 3.84. MathCad birinci iterasyon ekran görüntüsü-73

$$\text{vecolwa} = \begin{pmatrix} 140 \\ 134.883 \\ 135.508 \\ 135.167 \\ 135.22 \\ 135.239 \\ 135.243 \\ 135.245 \end{pmatrix} \cdot ^\circ\text{C} \quad \text{vecolge} = \begin{pmatrix} 280.06 \\ 277.909 \\ 278.751 \\ 278.567 \\ 278.69 \\ 278.733 \\ 278.744 \\ 278.747 \end{pmatrix} \cdot ^\circ\text{C} \quad Q_{\text{ecol}} = \begin{pmatrix} 745.998 \\ 752.496 \\ 753.713 \\ 754.131 \\ 754.24 \\ 754.272 \end{pmatrix} \text{ kW} \quad \text{HHecol} = \begin{pmatrix} 59.223 \\ 59.08 \\ 59.129 \\ 59.132 \\ 59.134 \\ 59.134 \end{pmatrix} \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

$$\text{wecolw} = \begin{pmatrix} 0.6194 \\ 0.6179 \\ 0.6181 \\ 0.6181 \\ 0.6181 \\ 0.6181 \end{pmatrix} \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad \text{wecolg} = \begin{pmatrix} 7.764 \\ 7.746 \\ 7.752 \\ 7.752 \\ 7.753 \\ 7.753 \end{pmatrix} \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Şekil 3.11. MathCad matris formu-10

Bu sonuçlara göre tahmin edilen değerler iteratif döngü içerisinde gerekli hassasiyetle sonuca ulaştırılır. 1. ekonomizerdeki su çıkış sıcaklığı 135,2°C, gaz giriş sıcaklığı ise 278,8°C olarak tespit edilmiştir. Ekonomizerin ısı kapasitesi 754,3 kW iken toplam ısı transfer katsayısı 59,1 W/m<sup>2</sup>K olmaktadır. Tespit edilen gaz hızı 7,8 m/s iken borulardaki su hızı ise 0,62 m/s değerindedir.



### 3.2.7. Ekonomizer-2 iteratif modeli

Çizelge 3.8. Ekonomizer-2 konstrüksiyon ve akış bilgileri

Gaz Geçiş Uzunluğu	3000	mm
Gaz Geçiş Genişliği	900	mm
Efektif Gaz Geçiş Uzunluğu	2940	mm
İki Boru Kesiti Arasındaki Enine Mesafe	100	mm
İki Boru Kesiti Arasındaki Boyuna Mesafe	130	mm
Dizi Başına Boru Sayısı	9	
Dizi Sayısı	14	
Boru Dizilimi	Aynı Eksenli	
Boru Malzemesi	Karbon Çeliği	
Boru Çapı ve Et Kalınlığı	42,4x3,2	mm
Akış Türü	Ters Akışlı	

İkinci ekonomizer, 1. ekonomizerde ısıtılan suyun kademeli olarak hedeflenen kazan su giriş sıcaklığına yani yaklaşık 160°C sıcaklık mertebesine ulaştırmakla görevlidir. Önünde yer aldığı 1. ekonomizerin tespit edilen gaz giriş sıcaklığı olan 278,8°C değeri bu ısıtıcının gaz çıkış sıcaklığı olarak alınır. İteratif modelleme birinci ekonomizer ile tamamen aynı yapılırken gaz giriş sıcaklığı ve su çıkış sıcaklıkları ise tahmin edilir. Gaz giriş sıcaklık değeri tahmini olarak temel tasarımda tespit edilen 331,8°C olarak girilirken su çıkış sıcaklığı 160°C olarak yazılır. Konstrüksiyon ölçüleri ve su debisi de sisteme tanımlandıktan sonra gerçekleştirilen iteratif döngü neticesinde aşağıdaki sonuçlar elde edilir:

$$\begin{array}{l}
 \begin{array}{l}
 \left( \begin{array}{c} 160 \\ 157.555 \\ 157.717 \\ 157.63 \\ 157.638 \\ 157.639 \\ 157.64 \\ 157.64 \end{array} \right) \cdot ^\circ\text{C} \\
 \end{array} \\
 \begin{array}{l}
 \left( \begin{array}{c} 331.718 \\ 330.7 \\ 330.922 \\ 330.876 \\ 330.895 \\ 330.898 \\ 330.898 \\ 330.899 \end{array} \right) \cdot ^\circ\text{C} \\
 \end{array} \\
 Q_{\text{eco2}} = \left( \begin{array}{c} 513.29 \\ 515.03 \\ 515.209 \\ 515.243 \\ 515.248 \\ 515.249 \end{array} \right) \cdot \text{kW} \\
 \text{HHeco2} = \left( \begin{array}{c} 66.178 \\ 66.119 \\ 66.131 \\ 66.131 \\ 66.131 \\ 66.131 \end{array} \right) \cdot \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}
 \end{array}$$
  

$$\begin{array}{l}
 \left( \begin{array}{c} 8.743 \\ 8.734 \\ 8.736 \\ 8.736 \\ 8.736 \\ 8.736 \end{array} \right) \frac{\text{m}}{\text{s}} \\
 \left( \begin{array}{c} 0.6348 \\ 0.634 \\ 0.634 \\ 0.634 \\ 0.634 \end{array} \right) \frac{\text{m}}{\text{s}}
 \end{array}$$

Şekil 3.12. MathCad matris formu-11

İteratif modelleme neticesinde 2.ekonomizer su çıkış sıcaklığı 157,6°C bulunurken gaz giriş sıcaklığı 330,9°C ve ısı kapasitesi 515,2 kW olarak belirlenmiştir. Toplam ısı transfer katsayısı değeri 66,1 olmaktadır. Tespit edilen gaz hızı 8,7 m/s iken borulardaki su hızı ise 0,63 m/s değerindedir.

### 3.2.8. Ön hava ısıtıcısı-2 iteratif modeli

Çizelge 3.9. Ön hava ısıtıcısı-2 konstrüksiyon ve akış bilgileri

Gaz Geçiş Uzunluğu	3000	mm
Gaz Geçiş Genişliği	1450	mm
Efektif Gaz Geçiş Uzunluğu	3000	mm
İki Boru Kesiti Arasındaki Enine Mesafe	100	mm
İki Boru Kesiti Arasındaki Boyuna Mesafe	100	mm
Dizi Başına Boru Sayısı	14	
Dizi Sayısı	12	
Boru Dizilimi	Aynı Eksenli	
Boru Malzemesi	Karbon Çeliği	
Boru Çapı ve Et Kalınlığı	60,3 x 1,9	mm
Akış Türü	Çapraz Akışlı	

İkinci ön hava ısıtıcısı, 1.ısıtıcıda ısıtılan havayı kademeli olarak hedeflenen yanma havası sıcaklığına yani yaklaşık 150°C sıcaklık mertebesine ulaştırmakla görevlidir. Önünde yer aldığı ekonomizerin tespit edilen gaz giriş sıcaklığı olan 330,9°C değeri bu ısıtıcının gaz çıkış sıcaklığı olarak alınır. İteratif modelleme birinci hava ısıtıcısı ile tamamen aynı yapılırken gaz giriş sıcaklığı ve hava çıkış sıcaklıkları ise tahmin edilir. Gaz giriş sıcaklık değeri tahmini olarak temel tasarımda tespit edilen 403,8°C olarak girilirken hava çıkış sıcaklığı 150°C olarak yazılır. Konstrüksiyon ölçüleri ve hava debisi de sisteme tanımlandıktan sonra gerçekleştirilen iteratif döngü neticesinde aşağıdaki sonuçlar elde edilir:

$$\begin{array}{l}
 Q_{ah2} = \begin{pmatrix} 753.153 \\ 803.285 \\ 809.841 \\ 810.989 \\ 811.142 \\ 811.168 \end{pmatrix} \cdot kW \\
 \\
 \nu_{ah2ge} = \begin{pmatrix} 403.759 \\ 418.779 \\ 422.889 \\ 412.209 \\ 412.873 \\ 412.989 \\ 413.005 \\ 413.007 \end{pmatrix} \cdot ^\circ C \\
 \nu_{ah2La} = \begin{pmatrix} 150 \\ 138.468 \\ 140.262 \\ 143.527 \\ 144.169 \\ 144.281 \\ 144.296 \\ 144.299 \end{pmatrix} \cdot ^\circ C \\
 \\
 HH_{ah2} = \begin{pmatrix} 29.978 \\ 30.427 \\ 30.549 \\ 30.559 \\ 30.562 \\ 30.562 \end{pmatrix} \frac{W}{m^2 \cdot K} \\
 \\
 \omega_{ah2g} = \begin{pmatrix} 8.4113 \\ 8.5112 \\ 8.538 \\ 8.5403 \\ 8.5409 \\ 8.5409 \end{pmatrix} \frac{m}{s}
 \end{array}$$

Şekil 3.13. MathCad matris formu-12

Bu sonuçlara göre duman gazı çıkış sıcaklığı 413,0 °C, hava çıkış sıcaklığı ise 144,3 °C değerindedir. Hava ısıtıcısındaki toplam ısı yükü 811,2 kW değerindedir. Isıtıcıdaki gaz hızı 8,54 m/s iken toplam ısı transfer katsayısı 30,6 W/m<sup>2</sup>Kolmaktadır.

### 3.2.9. Buharlaştırıcı iteratif modeli

Çizelge 3.10. Buharlaştırıcı konstrüksiyon ve akış bilgileri

Gaz Geçiş Uzunluğu	4530	mm
Gaz Geçiş Genişliği	840	mm
Efektif Gaz Geçiş Uzunluğu	4500	mm
İki Boru Kesiti Arasındaki Enine Mesafe	90	mm
İki Boru Kesiti Arasındaki Boyuna Mesafe	90	mm
Dizi Başına Boru Sayısı	9	
Dizi Sayısı	32	
Boru Dizilimi	Aynı Eksenli	
Boru Malzemesi	Karbon Çeliği	
Boru Çapı ve Et Kalınlığı	42,4 x 3,2	mm
Akış Türü	Ters Akışlı	

Buharlaştırıcı, iteratif modellemenin merkezindeki bileşendir. Yanmadan başlayarak kızdırıcıya kadar gelen iterasyonlar ile egzoz ve çevre havasından başlayarak ekonomizer ve hava ısıtıcılarını hesaplayan sistem buharlaştırmacıda kilitlenerek iteratif model tamamlanır. Burası için yazılım kodları sadece "0" alt indisyle girilmekte ve o değer sonuç teşkil etmektedir.

Buharlaştırıcı gaz giriş sıcaklığı kızdırıcı gaz çıkış sıcaklığı olan 674.8°C, gaz çıkış sıcaklığı ise 2.hava ısıtıcısının gaz giriş sıcaklığı olan 413.0°C değerindedir.

Öncelikle kızdırıcıda tayin edilen buhar debisi tanımlanır. Konstrüksiyon değerleri girilir.

Seçilen Genişlik:	b <sub>evap</sub> := 0.836m	Boru Çapı:	dia <sub>evap</sub> := 42.4mm
Seçilen Uzunluk:	l <sub>kevap</sub> := 4.53m	Boru Et Kalınlığı:	w <sub>tevap</sub> := 3.20mm
Net Uzunluk:	l <sub>evap</sub> := 4.5m		
Buhar Debisi:	φ <sub>evap</sub> := φ <sub>sh<sub>6</sub></sub> = 19233.83 $\frac{kg}{hr}$		
Pitch Cross:	t <sub>qevap</sub> := 90mm		
Pitch Length:	t <sub>levap</sub> := 90mm		

Resim 3.85. MathCad birinci iterasyon ekran görüntüsü-74

Aşağıda tanımlı formüller programa girilerek konstrüksiyon hesaplamaları tamamlanır.  
Buharlaştırıcıdaki dizi başına boru sayısı:

$$n = 1 + \frac{b - 1.5 \cdot dia}{tq} \quad (3.46)$$

Isı transfer yüzey alanı:

$$A = \pi \cdot dia \cdot l \cdot n \cdot z \quad (3.47)$$

Paralel boru sayısı:

$$np = \frac{(z \cdot n)}{2} \quad (3.48)$$

Serbest gaz geçiş kesit alanı:

$$Afr = b \cdot lk - n \cdot dia \cdot l \quad (3.49)$$

Dizi Başına Boru Sayısı:  $nevap := 1 + \frac{(bevap - 1.5 \cdot diaevap)}{tgevap} = 9.582$

$nevap := \text{floor}(nevap) = 9$

Dizi Sayısı:  $zevap := 32$

Isı Transfer Yüzey Alanı:  $Aevap := (\pi) \cdot diaevap \cdot levap \cdot nevap \cdot zevap = 172.63 \text{ m}^2$

Paralel Boru Sayısı:  $\frac{(zevap \cdot nevap)}{2} = 144$

Serbest Kesit Alan:  $Afrevap := bevap \cdot lkevap - nevap \cdot diaevap \cdot levap = 2.07 \text{ m}^2$

Resim 3.86. MathCad birinci iterasyon ekran görüntüsü-75

Gaz ve doymuş buhar giriş-çıkış sıcaklık şartlarına göre logaritmik sıcaklık farkı, gaz hızı, gaz Reynolds sayısı hesabı, dinamik viskozitesi, iletkenlik değeri ile konvektif ve radyatif ısı transfer katsayıları hesaplanır.

Gaz Giriş Sıcaklığı:  $uevapge := vshga_6 = 674.763 \text{ } ^\circ\text{C}$

Gaz Giriş Entalpisi:  $hevapge := \text{interp}(\text{GasTemp}, \text{GasEnth}, vshga_6) = 978.23 \frac{\text{kJ}}{\text{m}^3}$

Doymuş Su Giriş Sıcaklığı:  $vS = 172.9 \text{ } ^\circ\text{C}$

Doymuş Su Giriş Entalpisi:  $hS := \text{interp}(\text{SatWaterTemp}, \text{SatWaterEnth}, vS)$   
 $hS = 731.81 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$

Doymuş Buhar Entalpisi:  $hss := \text{interp}(\text{SatSteamTemp}, \text{SatSteamEnth}, vS)$

Gaz Çıkış Sıcaklığı:  $uevapga := vah2ge_6 = 413.005 \text{ } ^\circ\text{C}$

Logaritmik Sıcaklık Farkı:  $\Delta T_{evaplog_0} := \frac{[(uevapge - vS) - (uevapga - vS)]}{\ln\left[\frac{(uevapge - vS)}{(uevapga - vS)}\right]}$

Resim 3.87. MathCad birinci iterasyon ekran görüntüsü-76

Ortalama Gaz Sıcaklığı:  $uevapg_0 := \frac{(uevapge + uevapga)}{2} = 543.884 \text{ } ^\circ\text{C}$

Gaz Yoğunluğu:  $\rho_{evapg_0} := \text{interp}(\text{FlueGasTemp}, \text{FlueGasDensity}, uevapg_0) = 0.444 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$

Gaz Dinamik Viskozite:  $\eta_{evapg_0} := \text{interp}(\text{FlueGasTemp}, \text{FlueGasViscosity}, uevapg_0) = 1.897 \times 10^{-5} \frac{\text{kg}}{\text{m}\cdot\text{s}}$

Gaz Reynolds Değeri:  $Re_{evapg_0} := \frac{(\rho_{evapg_0} \cdot \omega_{evapg_0} \cdot dia_{evap})}{\eta_{evapg_0}} = 9160.2$

Gaz İletkenlik Değeri:  $\lambda_{evapg_0} := \text{interp}(\text{FlueGasTemp}, \text{FlueGasCond}, uevapg_0) = 0.058 \frac{\text{W}}{\text{m}\cdot\text{K}}$

Konvektif Isı Transfer Katsayısı:  $\alpha_{Bevap_0} := 0.3 \frac{[\lambda_{evapg_0} \cdot 1 \cdot (Re_{evapg_0})^{0.6}]}{dia_{evap}} = 98.025 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$

$\frac{t_{qevap}}{dia_{evap}} = 2.123$        $\frac{t_{devap}}{dia_{evap}} = 2.123$        $\sigma_{evap} := 3.6$

$Sevap := \sigma_{evap} \cdot dia_{evap} = 0.153 \text{ m}$

$Re_{evapg_0} := \text{interp}(\text{FlueGasTotalTemp}, \text{FlueGasRadiation}, uevapg_0 + uevapw_0 - 273.15\text{K}) = 4.736 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$

$evapfouling := 350$

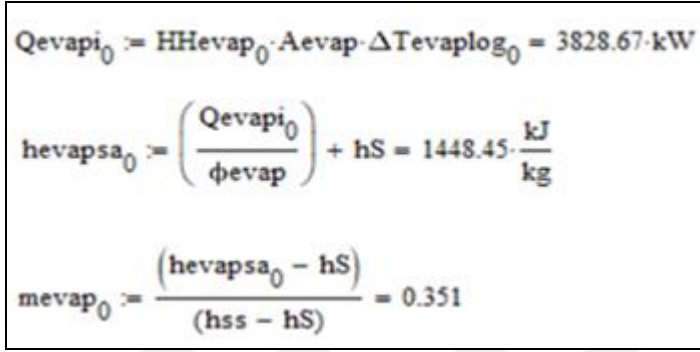
Carbon Steel Conductivity:  $evapmaterial := 54 \frac{\text{W}}{\text{m}\cdot\text{K}}$

Resim 3.88. MathCad birinci iterasyon ekran görüntüsü-77

Bu verilere göre toplam ısı transfer katsayısı ile ısı transferi hesaplanır. Hesaplanan ısı transfer değerine göre doymuş buharın çıkış entalpisi ve bu entalpi değerine bağlı olarak kuruluk derecesi hesaplanır.

Kuruluk derecesi formülü:

$$m = \frac{h_{sa} - h_S}{h_{ss} - h_S} \quad (3.50)$$



$$Q_{evap_i_0} := H_{Hevap_0} \cdot A_{evap} \cdot \Delta T_{evaplog_0} = 3828.67 \cdot kW$$

$$h_{evapsa_0} := \left( \frac{Q_{evap_i_0}}{\phi_{evap}} \right) + h_S = 1448.45 \cdot \frac{kJ}{kg}$$

$$m_{evap_0} := \frac{(h_{evapsa_0} - h_S)}{(h_{ss} - h_S)} = 0.351$$

Resim 3.89. MathCad birinci iterasyon ekran görüntüsü-78

Buharlaştırıcı iteratif modellemesinde elde edilen sonuçlara göre kuruluk derecesi %35,1 oranında iken gaz hızı 9,24 m/s ısı transfer değeri 3828,7 kW ve toplam ısı transfer katsayısı 62,5 W/m<sup>2</sup>Kolmaktadır.

### 3.3. Genel İterasyon Hesaplamaları

%100 kazan yükü örneğinde gösterildiği gibi sistem bileşenlerinde ayrı ayrı sonuçları tespit edilen enerji değerleri toplanarak kapasite belirlenir.

Sistemin termal kapasitesi yanma odası, 2 gaz odası, 2 ekonomizer, 2 hava ısıtıcısı, kızdırıcı ve buharlaştırıcının ısı değerleri toplamına eşittir.

Termal kapasite:

$$T_c = Q_{cr} + Q_{gr} + Q_{gr2} + Q_{sh} + Q_{evap} + Q_{ah2} + Q_{eco2} + Q_{eco1} + Q_{ah1} \quad (3.51)$$

Net ısı kapasitesi ise termal kapasiteden hava ısıtıcılarının çıkarılmasıyla elde edilir.

Net ısı kapasitesi:

$$N_c = T_c - (Q_{ah1} + Q_{ah2}) \quad (3.52)$$

Belirlenen net ısı kapasitesine göre kaba yakıt tüketimi ve net yakıt tüketimi temel tasarım öncesi verilen formüller yardımıyla hesaplanır.

Tüm bu verilere göre her biri kendi içerisinde iterasyon döngüsüyle hesaplanan bileşenler tüm sistemde bir araya gelerek kapasiteyi belirlemekte ve ardından bu kapasite değerlerine göre başta hesaplanan yakıt tüketimi, gaz ve hava debisi ile yakıtta verilen ısı, havaya verilen ısı ve toplamda kazana verilen ısı tekrar hesaplanmaktadır. Ardından temel tasarım değerleri güncellenmekte ve detay tasarım verileri yeni öncül hesaplara göre tekrar ayrı ayrı iterasyona girmektedir.

Hesaplanan ilk döngüye “Birinci Genel İterasyon” adı verilir. Hesaplama mantığını göstermek adına birinci genel iterasyon yöntemi aşağıda verilmekte olup sistemin bundan sonraki bileşen özelindeki tüm iç iterasyon döngüleri ve genel iterasyon sonuçları sadece sonuç olarak paylaşılacaktır.

Aşağıdaki matris sonuçları bileşen ısı kapasitelerini, sıcak akışkanın (duman gazı) bileşen bazındaki çıkış sıcaklıklarını ve soğuk akışkanın (su, buhar, hava) yine bileşen bazındaki giriş ve çıkış sıcaklıklarını göstermektedir.

$$\begin{array}{l}
 \left( \begin{array}{l}
 Q_{cr_4} \\
 Q_{gr_6} \\
 Q_{gr2_6} \\
 Q_{sh_6} \\
 Q_{evap_0} \\
 Q_{ah2_5} \\
 Q_{eco2_5} \\
 Q_{eco1_5} \\
 Q_{ah1_5}
 \end{array} \right) = \begin{array}{l}
 \left( \begin{array}{l}
 5411.1 \\
 1552.1 \\
 1180.9 \\
 938.1 \\
 3819.7 \\
 811.2 \\
 515.2 \\
 754.3 \\
 294.7
 \end{array} \right) \cdot kW
 \end{array}
 \end{array}
 \quad
 \begin{array}{l}
 \left( \begin{array}{l}
 v_{cra4} \\
 v_{gra_5} \\
 v_{gr2a_5} \\
 v_{shga_5} \\
 v_{evapga} \\
 v_{ah2ga} \\
 v_{eco2ga} \\
 v_{eco1ga} \\
 v_{ah1ga}
 \end{array} \right) = \begin{array}{l}
 \left( \begin{array}{l}
 1046.38 \\
 889.15 \\
 769.69 \\
 673.29 \\
 413 \\
 330.9 \\
 278.74 \\
 202.4 \\
 170
 \end{array} \right) \cdot ^\circ C
 \end{array}
 \end{array}
 \quad
 \begin{array}{l}
 \left[ \begin{array}{l}
 v_W \\
 (v_{eco1wa})_6 \\
 v_{eco2we} \\
 v_{eco2wa_6} \\
 v_S \\
 v_{shsa_6} \\
 v_{Li} \\
 v_{ah1La_6} \\
 v_{ah2Le} \\
 v_{ah2La_6}
 \end{array} \right] = \begin{array}{l}
 \left( \begin{array}{l}
 102 \\
 135.243 \\
 135.243 \\
 157.64 \\
 172.9 \\
 242.766 \\
 20 \\
 58.153 \\
 58.153 \\
 144.296
 \end{array} \right) \cdot ^\circ C
 \end{array}
 \end{array}$$

Şekil 3.14. MathCad matris formu-13



Bu verilere göre ısı kapasite ve yakıt tüketim değerleri:

**Temel Tasarım Net Isı Kapasitesi:**

$$Q_{net} := \phi \cdot hT = 13384.2 \text{ kW}$$

**Detay Tasarım Birinci İterasyon Termal Kapasitesi:**

$$\text{ThermalCapacity} := Q_{cr4} + Q_{gr6} + Q_{gr26} + Q_{sh6} + Q_{evap0} + Q_{ah25} + Q_{eco25} + Q_{eco15} + Q_{ah15} = 15277.2 \text{ kW}$$

**Detay Tasarım Birinci İterasyon Net Isı Kapasitesi:**

$$\text{UsableHeat} := \text{ThermalCapacity} - (Q_{ah25} + Q_{ah15}) = 14171.37 \text{ kW}$$

$$Q_{net} := \text{ThermalCapacity}$$

**Kaba Yakıt Tüketimi:**

$$\phi_B := \left( \frac{Q_{net}}{\eta \cdot H_u} \right) = 4671.7 \frac{\text{kg}}{\text{hr}}$$

**Net Yakıt Tüketimi:**  $\phi_{Bnet} := (1 - \zeta_{un}) \cdot \phi_B = 4578.3 \frac{\text{kg}}{\text{hr}}$

Resim 3.90. MathCad birinci iterasyon ekran görüntüsü-79

Yanma sonrası yeni değerini alan gaz ve hava debileri ile kazan ısısı:

**KAZANA VERİLEN ISI:**

**Duman Gazı Hacimsel Debi:**

$$\phi_G := \phi_B \cdot \nu_G = 26794.2 \frac{\text{m}^3}{\text{hr}}$$

**Hava Hacimsel Debi:**

$$\phi_L := \phi_B \cdot \nu_{La} = 23064.5 \frac{\text{m}^3}{\text{hr}}$$

$Q_{eco15} + Q_{ah15} = 15277.2 \text{ kW}$

**Adyabatik Yanma Entalpisi:**

$$h_{Ge} := \frac{[H_u + (\nu_{La} \cdot h_L)]}{\nu_G} = 2211.15 \frac{\text{kJ}}{\text{m}^3}$$

**Adyabatik Yanma Sıcaklığı:**  ${}^m \text{FlueTemp}_{hGe} := \text{interp}(\text{FlueEnth}, \text{FlueTemp}, h_{Ge})$

$$\text{FlueTemp}_{hGe} = 1443.13 \text{ }^\circ\text{C}$$

**Yakıt Verilen Isı:**  $Q_F := \phi_B \cdot H_u = 16295.6 \text{ kW}$

**Hava ile Taşınan Isı:**  $Q_L := \phi_L \cdot h_L = 160.8 \text{ kW}$

**Kazana Verilen Isı:**  $Q_T := Q_F + Q_L = 16456.4 \text{ kW}$

Resim 3.91. MathCad birinci iterasyon ekran görüntüsü-80

### 3.3.1. %100 yük genel iterasyon sonuçları

%100 yükteki genel iterasyon sayısı yeterli yaklaşım yapıldığında tamamlanmış olup 10 adettir. Yapılacak tüm analizlerde 10.iterasyon sonuçları dikkate alınacaktır. Değerler tablo halinde aşağıda yer almaktadır.

Çizelge 3.11. %100 yük genel iterasyon sistem değerleri

	Termal Kapasite, kW	Net Kapasite, kW	Yakıt Tüketimi, kg/h	Yakıt Verilen Isı, kW	Havaya Verilen Isı, kW	Toplam Yanma Isısı, kW
1.iterasyon	15277,2	14171,37	4578,3	16295,6	160,8	16456,4
2.iterasyon	14924,85	13844,21	4472,7	15919,8	157,1	16076,9
3.iterasyon	14783,14	13699,88	4430,2	15768,6	155,6	15924,2
4.iterasyon	14726,61	13641,91	4413,3	15708,4	155	15863,4
5.iterasyon	14704,11	13618,78	4406,5	15684,3	154,8	15839,1
6.iterasyon	14695,15	13609,57	4403,8	15674,8	154,7	15829,5
7.iterasyon	14691,58	13605,9	4402,8	15671	154,6	15825,6
8.iterasyon	14690,16	13604,44	4402,3	15669,5	154,6	15824,1
9.iterasyon	14689,6	13603,86	4402,2	15668,9	154,6	15823,5
10.iterasyon	14689,37	13603,63	4402,1	15668,6	154,6	15823,2

Çizelge 3.12. %100 yük genel iterasyon-soğuk akışkan sıcaklık değerleri, °C

	Eko-1 Su Giriş	Eko-1 Su Çıkış	Eko-2 Su Giriş	Eko-2 Su Çıkış	Kızdırıcı Buhar Giriş	Kızdırıcı Buhar Çıkış	H.Isıtıcı-1 Hava Giriş	H.Isıtıcı-1 Hava Çıkış	H.Isıtıcı-2 Hava Giriş	H.Isıtıcı-2 Hava Çıkış
1.iterasyon	102	135,243	135,243	157,64	172,9	242,77	20	58,15	58,15	144,3
2.iterasyon	102	135,39	135,39	156,52	172,9	248,16	20	56,18	56,18	127,63
3.iterasyon	102	135,35	135,35	156,68	172,9	246,85	20	56,53	56,53	130,43
4.iterasyon	102	135,33	135,33	156,75	172,9	246,32	20	56,68	56,68	131,56
5.iterasyon	102	135,33	135,33	156,78	172,9	246,11	20	56,73	56,73	132,03
6.iterasyon	102	135,32	135,32	156,79	172,9	246,02	20	56,75	56,75	132,21
7.iterasyon	102	135,32	135,32	156,79	172,9	245,99	20	56,76	56,76	132,28
8.iterasyon	102	135,32	135,32	156,79	172,9	245,98	20	56,76	56,76	132,32
9.iterasyon	102	135,32	135,32	156,8	172,9	245,97	20	56,77	56,77	132,33
10.iterasyon	102	135,32	135,32	156,8	172,9	245,97	20	56,77	56,77	132,33

Çizelge 3.13. %100 yük genel iterasyon – sıcak akışkan sıcaklık değerleri, °C

	Alev Odası Gaz Çıkış	Gaz Odası-1 Gaz Çıkış	Gaz Odası-2 Gaz Çıkış	Kızdırıcı Gaz Çıkış	Buharlaştırıcı Gaz Çıkış	H.Isıtıcı-2 Gaz Çıkış	Eko-2 Gaz Çıkış	Eko-1 Gaz Çıkış	H.Isıtıcı-1 Gaz Çıkış
1.iterasyon	1046,38	889,15	769,69	673,29	413	330,9	278,74	202,4	170
2.iterasyon	1027,38	891,08	781,85	693,13	378,17	310,43	267,53	200,66	170
3.iterasyon	1023,93	886,27	776,75	687,41	383,73	313,79	269,4	200,96	170
4.iterasyon	1022,55	884,3	774,67	685,08	386,09	315,19	270,18	201,08	170
5.iterasyon	1021,93	883,51	773,83	684,14	387,04	315,76	270,5	201,13	170
6.iterasyon	1021,7	883,19	773,5	683,76	387,43	315,99	270,62	201,15	170
7.iterasyon	1021,61	883,06	773,37	683,62	387,58	316,08	270,67	201,16	170
8.iterasyon	1021,58	883,01	773,31	683,56	387,64	316,11	270,69	201,16	170
9.iterasyon	1021,56	882,99	773,29	683,53	387,67	316,13	270,7	201,16	170
10.iterasyon	1021,56	882,98	773,29	683,52	387,67	316,13	270,7	201,16	170

Çizelge 3.14. %100 yük genel iterasyon ekipman ısı değerleri, kW

	Alev Odası Isı Değeri	Gaz Odası-2 Isı Değeri	Gaz Odası-1 Isı Değeri	Kızdırıcı Isı Değeri	Buharlaştırıcı Isı Değeri	H.Isıtıcı-2 Isı Değeri	Eko-2 Isı Değeri	Eko-1 Isı Değeri	H.Isıtıcı-1 Isı Değeri
1.iterasyon	5411,1	1552,1	1180,9	938,1	3819,7	811,2	515,2	754,3	294,7
2.iterasyon	5062,8	1536,6	1231,7	999	3776,3	763,9	483,7	754,1	316,7
3.iterasyon	4984,2	1516	1206,5	982,7	3767,6	770,5	488,9	754	312,7
4.iterasyon	4952,4	1507,6	1196,3	976,1	3764,5	773,6	491,1	754	311,1
5.iterasyon	4939,7	1504,2	1192,2	973,4	3763,3	774,9	492	754	310,4
6.iterasyon	4934,6	1502,9	1190,5	972,3	3762,9	775,4	492,3	754	310,2
7.iterasyon	4932,6	1502,3	1189,9	971,9	3762,7	775,6	492,5	754	310,1
8.iterasyon	4931,8	1502,1	1189,6	971,7	3762,6	775,7	492,5	754	310
9.iterasyon	4931,5	1502	1189,5	971,7	3762,6	775,7	492,6	754	310
10.iterasyon	4931,3	1502	1189,5	971,6	3762,6	775,7	492,6	754	310

### 3.3.2. %100 yük genel iterasyon sonuçlarının saha verileri ile kıyaslanması

Kazan kontrol panosundan periyodik olarak alınan değerler toplanmış ve oluşturulan iteratif model çıktılarıyla kıyaslanmıştır. Bu sonuçlara göre kazan sisteminin rejimi yerleştiğinde ısı tasarım modeli ile saha sonuçlarının yakınsadığı görülmektedir.



Resim 3.92. Kontrol panosu saha ölçüm sonuçları ekran görüntüsü-1

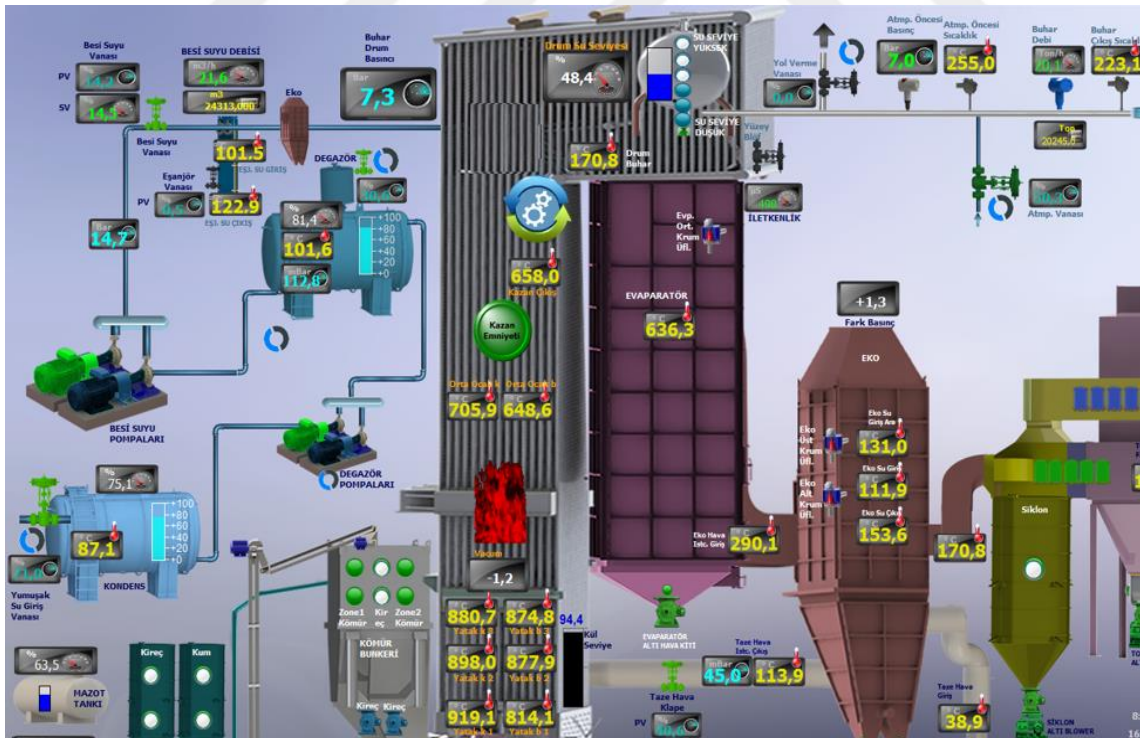


Resim 3.93. Kontrol panosu saha ölçüm sonuçları ekran görüntüsü-2

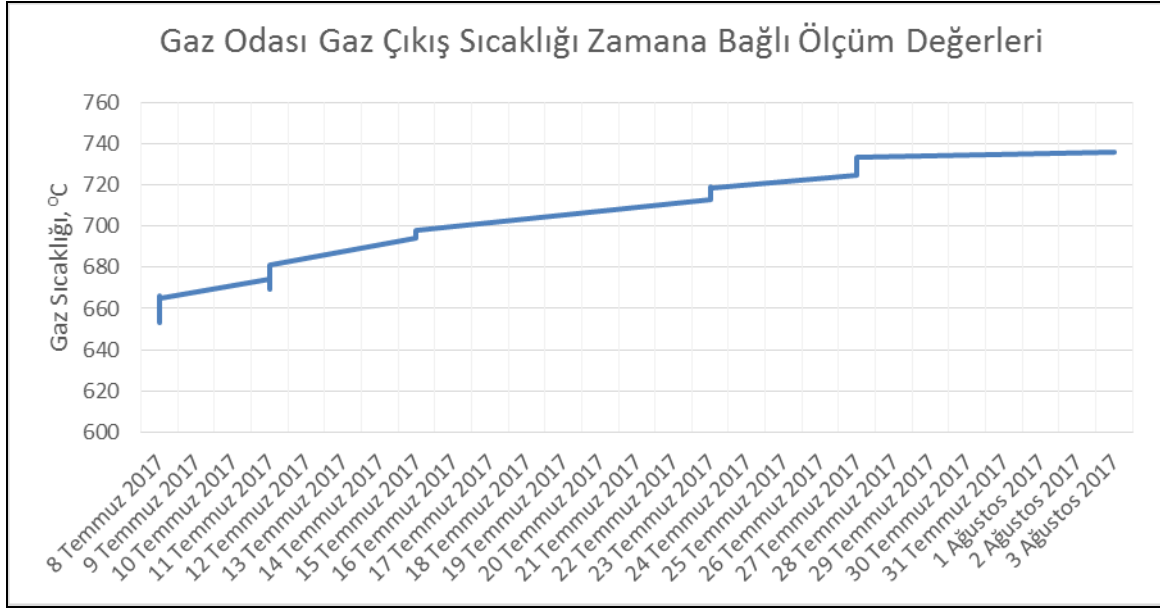




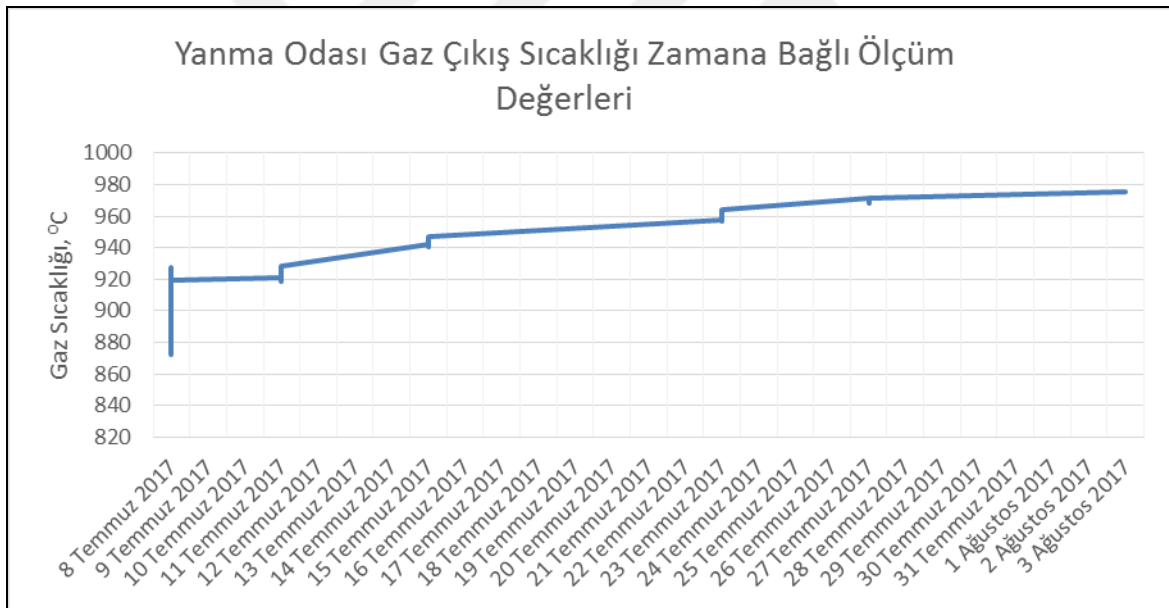
Resim 3.94. Kontrol panosu saha ölçüm sonuçları ekran görüntüsü-3



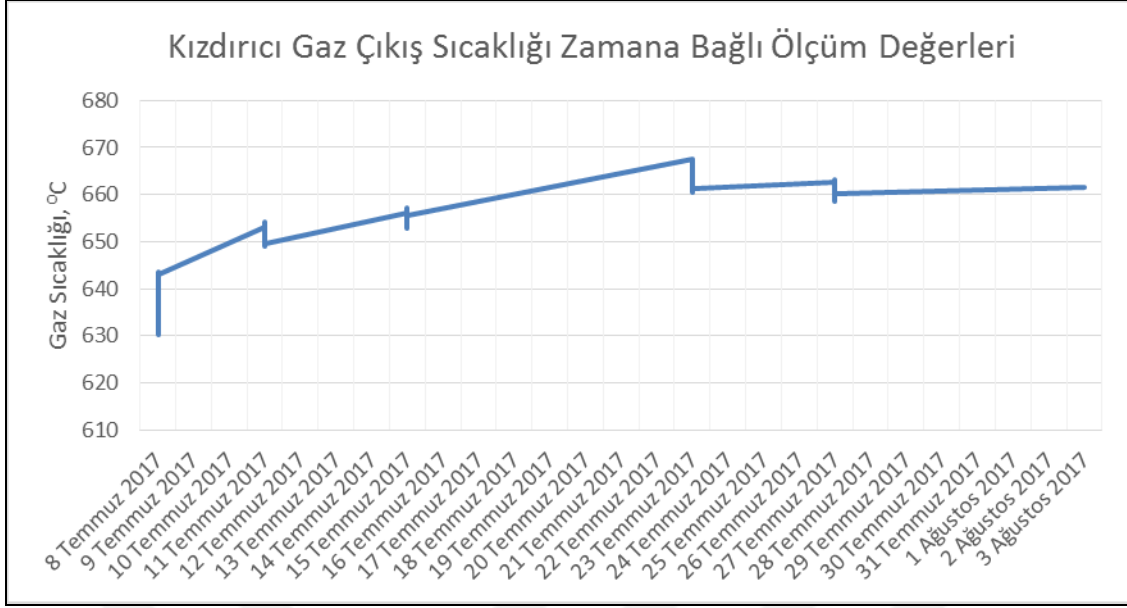
Resim 3.95. Kontrol panosu saha ölçüm sonuçları ekran görüntüsü-4



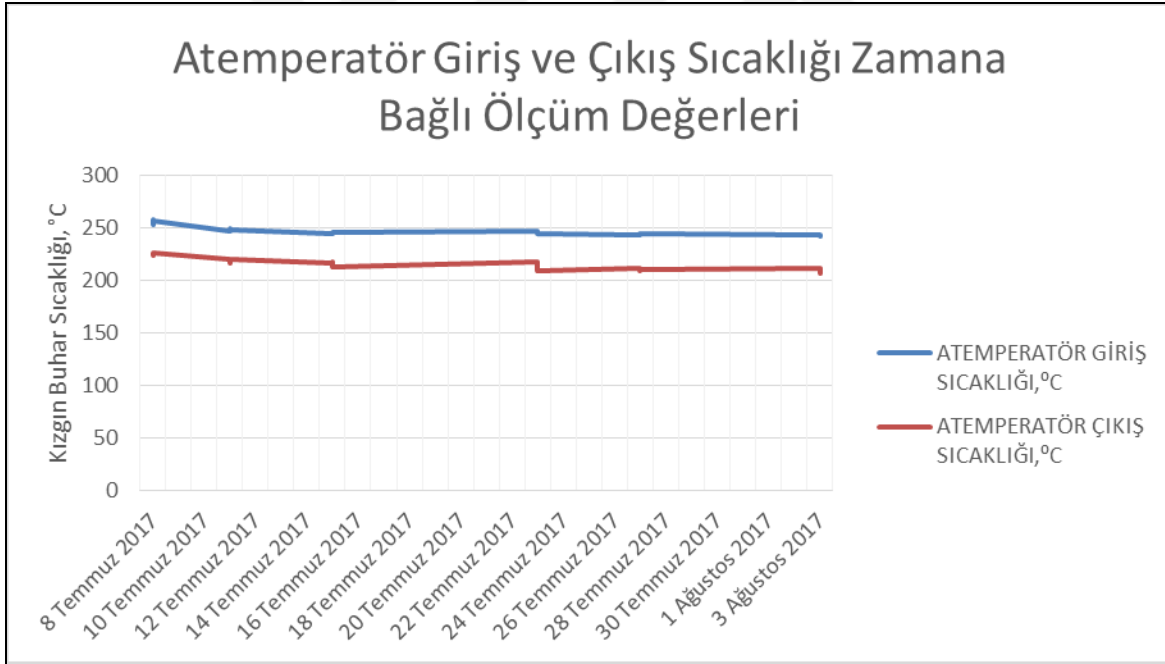
Şekil 3.15. Gaz radyasyonu odası çıkış sıcaklığının zamana bağlı ölçüm değerleri



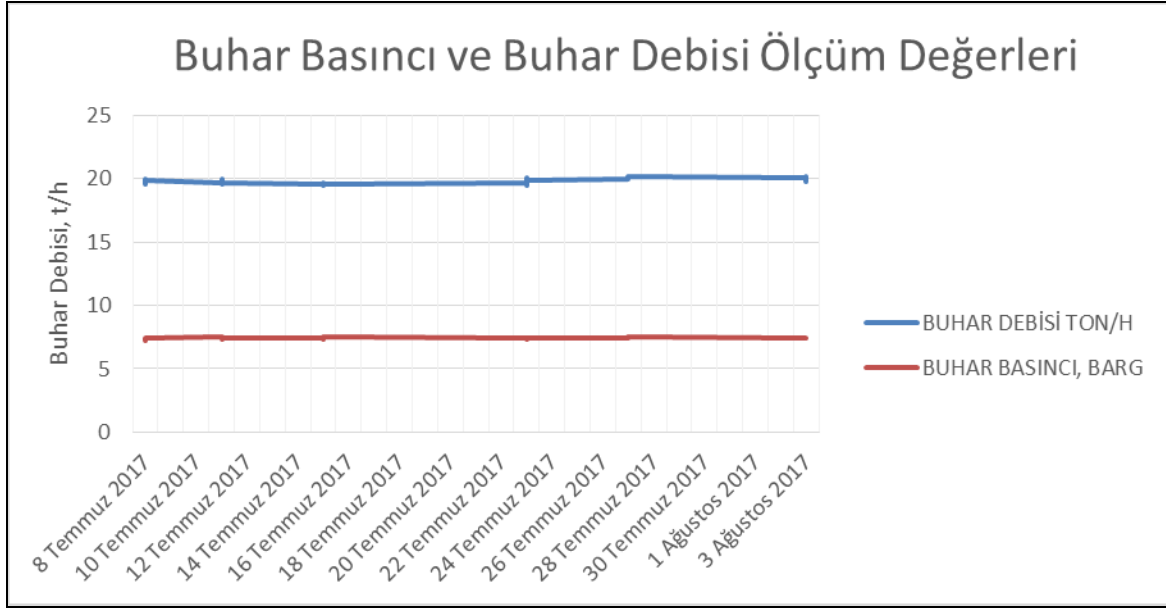
Şekil 3.16. Yanma odası gaz çıkış sıcaklığının zamana bağlı ölçüm değerleri



Şekil 3.17. Kızdırıcı gaz çıkış sıcaklığının zamana bağlı ölçüm değerleri



Şekil 3.18. Atemperatör giriş ve çıkış sıcaklığı zamana bağlı ölçüm değerleri



Şekil 3.19. Buhar basıncı ve buhar debisi ölçüm değerleri

### 3.3.3. %80 yük genel iterasyon sonuçları

Sahadan alınan ilgili tüm değerlere ait detaylı sonuçlar Ek 3'te detaylı şekilde verilmekle birlikte Çizelge 3.15'te sahadan alınan ölçüm sonuçlarının kararlı rejime girdikten sonraki değerleriyle iteratif tasarım değerlerinin karşılaştırılması gösterilmektedir.

Çizelge 3.15. Kararlı rejim ölçüm değerleri ile tasarım değerlerinin karşılaştırılması

	Birim	Kararlı Rejim Ölçüm Değeri	Tasarım Değeri
Yanma Odası Gaz Çıkış Sıcaklığı	°C	978,1	1021,56
Gaz Radyasyon Odası Gaz Çıkış Sıcaklığı	°C	744,19	773,29
Kızdıncı Gaz Çıkış Sıcaklığı	°C	662,49	683,52
Besleme Suyu Sıcaklığı	°C	101,7	102
Buhar Basıncı	bar(g)	7,44	7,5
Kızdıncı Buhar Çıkış Sıcaklığı	°C	242,9	245,97
Atemperatör Buhar Çıkış Sıcaklığı	°C	206,91	200
Kazan Debisi	t/h	20,04	20
Duman Gazı Egzoz Sıcaklığı	°C	170,27	170

%80 yükteki genel iterasyon sayısı yeterli yaklaşım yapıldığında tamamlanmış olup 10 adettir. Yapılacak tüm analizlerde 10.iterasyon sonuçları dikkate alınacaktır. Değerler tablo halinde aşağıda yer almaktadır.



Çizelge 3.16. %80 yük genel iterasyon değerleri

	Termal Kapasite, kW	Net Kapasite, kW	Yakıt Tüketimi, kg/h	Yakıt Verilen Isı, kW	Havaya Verilen Isı, kW	Toplam Yanma Isısı, kW
1.iterasyon	13813,7	12674,49	4139,7	14734,6	145,4	14880
2.iterasyon	14084	13019,96	4220,7	15022,9	148,2	15171,1
3.iterasyon	14190,41	13129,78	4252,6	15136,4	149,4	15285,8
4.iterasyon	14232,45	13173,01	4265,2	15181,3	149,8	15331,1
5.iterasyon	14249,07	13190,08	4270,2	15199	150	15349
6.iterasyon	14255,65	13196,83	4272,1	15206	150,1	15356,1
7.iterasyon	14258,25	13199,5	4272,9	15208,8	150,1	15358,9
8.iterasyon	14259,27	13200,55	4273,2	15209,9	150,1	15360
9.iterasyon	14259,68	13200,97	4273,3	15210,3	150,1	15360,4
10.iterasyon	14259,84	13201,13	4273,4	15210,5	150,1	15360,6

Çizelge 3.17. %80 yük genel iterasyon – soğuk akışkan sıcaklık değerleri, °C

	Eko-1 Su Giriş	Eko-1 Su Çıkış	Eko-2 Su Giriş	Eko-2 Su Çıkış	Kızdırıcı Buhar Giriş	Kızdırıcı Buhar Çıkış	H. Isıtıcı-1 Hava Giriş	H. Isıtıcı-1 Hava Çıkış	H. Isıtıcı-2 Hava Giriş	H. Isıtıcı-2 Hava Çıkış
1.iterasyon	102	142,084	142,084	170,74	172,9	234,08	20	61,66	61,66	192,75
2.iterasyon	102	142,11	142,11	167,13	172,9	247,41	20	57,7	57,7	136,73
3.iterasyon	102	142,14	142,14	166,93	172,9	248,53	20	57,41	57,41	134,27
4.iterasyon	102	142,15	142,15	166,86	172,9	248,96	20	57,29	57,29	133,34
5.iterasyon	102	142,16	142,16	166,83	172,9	249,13	20	57,25	57,25	132,99
6.iterasyon	102	142,16	142,16	166,82	172,9	249,2	20	59,23	59,23	132,84
7.iterasyon	102	142,16	142,16	166,81	172,9	249,23	20	57,22	57,22	132,79
8.iterasyon	102	142,16	142,16	166,81	172,9	249,24	20	57,22	57,22	132,77
9.iterasyon	102	142,16	142,16	166,81	172,9	249,24	20	57,22	57,22	132,76
10.iterasyon	102	142,16	142,16	166,81	172,9	249,25	20	57,22	57,22	132,75

Çizelge 3.18. %80 yük genel iterasyon – sıcak akışkan sıcaklık değerleri, °C

	Alev Odası Gaz Çıkış	Gaz Odası-1 Gaz Çıkış	Gaz Odası-2 Gaz Çıkış	Kızdırıcı Gaz Çıkış	Buharlaştırıcı Gaz Çıkış	H. Isıtıcı-2 Gaz Çıkış	Eko-2 Gaz Çıkış	Eko-1 Gaz Çıkış	H. Isıtıcısı-1 Gaz Çıkış
1.iterasyon	1009,42	838,86	718,53	631,35	477,38	366,32	298,59	205,65	170
2.iterasyon	1012,28	870,18	759,86	680,86	393,41	318,46	273,23	201,97	170
3.iterasyon	1015,22	874,23	764,09	685,53	388,38	315,5	271,58	201,72	170
4.iterasyon	1016,36	875,8	765,73	687,35	386,47	314,37	270,95	201,62	170
5.iterasyon	1016,81	876,42	766,38	688,06	385,72	313,93	270,7	201,58	170
6.iterasyon	1016,98	876,66	766,63	688,34	385,43	313,75	270,6	201,56	170
7.iterasyon	1017,05	876,76	766,74	688,46	385,32	313,68	270,57	201,56	170
8.iterasyon	1017,08	876,79	766,78	688,5	385,27	313,66	270,55	201,55	170
9.iterasyon	1017,09	876,81	766,79	688,52	385,25	313,65	270,54	201,55	170
10.iterasyon	1017,09	876,82	766,8	688,52	385,25	313,64	270,54	201,55	170

Çizelge 3.19. %80 yük genel iterasyon ekipman ısı değerleri, kW

	Alev Odası Isı Değeri	Gaz Odası-2 Isı Değeri	Gaz Odası-1 Isı Değeri	Kızdırıcı Isı Değeri	Buharlaştırıcı Isı Değeri	H.Isıtıcı-2 Isı Değeri	Eko-2 Isı Değeri	Eko-1 Isı Değeri	H.Isıtıcı-1 Isı Değeri
1.iterasyon	4619,5	1350,6	952	674,7	3807,4	877,8	535,3	734,9	261,4
2.iterasyon	4731,9	1448,3	1125	804,3	3722,6	764,2	461,2	726,7	299,8
3.iterasyon	4793,9	1465,2	1154,1	815,6	3727	757,7	456,6	726,4	303
4.iterasyon	4818,2	1471,8	1153	820,1	3728,	755,2	454,8	726,3	304,2
5.iterasyon	4827,8	1474,3	1156,1	821,8	3729,7		454,1	726,3	304,7
6.iterasyon	4831,5	1475,4	1157,3	822,5	3730	753,9	453,8	726,3	304,9
7.iterasyon	4833	1475,8	1157,8	822,8	3730,2	753,8	453,7	726,3	305
8.iterasyon	4833,6	1475,9	1158	822,9	3730,2	753,7	453,7	726,3	305
9.iterasyon	4833,9	1476	1158	822,9	3730,2	753,7	453,6	726,3	305
10.iterasyon	4834	1476	1158,1	822,9	3730,2	753,7	453,6	726,3	305

### 3.3.4. %60 yük genel iterasyon sonuçları

%60 yükteki genel iterasyon sayısı yeterli yaklaşım yapıldığında tamamlanmış olup 10 adettir. Yapılacak tüm analizlerde 10.iterasyon sonuçları dikkate alınacaktır. Değerler tablo halinde aşağıda yer almaktadır.

Çizelge 3.20. %60 yük genel iterasyon sistem değerleri

	TermalKapasite, kW	Net Kapasite, kW	Yakıt Tüketimi, kg/h	Yakıt Verilen Isı, kW	Havaya Verilen Isı, kW	Toplam Yanma Isısı, kW
1.iterasyon	12586,44	11312,97	3771,9	13425,5	132,5	13558
2.iterasyon	13253,4	12219,72	3971,8	14136,9	139,5	14276,4
3.iterasyon	13510,85	12487,9	4048,9	14411,5	142,2	14553,7
4.iterasyon	13611,16	12591,46	4079	14518,5	143,3	14661,8
5.iterasyon	13650,35	12631,79	4090,7	14560,3	143,7	14704
6.iterasyon	13666,03	12647,72	4095,4	14577,1	143,8	14720,9
7.iterasyon	13672,36	12654,12	4097,3	14583,8	143,9	14727,7
8.iterasyon	13674,91	12656,7	4098,1	14586,5	143,9	14730,4
9.iterasyon	13675,94	12657,74	4098,4	14587,6	143,9	14731,5
10.iterasyon	13676,36	12658,16	4098,5	14588,1	144	14732,1

Çizelge 3.21. %60 yük genel iterasyon - soğuk akışkan sıcaklık değerleri, °C

	Eko-1 Su Giriş	Eko-1 Su Çıkış	Eko-2 Su Giriş	Eko-2 Su Çıkış	Kızdırıcı Buhar Giriş	Kızdırıcı Buhar Çıkış	H.Isıttıcı-1 Hava Giriş	H.Isıttıcı-1 Hava Çıkış	H.Isıttıcı-2 Hava Giriş	H.Isıttıcı-2 Hava Çıkış
1.iterasyon	102	153,77	153,77	194,91	172,9	223	20	65,93	65,93	307,1
2.iterasyon	102	152,66	152,66	172,9+%1,91	172,9	248,62	20	59,15	59,15	143,54
3.iterasyon	102	152,68	152,68	172,9+%1,89	172,9	251,86	20	58,34	58,34	136,87
4.iterasyon	102	152,69	152,69	172,9+%1,87	172,9	253,1	20	58,05	58,05	134,42
5.iterasyon	102	152,69	152,69	172,9+%1,84	172,9	253,58	20	57,93	57,93	133,51
6.iterasyon	102	152,7	152,7	172,9+%1,83	172,9	253,76	20	57,89	57,89	133,18
7.iterasyon	102	152,7	152,7	172,9+%1,83	172,9	253,83	20	57,87	57,87	133,05
8.iterasyon	102	152,69	152,69	172,9+%1,83	172,9	253,86	20	57,86	57,86	132,99
9.iterasyon	102	152,69	152,69	172,9+%1,83	172,9	253,88	20	57,86	57,86	132,97
10.iterasyon	102	152,69	152,69	172,9+%1,83	172,9	253,88	20	57,86	57,86	132,96

Çizelge 3.22. %60 yük genel iterasyon - sıcak akışkan sıcaklık değerleri, °C

	Alev Odası Gaz Çıkış	Gaz Odası-1 Gaz Çıkış	Gaz Odası-2 Gaz Çıkış	Kızdırıcı Gaz Çıkış	Buharlaştırıcı Gaz Çıkış	H.Isıttıcı-2 Gaz Çıkış	Eko-2 Gaz Çıkış	Eko-1 Gaz Çıkış	H.Isıttıcı-1 Gaz Çıkış
1.iterasyon	959,13	773,02	654,3	578,87	608,8	431,74	332,12	210,5	170
2.iterasyon	997,93	850,59	739,58	671,96	403,12	322,52	277,46	203,24	170
3.iterasyon	1005,94	861,49	750,82	684,14	388,91	314,31	272,84	202,53	170
4.iterasyon	1008,89	865,54	755,02	688,71	383,94	311,39	271,18	202,27	170
5.iterasyon	1010,02	867,09	756,63	690,47	382,07	310,29	270,55	202,17	170
6.iterasyon	1010,46	867,69	757,26	691,15	381,37	309,87	270,31	202,13	170
7.iterasyon	1010,64	867,93	757,51	691,42	381,1	309,7	270,21	202,12	170
8.iterasyon	1010,71	868,03	757,61	691,53	380,98	309,63	270,17	202,11	170
9.iterasyon	1010,74	868,07	757,65	691,58	380,94	309,6	270,16	202,11	170
10.iterasyon	1010,75	868,09	757,67	691,6	380,92	309,59	270,15	202,11	170

Çizelge 3.23. %60 yük genel iterasyon ekipman ısı değerleri, kW

	Alev Odası Isı Değeri	Gaz Odası-2 Isı Değeri	Gaz Odası-1 Isı Değeri	Kızdırıcı Isı Değeri	Buharlaştırıcı Isı Değeri	H.Isıttıcı-2 Isı Değeri	Eko-2 Isı Değeri	Eko-1 Isı Değeri	H.Isıttıcı-1 Isı Değeri
1.iterasyon	3762,7	1111,1	704	429,6	3992,7	1048,7	590,7	722,1	224,8
2.iterasyon	4444,8	1368,4	1031,7	626,8	3640,1	748,8	418,7	689,9	284,9
3.iterasyon	4602	1412,6	1082,9	651	3645,7	729,9	405,7	688,1	293,1
4.iterasyon	4661,9	1429,1	1102,3	660,2	3649,4	723,5	401	687,5	296,2
5.iterasyon	4685,1	1435,5	1109,9	663,7	3651	721,2	399,3	687,3	297,4
6.iterasyon	4694,2	1438	1112,8	665,1	3651,8	720,5	398,6	687,2	297,8
7.iterasyon	4697,8	1439	1114	665,6	3652,2	720,2	398,3	687,1	298
8.iterasyon	4699,3	1439,4	1114,5	665,8	3652,3	720,1	398,2	687,1	298,1
9.iterasyon	4699,9	1439,7	1114,7	665,9	3652,4	720,1	398,2	687,1	298,1
10.iterasyon	4700,1	1439,6	1114,7	666	3652,4	720	398,2	687,1	298,2

### 3.3.5. %50 yük genel iterasyon sonuçları

%50 yükteki genel iterasyon sayısı yeterli yaklaşım yapıldığında tamamlanmış olup 10 adettir. Değerler tablo halinde aşağıda yer almaktadır.

Çizelge 3.24. %50 yük genel iterasyon sistem değerleri

	Termal Kapasite, kW	Net Kapasite, kW	Yakıt Tüketimi, kg/h	Yakıt Verilen Isı, kW	Havaya Verilen Isı, kW	Toplam Yanma Isısı, kW
1.iterasyon	12307,98	10853,66	3688,4	13128,5	129,5	13258
2.iterasyon	12905,07	11903,04	3867,4	13765,4	135,8	13901,2
3.iterasyon	13135,17	12142,37	3936,3	14010,8	138,3	14149,1
4.iterasyon	13226,33	12235,49	3963,7	14108,1	139,2	14247,3
5.iterasyon	13262,98	12272,6	3974,6	14147,2	139,6	14286,8
6.iterasyon	13277,72	12287,52	3979,1	14162,9	139,8	14302,7
7.iterasyon	13283,65	12293,51	3980,8	14169,2	139,8	14309
8.iterasyon	13286,04	12295,93	3981,5	14171,7	139,8	14311,5
9.iterasyon	13287	12296,9	3981,8	14172,8	139,9	14312,7
10.iterasyon	13287,38	12297,29	3982	14173,2	139,9	14313,1

Çizelge 3.25. %50 yük genel iterasyon - soğuk akışkan sıcaklık değerleri, °C

	Eko-1 Su Giriş	Eko-1 Su Çıkış	Eko-2 Su Giriş	Eko-2 Su Çıkış	Kızdırıcı Buhar Giriş	Kızdırıcı Buhar Çıkış	H.Isıtıcı-1 Hava Giriş	H.Isıtıcı-1 Hava Çıkış	H.Isıtıcı-2 Hava Giriş	H.Isıtıcı-2 Hava Çıkış
1.iterasyon	102	163,44	163,44	216,98	172,9	216,65	20	68,98	68,98	437,07
2.iterasyon	102	160,51	160,51	172,9+%4,45	172,9	251,82	20	59,51	59,51	142,56
3.iterasyon	102	160,48	160,48	172,9+%4,23	172,9	254,98	20	58,76	58,76	136,44
4.iterasyon	102	160,47	160,47	172,9+%4,18	172,9	256,14	20	58,48	58,48	134,3
5.iterasyon	102	160,47	160,47	172,9+%4,13	172,9	256,6	20	58,38	58,38	133,51
6.iterasyon	102	160,47	160,47	172,9+%4,06	172,9	256,79	20	58,33	58,33	133,2
7.iterasyon	102	160,47	160,47	172,9+%4,04	172,9	256,86	20	58,31	58,31	133,07
8.iterasyon	102	160,46	160,46	172,9+%4,03	172,9	256,89	20	58,31	58,31	133,02
9.iterasyon	102	160,46	160,46	172,9+%4,02	172,9	256,9	20	58,31	58,31	133
10.iterasyon	102	160,46	160,46	172,9+%4,02	172,9	256,91	20	58,3	58,3	132,99

Çizelge 3.26. %50 yük genel iterasyon - sıcak akışkan sıcaklık değerleri, °C

	Alev Odası Gaz Çıkış	Gaz Odası-1 Gaz Çıkış	Gaz Odası-2 Gaz Çıkış	Kızdırıcı Gaz Çıkış	Buharlaştırıcı Gaz Çıkış	H.Isıtıcı-2 Gaz Çıkış	Eko-2 Gaz Çıkış	Eko-1 Gaz Çıkış	H.Isıtıcısı-1 Gaz Çıkış
1.iterasyon	926,25	731,68	615,26	546,53	745,28	491,15	359,54	213,95	170
2.iterasyon	994,42	845,84	731,71	673,82	397,6	318,28	276,57	203,55	170
3.iterasyon	1001,82	855,88	745,02	684,91	384,75	310,85	272,3	202,89	170
4.iterasyon	1004,55	859,61	748,87	689,07	380,31	308,2	270,77	202,65	170
5.iterasyon	1005,62	861,06	750,38	690,7	378,63	307,18	270,17	202,56	170
6.iterasyon	1006,05	861,65	750,98	691,35	377,97	306,77	269,94	202,52	170
7.iterasyon	1006,22	861,88	751,22	691,61	377,7	306,61	269,84	202,51	170
8.iterasyon	1006,29	861,97	751,32	691,72	377,59	306,33	269,8	202,5	170
9.iterasyon	1006,31	862,01	751,36	691,76	377,55	306,52	269,79	202,5	170
10.iterasyon	1006,33	862,03	751,38	691,78	377,53	306,51	269,78	202,5	170

Çizelge 3.27. %50 yük genel iterasyon ekipman ısı değerleri, kW

	Alev Odası Isı Değeri	Gaz Odası-1 Isı Değeri	Gaz Odası-2 Isı Değeri	Kızdırıcı Isı Değeri	Buharlaştırıcı Isı Değeri	H.Isıtıcı-2 Isı Değeri	Eko-2 Isı Değeri	Eko-1 Isı Değeri	H.Isıtıcısı-1 Isı Değeri
1.iterasyon	3298	974,5	573,9	320,4	4315,1	1249,9	650,5	721,3	204,4
2.iterasyon	4378,3	1349,4	1010	550,7	3571,9	720,6	379	663,7	281,5
3.iterasyon	4520,3	1389,7	1056,3	570,8	3576,7	704	367,2	661,5	288,8
4.iterasyon	4574,3	1404,9	1073,9	578,2	3580,7	699,2	362,9	660,7	291,7
5.iterasyon	4595,7	1410,8	1080,8	581,1	3582,6	697,6	361,3	660,4	292,8
6.iterasyon	4604,2	1413,2	1083,6	582,3	3583,4	697	360,6	660,2	293,2
7.iterasyon	4607,7	1414,1	1084,7	582,7	3583,7	696,8	360,4	660,2	293,4
8.iterasyon	4609	1414,5	1085,2	582,9	3583,8	696,7	360,3	660,2	293,5
9.iterasyon	4609,6	1414,7	1085,3	583	3583,9	696,6	360,2	660,2	293,5
10.iterasyon	4609,8	1414,7	1085,4	583	3583,9	696,6	360,2	660,2	293,5

### 3.3.6. %40 yük genel iterasyon sonuçları

%40 yükteki genel iterasyon sayısı yeterli yaklaşım yapıldığında tamamlanmış olup 10 adettir. Yapılacak tüm analizlerde 10.iterasyon sonuçları dikkate alınacaktır. Değerler tablo halinde aşağıda yer almaktadır.

Çizelge 3.28. %40 yük genel iterasyon sistem değerleri

	Termal Kapasite, kW	Net Kapasite, kW	Yakıt Tüketimi, kg/h	Yakıt Verilen Isı, kW	Havaya Verilen Isı, kW	Toplam Yanma Isısı, kW
1.iterasyon	12696,33	10908,94	3804,8	13542,7	133,6	13676,3
2.iterasyon	12750,92	11797,92	3821,2	13601	134,2	13735,2
3.iterasyon	12772,86	11820,13	3827,8	13624,4	134,4	13758,8
4.iterasyon	12781,68	11829,05	3830,4	13633,8	134,5	13768,3
5.iterasyon	12785,22	11832,63	3831,5	13637,5	134,6	13772,1
6.iterasyon	12786,64	11834,07	3831,9	13639,1	134,6	13773,7
7.iterasyon	12787,22	11834,65	3832,1	13639,7	134,6	13774,3
8.iterasyon	12787,45	11834,89	3832,1	13639,9	134,6	13774,5
9.iterasyon	12787,54	11834,98	3832,2	13640	134,6	13774,6
10.iterasyon	12787,58	11835,02	3832,2	13640,1	134,6	13774,7

Çizelge 3.29. %40 yük genel iterasyon - soğuk akışkan sıcaklık değerleri, °C

	Eko-1 Su Giriş	Eko-1 Su Çıkış	Eko-2 Su Giriş	Eko-2 Su Çıkış	Kızdırıcı Buhar Giriş	Kızdırıcı Buhar Çıkış	H.Isıtıcı-1 Hava Giriş	H.Isıtıcı-1 Hava Çıkış	H.Isıtıcı-2 Hava Giriş	H.Isıtıcı-2 Hava Çıkış
1.iterasyon	102	178,48	178,48	255,47	172,9	209,29	20	73,57	73,57	712,54
2.iterasyon	102	171,21	171,21	172,9+%6,95	172,9	260,12	20	59,01	59,01	133,68
3.iterasyon	102	171,2	171,2	172,9+%6,92	172,9	260,42	20	58,95	58,95	133,19
4.iterasyon	102	171,2	171,2	172,9+%6,89	172,9	260,54	20	58,92	58,92	132,99
5.iterasyon	102	171,2	171,2	172,9+%6,88	172,9	260,58	20	58,91	58,91	132,92
6.iterasyon	102	171,2	171,2	172,9+%6,88	172,9	260,6	20	58,91	58,91	132,89
7.iterasyon	102	171,19	171,19	172,9+%6,88	172,9	260,61	20	58,9	58,9	132,88
8.iterasyon	102	171,19	171,19	172,9+%6,88	172,9	260,61	20	58,9	58,9	132,88
9.iterasyon	102	171,19	171,19	172,9+%6,88	172,9	260,62	20	58,9	58,9	132,87
10.iterasyon	102	171,19	171,19	172,9+%6,88	172,9	260,62	20	59,9	59,9	132,87

Çizelge 3.30. %40 yük genel iterasyon - sıcak akışkan sıcaklık değerleri, °C

	Alev Odası Gaz Çıkış	Gaz Odası-1 Gaz Çıkış	Gaz Odası-2 Gaz Çıkış	Kızdırıcı Gaz Çıkış	Buharlaştırıcı Gaz Çıkış	H.Isıtıcı-2 Gaz Çıkış	Eko-2 Gaz Çıkış	Eko-1 Gaz Çıkış	H.Isıtıcı-1 Gaz Çıkış
1.iterasyon	885,35	682,24	569,55	508,64	1013,85	593,85	401,88	218,57	170
2.iterasyon	999,28	852,43	741,47	688,6	374,43	303,29	269,87	203,12	170
3.iterasyon	999,95	853,34	742,4	689,6	373,4	302,67	269,49	203,06	170
4.iterasyon	1000,22	853,7	742,78	690	372,99	302,42	269,35	230,04	170
5.iterasyon	1000,33	853,85	742,93	690,16	372,83	302,32	269,29	203,03	170
6.iterasyon	1000,37	853,91	742,99	690,22	372,76	302,28	269,26	203,02	170
7.iterasyon	1000,39	853,93	743,01	690,25	372,74	302,27	269,25	203,02	170
8.iterasyon	1000,39	853,94	743,02	690,26	372,73	302,26	269,25	203,02	170
9.iterasyon	1000,4	853,94	743,02	690,26	372,72	302,26	269,25	203,02	170
10.iterasyon	1000,4	853,95	743,03	690,27	372,72	302,26	269,25	203,02	170

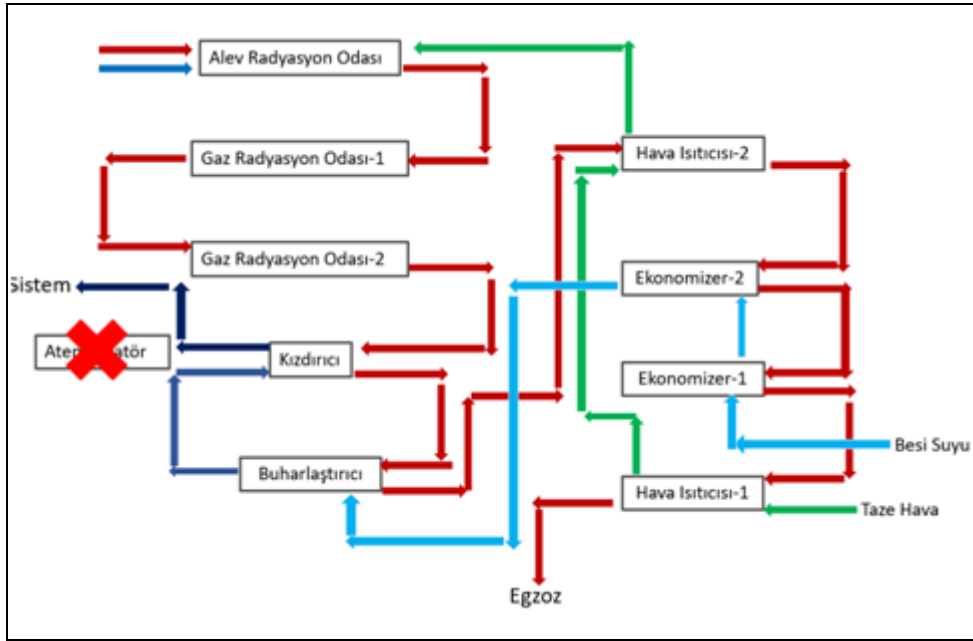
Çizelge 3.31. %40 yük genel iterasyon ekipman ısı değerleri, kW

	Alev Odası Isı Değeri	Gaz Odası-2 Isı Değeri	Gaz Odası-1 Isı Değeri	Kızdırıcı Isı Değeri	Buharlaştırıcı Isı Değeri	H.Isıtıcı-2 Isı Değeri	Eko-2 Isı Değeri	Eko-1 Isı Değeri	H.Isıtıcı-1 Isı Değeri
1.iterasyon	2800	825,6	440,5	220,3	5135,6	1605,6	758,6	728,3	181,8
2.iterasyon	4470,9	1375,8	1040,2	493,2	3479,1	666,7	313,2	625,5	286,3
3.iterasyon	4483,8	1379,5	1044,4	494,7	3480,2	665,8	312,2	625,3	287
4.iterasyon	4489	1380,9	1046,1	495,4	3480,6	665,4	311,8	625,2	287,2
5.iterasyon	4491,1	1381,5	1046,8	495,6	3480,8	665,2	311,7	625,1	287,3
6.iterasyon	4492	1381,7	1047,1	495,7	3480,9	665,2	311,6	625,1	287,4
7.iterasyon	4492,3	1381	1047,2	495,8	3480,9	665,2	311,6	625,1	287,4
8.iterasyon	4492,4	1381,9	1047,2	495,8	3480,9	665,2	311,6	625,1	287,4
9.iterasyon	4492,5	1381,9	1047,2	495,8	3480,9	665,2	311,6	625,1	287,4
10.iterasyon	4492,5	1381,9	1047,2	495,8	3480,9	665,2	311,6	625,1	287,4

## 4. BULGULAR VE ANALİZ

### 4.1. Tasarım Çıktılarının Ateperatör Etkisi Açısından Değerlendirilmesi

Tüm yük şartlarındaki sonuçlar tablolar halinde belirtildikten sonra ateperatörün sistem üzerindeki etkisi incelenmiştir. Çizelge 4.1’de ateperatör etkisinin farklı yük koşulları altında karşılaştırılması yer almaktadır.



Şekil 4.1. Ateperatörsüz sistem MathCad akış algoritması

Çizelge 4.1. Ateperatörün soğutma suyu ve sistem debisi üzerindeki etkisi

Kazan yükü (%)	Buhar Kapasitesi (kg/h)	Soğutma Suyu (kg/h)	Soğutma Suyu Debisi/Buhar Kapasitesi (%)	Kazana Beslenen Buhar (kg/h)	Kızdırıcı Isı Transferi (MW)	Kazan Isı Transferi (MW)	Kızdırıcı Çıkış Sıcaklığı (°C)
100	20000	817,5	4,09	19182,5	0,97	13,6	246,0
80	16000	695,9	4,35	15304,1	0,82	13,2	249,3
60	12000	563,92	4,70	11436,1	0,67	12,66	253,9
50	10000	492,33	4,92	9507,7	0,58	12,3	256,9
40	8000	415,15	5,19	7584,9	0,50	11,84	260,6

Çizelge 4.1’deki sonuçlar göstermektedir ki kazan %100 yük şartlarında en yüksek soğutma yüküne sahip olmasına rağmen bu soğutma yükünün sistem debisi içindeki oranı, diğer yük şartları ile kıyaslandığında en düşük değerini (%4,09) almaktadır. Yük kapasitesi azaldıkça bununla doğru orantılı olarak azalan soğutma suyu payı, kazan ve kızdırıcıdaki



ısı transfer değerlerinin de azalmasına neden olmaktadır. Çizelge 4.1'den çıkartılan bir diğer yorum ise kızdırıcıdan çıkan kızgın buharın sıcaklık değerleridir. Kapasite azaldıkça ısı transfer değerlerinin aksine sıcaklık değerleri artmakta ve bu durum atemperatörün azalan yük şartlarında kazan sistemi içerisindeki öneminin arttığını göstermektedir. Atempertörün sistem içerisindeki önemini daha iyi açıklamak adına atemperatörlü sistem ona ihtiyaç duyulmayan sadece kızdırıcıya sahip kazan sistemi ile karşılaştırılır. Bu sistem şartları, konstrüksiyon sınırlamalarının olmadığı ve bu sayede kızdırıcı çıkışında istenilen buhar sıcaklığının (200°C) tam anlamıyla sağlandığı şartlardır.

Örneğin %100 yük kapasitesinde çalışan kazanın (20000 kg/h) soğutma suyu debisine ihtiyaç duymadan kızdırıcı ve toplam net ısı transfer değerleri için:

$$\phi_{\text{sys}} = \phi_{\text{boiler}} = \phi_{\text{sh}} = 20000 \text{ kg/h}$$

Kazan ısı kapasitesi:

$$Q_{\text{boiler}} = \phi_{\text{boiler}} * (h_{\text{sha}} - h_{\text{wi}}) \quad (4.1)$$

Kızdırıcı ısı kapasitesi:

$$Q_{\text{sh}} = \phi_{\text{sh}} * (h_{\text{sha}} - h_{\text{she}}) \quad (4.2)$$

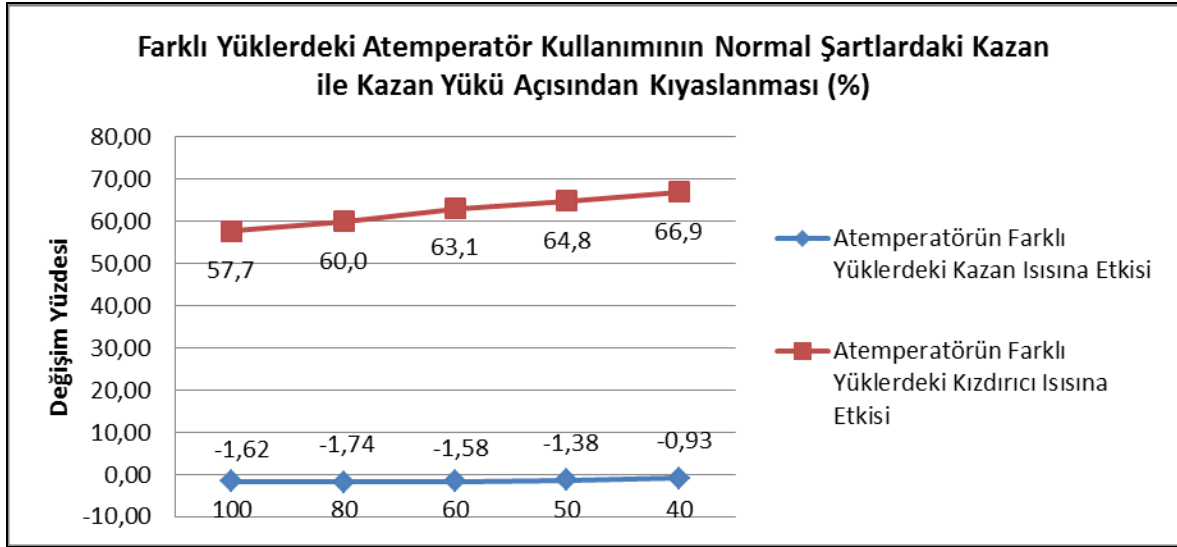
Çizelge 4.2'de kızdırıcı ve kazan ısı transfer değerlerinin farklı yükler altında atemperatörlü ve atemperatörsüz sistem için karşılaştırmaları yer almaktadır.

Çizelge 4.2. Atempertörün farklı yükler altında kazan ve kızdırıcı ısısına etkisi

Kazan yükü (%)	Atempertörsüz Sistem Kazan Isı Transferi (MW)	Atempertörlü Sistem Kazan Isı Transferi (MW)	Atempertörsüz Sistem Kızdırıcı Isı Transferi (MW)	Atempertörlü Sistem Kızdırıcı Isı Transferi (MW)	Atempertörsüz Sistem Kızdırıcı Isısının Kazan İçindeki Yüzdesi (%)	Atempertörlü Sistem Kızdırıcı Isısının Kazan İçindeki Yüzdesi (%)
100	13,82	13,6	0,41	0,97	3,0	7,0
80	13,43	13,2	0,33	0,82	2,4	6,1
60	13,94	12,66	0,25	0,67	1,8	4,8
50	13,51	12,3	0,21	0,58	1,5	4,3
40	11,95	11,84	0,16	0,50	1,4	4,2

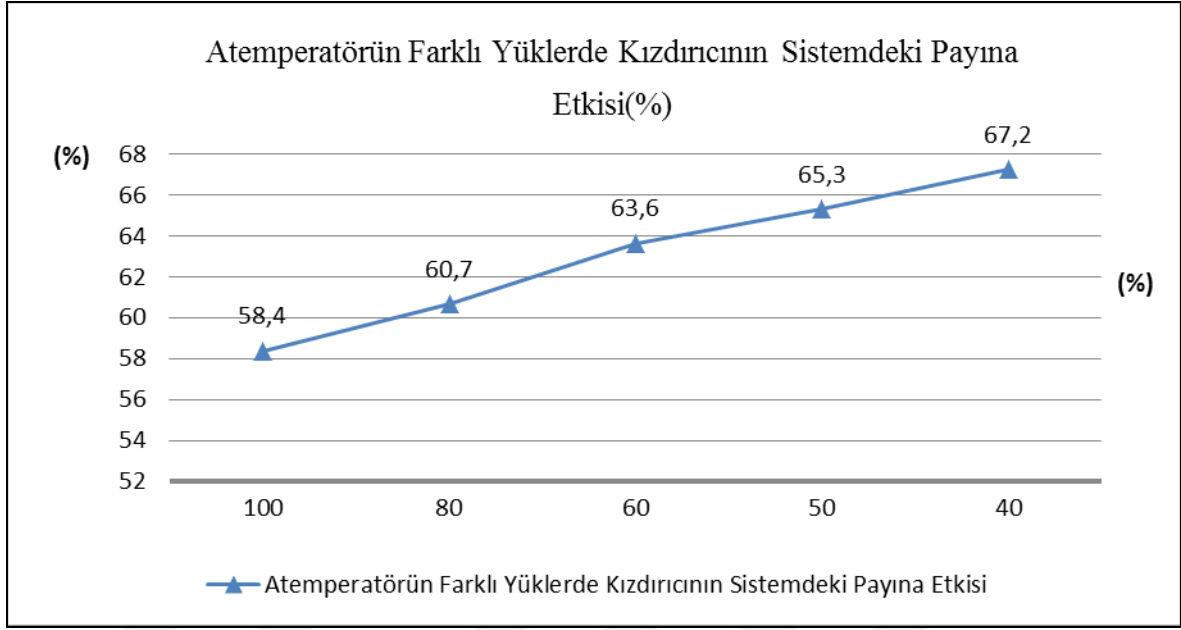
Çizelge 4.2'deki sonuçların yansıtıldığı Şekil 4.3 ve Şekil 4.4'teki grafiklerden görülmektedir ki atemperatörün kazan ısısına tüm yüklerde azalan ve kızdırıcı ısısına yine

tüm yüklerde artan bir etkiye bulunduğu görülmektedir. Ateperatörlü sistem, ateperatörsüz bir kazan ısısına %100 yük kapasitesinde %1,62 değerinde azalma etkisinde bulunurken bu oran %80 yük kapasitesinde %1,74, %60 yük kapasitesinde %1,58 mertebesinde azalma göstermektedir. Bu oran %50 yükte %1,38 olurken %40 yükte %0,93 olmaktadır. Azalan yük kapasitesiyle birlikte ateperatörün kazan ısısına doğru orantılı bir şekilde olumsuz bir etki yapmadığı, %80 yük kapasitesinde %100'e göre bir artış sözü konusu olduğu görülmektedir. Kazan yükü azaldıkça ateperatörün genel kazan ısısı üzerindeki etkisi yine grafikten görüldüğü üzere ateperatörün kızdırıcı üzerindeki etkisine oranla çok daha azdır.



Şekil 4.2. Farklı yüklerdeki ateperatör kullanımının normal şartlardaki kazan ile kazan yükü açısından kıyaslanması

Şekil4.3'te görülmektedir ki kızdırıcının kazan içerisindeki ısı yükü payı ateperatör sayesinde azalan yük kapasitesine bağlı olarak sürekli olarak artmaktadır. Şekil 4.2'deki değerlerin karşılaştırma sonucu olarak aşağıdaki grafikten(Şekil 4.4) de görüldüğü üzere %100 yük kapasitesinde kızdırıcı payı ateperatör ile birlikte %58,4 değerinde artış gösterirken bu oran %40 kapasitede %67,2 değerini almaktadır.



Şekil 4.3. Atemperatörün farklı yüklerde kızdırıcının sistemdeki payına etkisi

Atemperatörlü sistem, atemperatörün kullanılmadığı sadece kızdırıcılı bir kazanla aynı yük kapasiteleri altında kullanılabilir ısı yani hava ısıtıcısı payı, üretilen buhar kalitesi, yanma odası payı ve yakıt tüketimi açısından da kıyaslanmıştır. Bu veriler ışığında Çizelge 4.2’de görülmektedir ki atemperatörlü sistemde kazanda üretilen net ısı daha önce de bahsedildiği gibi düşüş göstermesine karşın, soğuk akışkana yani su ve buhara verilen bu net ısının hava ısıtması için kullanılan ısının da dahil edildiği toplam ısı içerisindeki oranında artış görülmektedir. Yani atemperatör sistemin verimli ısısı üzerinde artışa sebep olmaktadır. Bu oran azalan yüke bağlı olarak azalmakta yani atemperatörün verimli ısı üzerindeki etkisi en çok %100 yükte en az ise %40 yükte olmaktadır.

Bununla birlikte sistemler yakıt tüketimi açısından kıyaslandığında atemperatör yakıt tüketimine indirgeyici bir etki yapmaktadır. %100 yük kapasitesinde yakıt tüketimi 4528,9 kg/h değerinden 4402,1 kg/h seviyesine inerek %2,80 azalış gösterirken bu oran %80 yükte %2,88, %60 yükte %2,78, %50 yükte %2,56 ve %40 yükte %2,16 olmaktadır. Bir anlamda atemperatörün yakıt tüketimine en çok katkı sağladığı yük kapasitesi %80 olmaktadır.

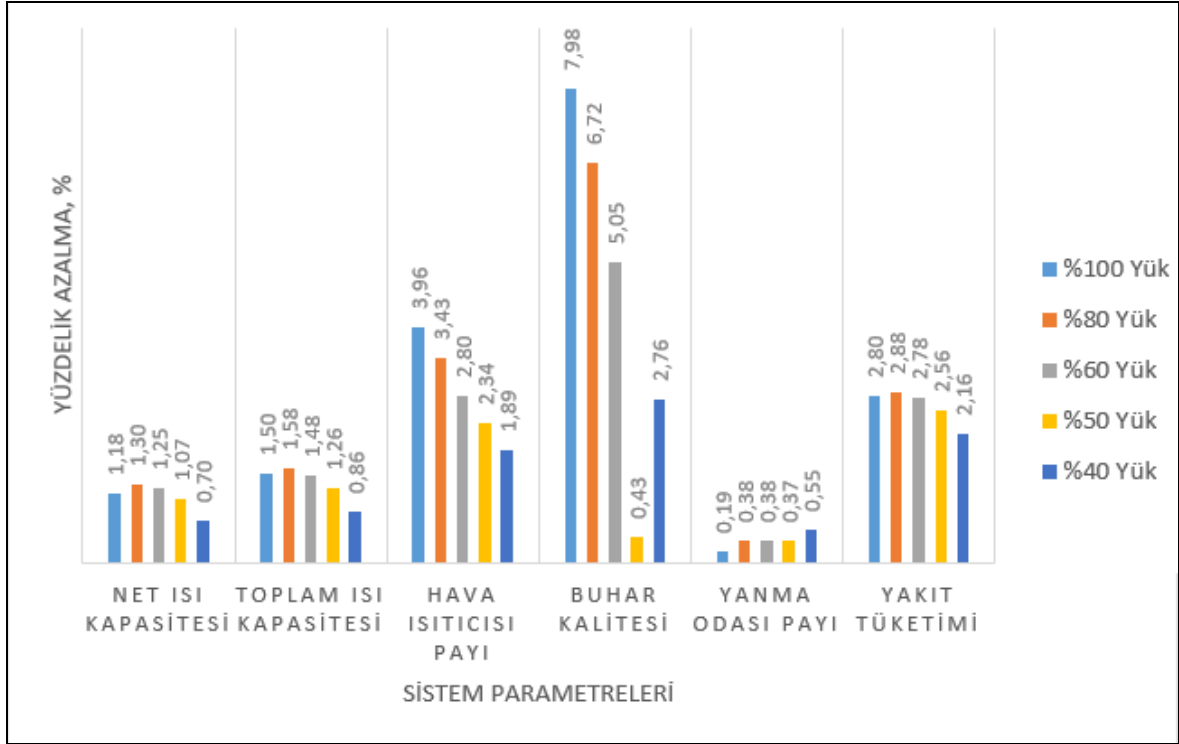
Sistemler buhar kalitesi olarak incelendiğinde atemperatörlü sistemin kazanda üretilen kuru buhar oranında düşüşe sebep olduğu görülmektedir. Örneğin %100 yükte sadece kızdırıcılı bir kazanın buharlaştırıcısında üretilen buhar kalitesi %37,6 iken atemperatörlü

kazanın buharlaştırıcısında üretilen buhar kalitesinin %34,6 olduğu görülmektedir. Bir nevi atemperatöre bağlı azalan kazan debisinin buhar kalitesi üzerine direkt etki ettiği görülmektedir.

Kazanda üretilen enerjideki yanma odası payı açısından ise sistemler arasında önemli bir fark görülmediği anlaşılmaktadır.

Çizelge 4.3. Ateperatörlü ve atemperatörsüz sistemin değer karşılaştırmaları

Ateperatörsüz Sistem	Ateperatörlü Sistem		
13765,4	13603,6	Net Isı Kapasitesi	%100 Yük
14913,2	14689,4	Toplam Isı Kapasitesi	
7,70	7,39	Hava Isıtıcısı Payı	
0,376	0,346	Buhar Kalitesi	
0,52	0,519	Yanma Odası Payı	
4528,9	4402,1	Yakıt Tüketimi	%80 Yük
13375,3	13201,1	Net Isı Kapasitesi	
14489,3	14259,8	Toplam Isı Kapasitesi	
7,69	7,42	Hava Isıtıcısı Payı	
0,461	0,43	Buhar Kalitesi	
0,525	0,523	Yanma Odası Payı	%60 Yük
4400,2	4273,4	Yakıt Tüketimi	
12818,4	12658,2	Net Isı Kapasitesi	
13881,6	13676,4	Toplam Isı Kapasitesi	
7,66	7,44	Hava Isıtıcısı Payı	
0,594	0,564	Buhar Kalitesi	%50 Yük
0,532	0,53	Yanma Odası Payı	
4215,6	4098,5	Yakıt Tüketimi	
12430,4	12297,3	Net Isı Kapasitesi	
13457,2	13287,4	Toplam Isı Kapasitesi	
7,63	7,45	Hava Isıtıcısı Payı	%40 Yük
0,694	0,691	Buhar Kalitesi	
0,537	0,535	Yanma Odası Payı	
4086,8	3982	Yakıt Tüketimi	
11918,8	11835	Net Isı Kapasitesi	
12898,1	12787,6	Toplam Isı Kapasitesi	%40 Yük
7,59	7,45	Hava Isıtıcısı Payı	
0,833	0,81	Buhar Kalitesi	
0,544	0,541	Yanma Odası Payı	
3917	3832,2	Yakıt Tüketimi	



Şekil 4.4. Ateperatörün sistem parametreleri üzerindeki yüzdellik etkisi

Ateperatörün sistem üzerindeki etkisi incelendikten sonra genel iterasyon sonuçları analiz edildiğinde Çizelge 4.3'te görüldüğü üzere bu sonuçların yüklere göre dağılımında kazan dramına giriş yapmak üzere ekonomizerde ısıtılan su sıcaklığının bazı durumlarda kazan çalışma basıncına denk gelen buharlaşma sıcaklığının sınırını aştığı görülmektedir. Bu sonuçlara göre %60 ve daha az yük kapasitesindeki çalışma şartlarında kazana doğru giden ekonomizerin çıkış borularında buharlaşma riski doğmaktadır. Yine aynı zamanda %80 yük şartındaki ekonomizer çıkış sıcaklığının buharlaşma sıcaklığının yaklaşık 6°C altında olduğu görülmektedir.

Çizelge 4.4. Farklı yükler altında besleme suyu-buharlaşma sıcaklığı karşılaştırması

Kazan yükü (%)	Buharlaşma Sıcaklığı (°C)	Sıvı Şartları (°C)
100	172,9	156,8
80	172,9	166,81
60	172,9	172,9+ %1,83 kuruluk
50	172,9	172,9+ %4,02 kuruluk
40	172,9	172,9+ %6,88 kuruluk

Burada istenen 10-15 °C mertebesinde bir farktır. Çünkü sahadan alınan sonuçlar da göstermektedir ki kazan rejimi oturana kadar değişen sonuçlar 10-15 °C'lik bir su sıcaklık fark payını zorunlu kılmaktadır. Bu istenmeyen durumları engellemek amacıyla bu çalışma içerisinde risk altındaki yük şartları için farklı çözüm yöntemleri belirlenmiştir. Bunlar:

- Egzoz sıcaklığının düşürülmesi
- Hava ısıtıcılarından birinin by-pass edilmesi
- Ekonomizerlerden birinin by-pass edilmesi

#### 4.2. Egzoz Sıcaklığının Düşürülmesi

Egzoz gazı sıcaklığı güvenli bölgede kalmak amacıyla tüm yük şartlarında tasarım esnasında 170°C olarak alınmıştır. Ancak sıcaklık düşürüleceği için yoğuşma noktasının tespiti adına bir takım hesaplamalar gerçekleştirilmiştir:

$$S_{SO_2} = \frac{Q_v * \rho_{SO_2}}{\Phi_B} \quad (4.3)$$

$$S_n = \frac{S_{SO_2}}{H_u} \quad (4.4)$$

$$t_{1d} = -1,2102 + 8,4064 * \Phi_{H_2O} - 0,4749 * (\Phi_{H_2O})^2 + 0,01042 * (\Phi_{H_2O})^3 \quad (4.5)$$

$$t_{s1d} = t_{1d} + 1,36 * \beta * \sqrt[n]{S_n} \quad (4.6)$$

Burada  $\lambda = 1.4$  hava fazlalık katsayısına gelen sülfür içerik katsayısı 121, n değeri ise 10 olarak alınmıştır. Duman gazı debisi genel iterasyon sonuçlarına göre elde edilen 25763,3 m<sup>3</sup>/h yakıt tüketimi ise yine genel iterasyon neticesinde elde edilen 4402,1 kg/h olarak alınmıştır. Su buharının duman gazı içerisindeki hacimsel yüzdesi %11,49 Buradaki formüller kullanılarak gaz içerisindeki su buharının yoğuşma sıcaklığı 91,32°C, gazın yoğuşma sıcaklığı ise 146,9°C olarak tespit edilmiştir. Hesabın teorik özellikleri dikkate alınarak egzoz sıcaklığının bu değer 5-10°C üzerinde yer alması gerektiği dikkate alınmalıdır [40].

Sahadan alınan sonuçlardan görülmüştür ki egzoz sıcaklığı su ve buhar gibi büyük değişimler göstermemektedir. Saha ve tasarım verileri arasındaki bu karşılaştırmadan yararlanılarak egzoz sıcaklığının farklı yük şartlarında kademeli olarak düşürülerek yeni verilerin elde edilmesi sağlanmıştır.

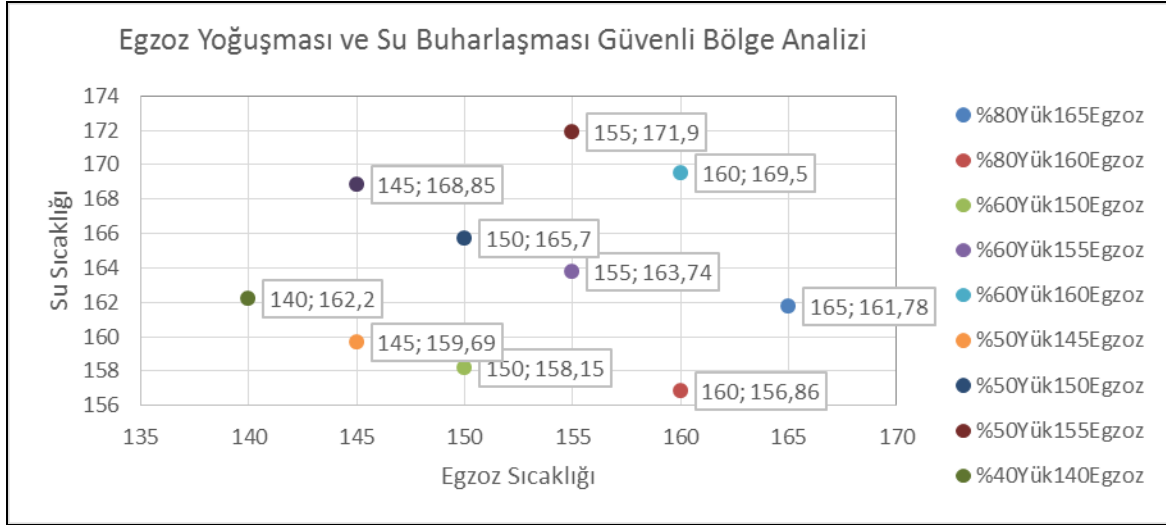
Bu verilere göre %80 yük kapasitedeki sistemde egzoz sıcaklığı 165°C'ye düşürüldüğünde drama beslenmek üzere ekonomizerden çıkan su sıcaklığı 161,8°C, 160°C'ye düşürüldüğünde ise 156,9°C'ye inmektedir.

%60 yük kapasitesinde egzoz sıcaklığı 160°C'ye düşürüldüğünde su sıcaklığı 169,5°C, 155°C'ye düşürüldüğünde ise 163,7°C olmaktadır. Yine aynı kapasitede egzoz sıcaklığı eğer 150°C'ye inerse yeni su sıcaklığının 158,1°C olduğu belirlenmiştir.

%50 kapasitede egzoz sıcaklığı 155°C iken su sıcaklığı 171,9°C ve 150°C iken 165,7°C olmaktadır.

%40 kapasitede ise egzoz değeri 150°C sınırına inerse dahi ekonomizer çıkışında buharlaşma riski devam etmektedir.

Bu sonuçlara göre kazan %80 yük kapasitesinde iken egzozun 165°C olarak belirlenmesi yeterlidir. %60 kapasitede ise uygun egzoz sıcaklığı 155°C olarak seçilmiştir. %50 ve %40 kapasitesinde buharlaşmayı önlemek ancak egzoz gazı yoğuşma sıcaklığına inmekle mümkün olduğundan dolayı bu şartlar altında sülfirik asit oluşumu sebebiyle egzoz sıcaklığının düşürülmesi yöntemi uygun olmamaktadır. Şekil 4.6'da gösterilen güvenli bölge analizine göre şeklin sağ altında yer alan bölgede kalan 3 durum arasından 2 tanesi seçilmiştir. Buna göre yukarıda da bahsedildiği üzere %80 yük kapasitesi 165°C egzoz sıcaklığına, %60 yük kapasitesi ise 155°C egzoz sıcaklığına ayarlanmıştır. Bu verilere göre elde edilen sonuçlar Şekil 4.6'da gösterilmektedir.



Şekil 4.5. Egzoz sıcaklığı güvenli bölge analizi

Çizelge 4.5. Yeni egzoz sıcaklığına göre %80 ve %60 yük değerleri-1

YENİ EGZOZ DEğERLERİNE GÖRE %80 VE %60 YÜK SOğUK AKIŞKAN SICAKLIK DEğERLERİ		
Kazan yükü (%)	80	60
Genel İterasyon Adedi	102	120
Eko-1 Su Giriş Sıcaklığı (°C)	138,8	140,3
Eko-1 Su Çıkış Sıcaklığı (°C)	138,8	163,7
Eko-2 Su Giriş Sıcaklığı (°C)	161,8	163,7
Kızdırıcı Buhar Giriş Sıcaklığı (°C)	172,9	172,9
H.Isıtıcı-1 Hava Giriş Sıcaklığı (°C)	246,0	242,7
H.Isıtıcı-1 Hava Giriş Sıcaklığı (°C)	20,0	20,0
H.Isıtıcı-1 Hava Çıkış Sıcaklığı (°C)	56,4	55,3
H.Isıtıcı-2 Hava Giriş Sıcaklığı (°C)	56,4	126,3
H.Isıtıcı-2 Hava Çıkış Sıcaklığı (°C)	130,4	126,3



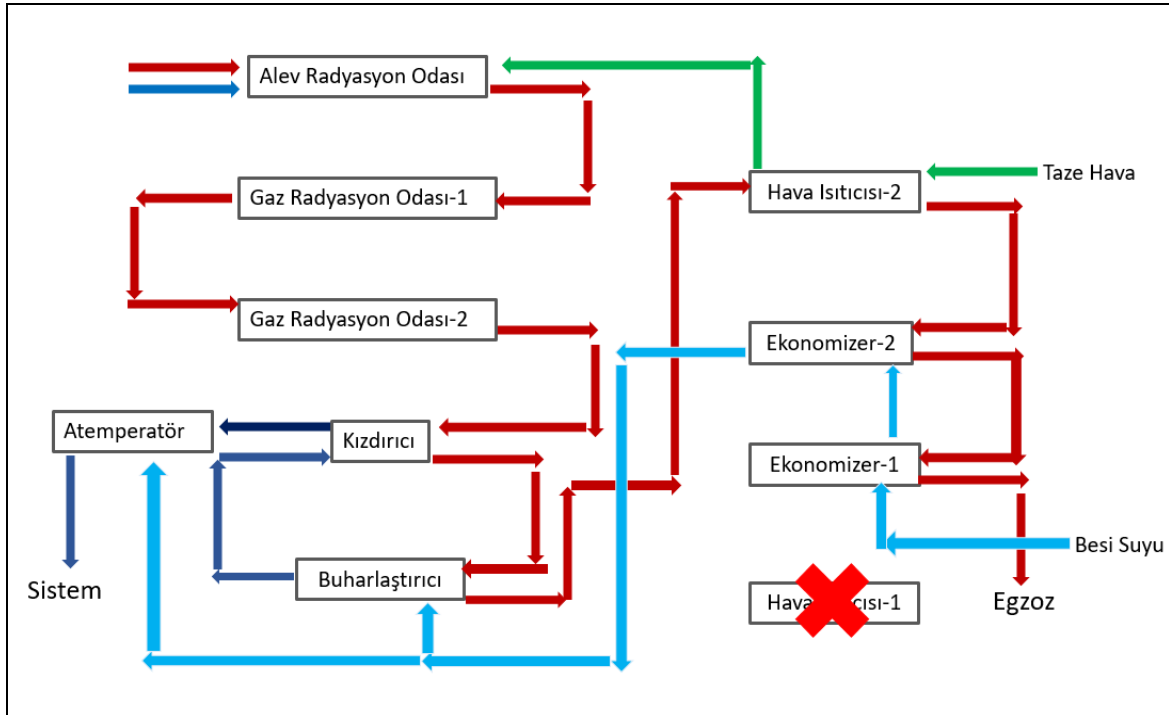
Çizelge 4.6. Yeni egzoz sıcaklığına göre %80 ve %60 yük değerleri-2

YENİ EGZOZ DEĞERLERİNE GÖRE %80 VE %60 YÜK SICAK AKIŞKAN SICAKLIK DEĞERLERİ		
Kazan yükü (%)	80	60
Alev Odası Gaz Çıkış Sıcaklığı (°C)	1008,56	983,26
Gaz Odası-1 Gaz Çıkış Sıcaklığı (°C)	865,08	830,83
Gaz Odası-2 Gaz Çıkış Sıcaklığı (°C)	754,55	719,45
Kızdırıcı Gaz Çıkış Sıcaklığı (°C)	675,03	650,64
Buharlaştırıcı Gaz Çıkış Sıcaklığı (°C)	375,68	353
H.Isıtıcı-2 Gaz Çıkış Sıcaklığı (°C)	305,6	285,77
Eko-2 Gaz Çıkış Sıcaklığı (°C)	263	247,43
Eko-1 Gaz Çıkış Sıcaklığı (°C)	196,09	185,68
H.Isıtıcısı-1 Gaz Çıkış Sıcaklığı (°C)	165	155

Çizelge 4.7. Yeni egzoz sıcaklığına göre %80 ve %60 yük değerleri-3

Kazan yükü (%)	80	60
Alev Odası Isı Değeri kW	4655	4174,7
Gaz Odası-2 Isı Değeri kW	1427,2	1290,2
Gaz Odası-1 Isı Değeri kW	1100,1	943,5
Kızdırıcı Isı Değeri kW	790,1	579,7
Buharlaştırıcı Isı Değeri kW	3487,8	2954,7
H.Isıtıcı-2 Isı Değeri kW	697,3	569,2
Eko-2 Isı Değeri kW	423,9	324,6
Eko-1 Isı Değeri kW	665,9	522,9
H.Isıtıcısı-1 Isı Değeri kW	281	230,7

### 4.3. Adet Hava Isıtıcısının By-Pass Edilmesi



Şekil 4.6. Hava ısıtıcısı by-pass yöntemi MathCad akış algoritması

Sistemde kullanılan 2 adet hava ısıtıcısından bir tanesinin by-pass edilmesinin su buharlaşmasının engellenmesindeki etkisi incelenmiştir. Buna göre %40, %50, %60 ve %80 yükteki çalışma şartlarındaki kazanın değerleri Şekil 4.8'de gösterilmektedir.

1 Adet Hava Isıtıcısı By-Pass Edildiğinde Yük Değerleri								
	Eko-1 Su Giriş (°C)	Eko-1 Su Çıkış (°C)	Eko-2 Su Giriş (°C)	Eko-2 Su Çıkış (°C)	Kızdırıcı Buhar Giriş (°C)	Kızdırıcı Buhar Çıkış (°C)	H.İstıcısı-1 Hava Giriş (°C)	H.İstıcısı-1 Hava Çıkış (°C)
%80 Yük	102	124,52	124,52	139,15	172,9	236,25	20	75,33
%60 Yük	102	129,45	129,45	146,37	172,9	239,25	20	75,46
%50 Yük	102	132,7	132,7	150,89	172,9	240,98	20	75,49
%40 Yük	102	136,55	136,55	155,94	172,9	242,73	20	75,45
	Alev Odası Gaz Çıkış (°C)	Gaz Odası-1 Gaz Çıkış (°C)	Gaz Odası-2 Gaz Çıkış (°C)	Kızdırıcı Gaz Çıkış (°C)	Buharlaştırıcı Gaz Çıkış (°C)	H.İstıcısı-1 Gaz Çıkış (°C)	Eko-2 Gaz Çıkış (°C)	Eko-1 Gaz Çıkış (°C)
%80 Yük	983,46	831,03	719,59	637,74	313,88	250,61	218,36	170
%60 Yük	974,81	819,48	707,96	638,09	309,06	245,64	216,62	170
%50 Yük	968,58	811,2	699,69	636,59	305,11	242,16	215,12	170
%40 Yük	959,83	799,65	688,25	632,29	299,39	237,21	212,84	170
	Alev Odası Isı Değeri (kW)	Gaz Odası-1 Isı Değeri (kW)	Gaz Odası-2 Isı Değeri (kW)	Kızdırıcı Isı Değeri (kW)	Buharlaştırıcı Isı Değeri (kW)	H.İstıcısı-1 Isı Değeri (kW)	Eko-2 Isı Değeri (kW)	Eko-1 Isı Değeri (kW)
%80 Yük	4175,85	1293,21	946,34	692,91	2960,89	541,46	409,63	268,81
%60 Yük	4026,51	1249,04	897,67	553,76	2850,42	509,89	373,8	233,24
%50 Yük	3922,93	1217,95	863,99	479,68	2759,16	487,03	347,88	209,06
%40 Yük	3782,83	799,65	818,59	401,07	2621,53	456,12	312,46	178,59

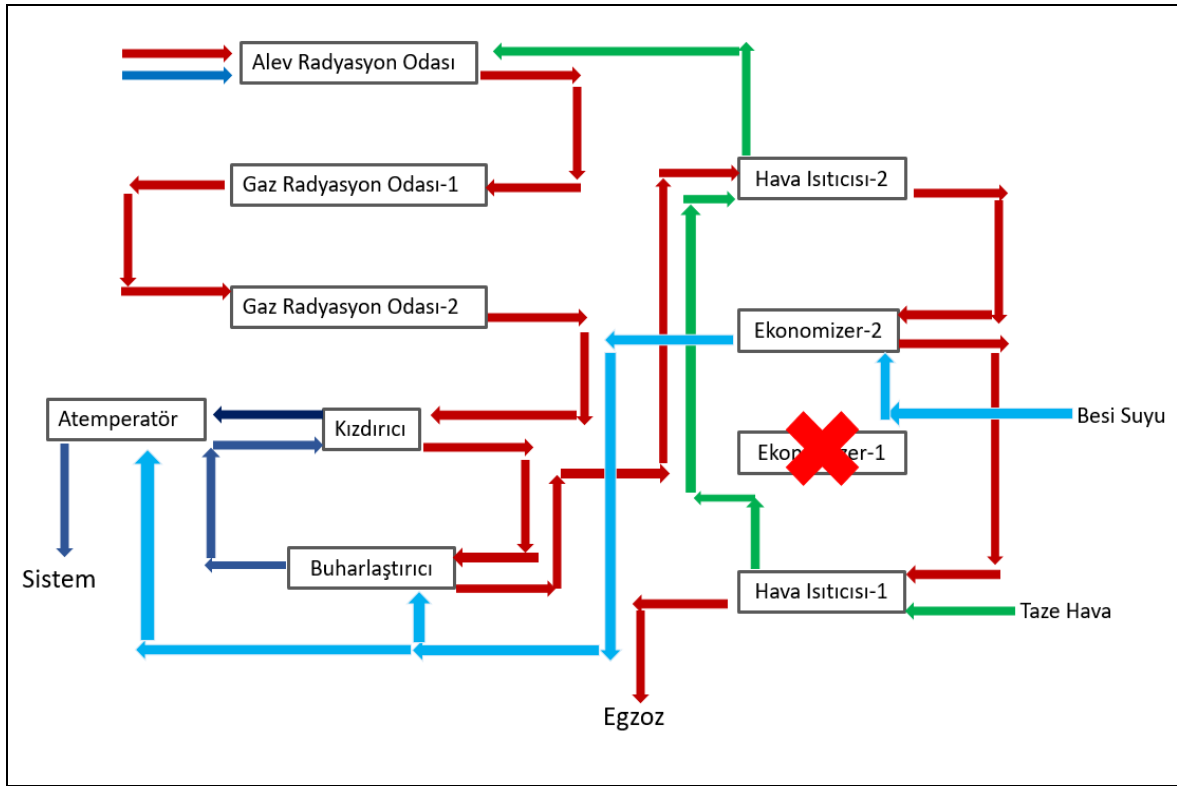
Şekil 4.7. Farklı yükler altında hava ısıtıcısı by-pass yöntemi çıktıkları (102°C su girişi)

Şekil 4.8'deki sonuçlara göre buharlaşma riski ortadan kalkmış ancak drama giden su çıkış sıcaklığının özellikle de %80 yük şartlarında buharlaşma sıcaklığının 30°C altında kaldığı tespit edilmiştir. Bu durum dram içerisindeki ayrışma ve su sirkülasyonu açısından düşük sıcaklıktaki su hızları sebebiyle sorun teşkil edeceği için bu senaryo içerisinde suyun duman gazıyla değil de atmosferden ısınarak çıkan soğutma suyu vasıtasıyla yaklaşık 140°C'ye ısıtıldığında neler olabileceği programa girilmiş ve sonuçlar Şekil 4.8'de gösterilmiştir.

1 Adet Hava Isıtıcısı By-Pass Edildiğinde Yük Değerleri								
	Eko-1 Su Giriş (°C)	Eko-1 Su Çıkış (°C)	Eko-2 Su Giriş (°C)	Eko-2 Su Çıkış (°C)	Kızdırıcı Buhar Giriş (°C)	Kızdırıcı Buhar Çıkış (°C)	H.İsıtıcı-1 Hava Giriş (°C)	H.İsıtıcı-1 Hava Çıkış (°C)
%80 Yük	140	148,19	148,19	153,98	172,9	217,37	20	74,31
%60 Yük	140	149,87	149,87	156,6	172,9	219,71	20	74,53
%50 Yük	140	150,9	150,9	158,15	172,9	221,03	20	76,64
%40 Yük	140	151,96	151,96	159,7	172,9	222,07	20	74,88
	Alev Odası Gaz Çıkış (°C)	Gaz Odası-1 Gaz Çıkış (°C)	Gaz Odası-2 Gaz Çıkış (°C)	Kızdırıcı Gaz Çıkış (°C)	Buharlaştırıcı Gaz Çıkış (°C)	H.İsıtıcısı-1 Gaz Çıkış (°C)	Eko-2 Gaz Çıkış (°C)	Eko-1 Gaz Çıkış (°C)
%80 Yük	925,48	755,13	645,11	560,97	270,88	214,1	195,79	170
%60 Yük	917,15	744,53	635,06	564,39	267,89	211,21	194,45	170
%50 Yük	911,05	736,79	627,78	564,03	265,38	208,89	193,3	170
%40 Yük	901,62	724,94	616,73	558,68	261,99	205,67	191,61	170
	Alev Odası Isı Değeri (kW)	Gaz Odası-2 Isı Değeri (kW)	Gaz Odası-1 Isı Değeri (kW)	Kızdırıcı Isı Değeri (kW)	Buharlaştırıcı Isı Değeri (kW)	H.İsıtıcısı-1 Isı Değeri (kW)	Eko-2 Isı Değeri (kW)	Eko-1 Isı Değeri (kW)
%80 Yük	3285,79	1019,41	660,02	502	1834,6	339,19	152,78	109,2
%60 Yük	3176,4	984,25	625,89	400,99	1784,22	322,47	137,47	95,18
%50 Yük	3098,64	959,1	601,84	347,05	1734,69	310,11	125,98	85,39
%40 Yük	2982,53	921,35	566,31	288,36	1641,75	292,79	109,73	72,88

Şekil 4.8. Farklı yükler altında hava ısıtıcısı by-pass yöntemi çıktıkları (140°C su girişi)

#### 4.4. 1 Adet Ekonomizerin By-Pass Edilmesi



Şekil 4.9. Ekonomizer by-pass yöntemi MathCad akış algoritması

Sistemde kullanılan 2 adet ekonomizerden bir tanesinin su buharlaşmasının engellenmesindeki etkisi incelenmiştir. Buna göre %40, %50, %60 ve %80 yükteki çalışma şartlarındaki kazanın değerleri Şekil 4.9'da gösterilmektedir. Bu verilere göre bu senaryoda besi suyu sıcaklığı 102°C ile sisteme girdiğinde %40 yük için buharlaşma riski devam etmekte iken diğer yük şartlarında bu tehlike ortadan kalkmaktadır. Bu senaryoda %80 yük için ekonomizerden drama giden suyun sıcaklığı buharlaşma sıcaklığının yaklaşık 30°C altında olup hava ısıtıcısı by-pass yöntemindeki gibi besi suyu girişinin atemperatörden çıkan soğutma suyu vasıtasıyla ısıtılması denenmiş ve sonuçlar Şekil 4.12'de gösterilmiştir. Bu sonuçlara göre yükler su sıcaklığından dolayı bu senaryoya uygun olmamaktadır.

1 Adet Ekonomizer By-Pass Edildiğinde Yük Değerleri								
	Eko-1 Su Giriş (°C)	Eko-1 Su Çıkış (°C)	Kızdırıcı Buhar Giriş (°C)	Kızdırıcı Buhar Çıkış (°C)	H.İsticisi-1 Hava Giriş (°C)	H.İsticisi-1 Hava Çıkış (°C)	H.İsticisi-2 Hava Giriş (°C)	H.İsticisi-2 Hava Çıkış (°C)
%80 Yük	102	144,3	172,9	237,6	20	58,12	58,12	136,58
%60 Yük	102	155,12	172,9	242,17	20	58,49	58,49	136,8
%50 Yük	102	162,83	172,9	245,13	20	58,76	58,76	136,84
%40 Yük	102	172,99	172,9	248,71	20	59,13	59,13	136,81
	Alev Odası Gaz Çıkış (°C)	Gaz Odası-1 Gaz Çıkış (°C)	Gaz Odası-2 Gaz Çıkış (°C)	Kızdırıcı Gaz Çıkış (°C)	Buharlaştırıcı Gaz Çıkış (°C)	H.İsticisi-2 Gaz Çıkış (°C)	Eko-1 Gaz Çıkış (°C)	H.İsticisi-1 Gaz Çıkış (°C)
%80 Yük	986,61	835,28	723,94	642,01	367,89	297,99	208,55	170
%60 Yük	981,99	829,09	717,67	648,75	365,37	295,63	209	170
%50 Yük	978,66	824,64	713,18	651,19	363,21	293,7	209,32	170
%40 Yük	974,02	818,46	706,99	652,31	359,97	290,88	209,77	170
	Alev Odası Isı Değeri (kW)	Gaz Odası-2 Isı Değeri (kW)	Gaz Odası-1 Isı Değeri (kW)	Kızdırıcı Isı Değeri (kW)	Buharlaştırıcı Isı Değeri (kW)	H.İsticisi-2 Isı Değeri (kW)	Eko-1 Isı Değeri (kW)	H.İsticisi-1 Isı Değeri (kW)
%100 Yük	4292	1324,85	982,07	826,43	3563,42	615,62	803,69	285,11
%80 Yük	4234,48	1308,14	963,31	704,99	3574,43	603,8	773,87	282,09
%60 Yük	4152,34	1284,07	936,53	575,54	3552,52	585,29	728,12	277,78
%50 Yük	4094,37	1266,94	917,65	506,84	3517,96	571,44	694,53	274,72
%40 Yük	4015,34	1243,4	891,93	433,56	3453,82	552,12	648,42	270,55

Şekil 4.10. Farklı yükler altında ekonomizer by-pass yöntemi çıktıları (102°C su girişi)

1 Adet Ekonomizer By-Pass Edildiğinde Yük Değerleri								
	Eko-1 Su Giriş (°C)	Eko-1 Su Çıkış (°C)	Kızdırıcı Buhar Giriş (°C)	Kızdırıcı Buhar Çıkış (°C)	H.İsticisi-1 Hava Giriş (°C)	H.İsticisi-1 Hava Çıkış (°C)	H.İsticisi-2 Hava Giriş (°C)	H.İsticisi-2 Hava Çıkış (°C)
%80 Yük	140	166,08	172,9	228,05	20	60,33	60,33	134,72
%60 Yük	140	172,89	172,9	232,23	20	60,69	60,69	135,04
%50 Yük	140	172,9+++	172,9	234,95	20	60,95	60,95	135,17
%40 Yük	140	172,9+++	172,9	238,25	20	61,303	61,303	135,26
	Alev Odası Gaz Çıkış (°C)	Gaz Odası-1 Gaz Çıkış (°C)	Gaz Odası-2 Gaz Çıkış (°C)	Kızdırıcı Gaz Çıkış (°C)	Buharlaştırıcı Gaz Çıkış (°C)	H.İsticisi-2 Gaz Çıkış (°C)	Eko-1 Gaz Çıkış (°C)	H.İsticisi-1 Gaz Çıkış (°C)
%80 Yük	959,48	799,26	687,91	603,97	344,03	278,05	211,22	170
%60 Yük	955,34	793,83	682,58	611,96	342,35	276,41	211,63	170
%50 Yük	952,37	789,95	678,77	615,25	340,83	275,03	211,93	170
%40 Yük	948,24	784,57	673,52	617,51	338,47	272,95	212,35	170
	Alev Odası Isı Değeri (kW)	Gaz Odası-2 Isı Değeri (kW)	Gaz Odası-1 Isı Değeri (kW)	Kızdırıcı Isı Değeri (kW)	Buharlaştırıcı Isı Değeri (kW)	H.İsticisi-2 Isı Değeri (kW)	Eko-1 Isı Değeri (kW)	H.İsticisi-1 Isı Değeri (kW)
%80 Yük	3779,21	1171,77	815,36	607,99	2912,03	482,52	488,57	258,01
%60 Yük	3715,02	1151,98	794,65	497,8	2911,58	470,37	461,67	254,57
%50 Yük	3669,73	1137,94	780,08	439,02	2894,84	461,2	441,52	252,14
%40 Yük	3607,81	1118,65	760,21	376,38	2856,79	448,23	413,32	248,82

Şekil 4.11. Farklı yükler altında ekonomizer by-pass yöntemi çıktıları (140°C su girişi)

#### 4.5. Tüm Yükler Bazında Yöntemlerin Karşılaştırılması ve Uygun Yöntemin Belirlenmesi

Yapılan ısı tasarım modellemesine göre denenmiş olan tüm çözüm senaryoları her bir yük kapasitesinde ayrı ayrı değerlendirilmiştir. Neticede öncelikle gaz ve su sıcaklıkları ardından ise kazanda üretilen ısı üzerinden karşılaştırmalar yapılmış ve her biri için uygun yöntem belirlenmiştir.

%100 Yük: Saha sonuçları ile de karşılaştırılarak teyidi yapılan bu yük kapasitesindeki iteratif modelde sıcak akışkan (egzoz) ve soğuk akışkan (su) sıcaklıkları güvenli bölgede yer aldığından model ilk tasarım haliyle kabul edilmektedir.

%80 Yük: Egzoz sıcaklığının düşürülmesi ile yeni tasarım çıktıları alınan bu yük kapasitesinde aynı zamanda hava ısıtıcısı by-pass ve ekonomizer by-pass yöntemleri denenmiştir (Şekil 4.13).

%80 Yük	Buhar Kalitesi, %	Toplam Isı, kW	Net Isı, kW	Hava Isıtıcısı Payı, %	Yakıt Tüketimi, kg/h	Egzoz Sıcaklığı, °C	Dram Su Giriş Sıcaklığı, °C	Yöntem Geçerliliği
Egzoz Ayarlaması(165°C)	40,1	13528,3	12550	7,23	4273,4	165	161,8	Uygun
1 Hava Isıtıcısı By-Pass-102°C Besi Suyu	29	11289,1	10747,6	4,8	3444	170	139,1	Uygun değil
1 Hava Isıtıcısı By-Pass-140°C Besi Suyu	17,7	7902,9	7563,8	4,29	2423,7	170	154	Uygun değil
1 Ekonomizer By-Pass-102°C Besi Suyu	35	12445,1	11841,3	4,85	3510,4	170	144,3	Uygun değil
1 Ekonomizer By-Pass-140°C Besi Suyu	28,3	10515,5	10032,9	4,59	2968,5	170	166,1	Uygun değil

Şekil 4.12. %80 yük uygun yöntem tespiti

Bu yöntemler karşılaştırıldığında dram su giriş sıcaklığının en uygun egzoz ayarlaması ve bir adet hava ısıtıcısının by-pass edilip 102°C su girişi verildiğinde gerçekleştiği ve bu iki yöntem kıyaslandığında ise hem buhar kalitesi hem ısı transferi açısından egzoz ayarlaması yönteminin en uygun yöntemin egzoz ayarlama yöntemi olduğu görülmektedir.

%60 Yük: Egzoz sıcaklığının düşürülmesi ile yeni tasarım çıktıları alınan bu yük kapasitesinde aynı zamanda hava ısıtıcısı by-pass ve ekonomizer by-pass yöntemleri denenmiştir (Şekil 4.14).

%60 Yük	Buhar Kalitesi, %	Toplam Isı, kW	Net Isı, kW	Hava Isıtıcısı Payı, %	Yakıt Tüketimi, kg/h	Egzoz Sıcaklığı, °C	Dram Su Giriş Sıcaklığı, °C	Yöntem Geçerliliği
Egzoz Ayarlaması(155°C)	45,2	11590,2	10790,3	6,9	3437,4	155	163,7	Uygun değil
1 Hava Isıtıcısı By-Pass-102°C Besi Suyu	37,3	10694,3	10184,4	4,74	3263,5	170	146,3	Uygun değil
1 Hava Isıtıcısı By-Pass-140°C Besi Suyu	23	7526,9	7204,4	4,28	2308,6	170	156,6	Uygun değil
1 Ekonomizer By-Pass-102°C Besi Suyu	46,6	12092,2	11229,12	7,14	3410,1	170	155,1	Uygun
1 Ekonomizer By-Pass-140°C Besi Suyu	37,8	10257,6	9787,3	4,59	2894,9	170	172,89	Uygun değil

Şekil 4.13. %60 yük uygun yöntem tespiti

Bu yöntemler karşılaştırıldığında dram su giriş sıcaklığının egzoz ayarlaması, bir hava ısıtıcısının by-pass edildiği ve 140°C su girişi ve bir ekonomizerin by-pass edildiği 102°C su girişi yöntemleri için uygun olduğu görülmektedir. Yöntemler kıyaslandığında buhar kalitesi, ısı değerleri ve verimli ısı açısından bir ekonomizerin by-pass edildiği yöntem daha uygun görülmektedir. Aynı zamanda egzoz sıcaklık değeri de bu yöntemi daha güvenli hale getirmektedir. Ekonomizer normal şartlarda sistemin verimini ve ısı değerini artırıyor olsa da daha önce verilen program çıktılarında görülmektedir ki mevcut iteratif modellemede diğer ekonomizer bu görevi bu yük kapasitesinde tek başına sağlayabilmektedir.

1 Hava Isıtıcısı By-Pass-102°C Besi Suyu	43,4	10287,7	9800,7	4,73	3140,5	170	150,9	Uygun değil
1 Hava Isıtıcısı By-Pass-140°C Besi Suyu	26,9	7262,8	6952,7	4,27	2227,9	170	158,1	Uygun değil
1 Ekonomizer By-Pass-102°C Besi Suyu	55,5	11844,5	11273	4,82	3340	170	162,8	Uygun
1 Ekonomizer By-Pass-140°C Besi Suyu	45,3	10076,5	9615,3	4,58	2843,4	170	172,9++	Uygun değil

Şekil 4.14. %50 yük uygun yöntem tespiti

%50 Yük: Egzoz sıcaklığının düşürülmesi ile yönteminin uygun olmadığı bu yük kapasitesinde sadece hava ısıtıcısı by-pass ve ekonomizer by-pass yöntemleri denenmiştir.

Sonuçlardan görülmektedir ki egzoz sıcaklıkları aynı olup su sıcaklıkları açısından hava ısıtıcısının 102 ve 140°C su girişi şartlarında by-pass edildiği ve ekonomizerin 102°C su şartları açısından by-pass edildiği yöntemler uygun yöntemlerdir. Kazan ısı ve buhar kalitesi arasındaki farka bakıldığında, yakıt tüketimi yüksek olmasına rağmen 3.yöntemin daha uygun olduğu görülmüş ve bu yük şartlarında bir ekonomizerin 102°C su girişi altında by-pass edilmesi önerilmiştir.

%40 Yük	Buhar Kalitesi, %	Toplam Isı, kW	Net Isı, kW	Hava Isıtıcısı Payı, %	Yakıt Tüketimi, kg/h	Egzoz Sıcaklığı, °C	Dram Su Giriş Sıcaklığı, °C	Yöntem Geçerliliği
1 Hava Isıtıcısı By-Pass-102°C Besi Suyu	51,6	9370,8	8914,7	4,87	2977	170	155,9	Uygun
1 Hava Isıtıcısı By-Pass-140°C Besi Suyu	31,9	6875,7	6582,9	4,26	2109,4	170	159,7	Uygun değil
1 Ekonomizer By-Pass-102°C Besi Suyu	68,3	11509,1	10957	4,8	3245,3	170	172,9	Uygun değil
1 Ekonomizer By-Pass-140°C Besi Suyu	56	9830,2	9382	4,56	2773,7	170	172,9++	Uygun değil

Şekil 4.15. %40 yük uygun yöntem tespiti

%40 Yük: Egzoz sıcaklığının düşürülmesi ile yönteminin uygun olmadığı bu yük kapasitesinde sadece hava ısıtıcısı by-pass ve ekonomizer by-pass yöntemleri denenmiştir.

Aynı egzoz sıcaklığında alınan sonuçlardan görülmektedir ki dram su giriş sıcaklığı açısından bir hava ısıtıcısının by-pass edildiği iki yöntem de uygundur. Bu yöntemler kuruluk ve ısı transferi açısından kıyaslandığında ilk yöntem yani 102°C'lik besi suyu giriş şartlarında hava ısıtıcılarından birinin by-pass edilmesi uygun görülmektedir.

#### 4.6. Belirlenen Yeni Yöntemlere Göre Ateperatör Etkisinin İncelenmesi

Belirlenen yeni yöntemlere göre ateperatörün sistem üzerindeki etkisi tekrar değerlendirilir. Bu değerlendirmenin amacı bu tarz bir sistemde çıkabilecek benzer problemlerde pratiğe dayalı çözümler uygulandığı ve parametreler değiştirildiği zaman ateperatör etkisinin sistemdeki değişimine yorum getirmektir.

Kazan yükü (%)	Buhar Kapasitesi (kg/h)	Soğutma Suyu (kg/h)	Soğutma Suyu Debisi/Buhar Kapasitesi (%)	Kazana Beslenen Buhar (kg/h)	Kızdırıcı Isı Transferi (MW)	Kazan Isı Transferi (MW)	Kızdırıcı Çıkış Sıcaklığı (°C)
100	20000	817,5	4,09	19182,5	0,97	13,6	246,0
80	16000	651,13	4,07	15348,9	0,82	12,55	246,0
60	12000	444,37	3,70	11555,6	0,67	11,23	242,2
50	10000	393,59	3,94	9606,4	0,58	11	245,1
40	8000	295,64	3,70	7704,4	0,50	8,91	242,7

Şekil 4.16. Önerilen çözümlere göre atemperatörün soğutma suyu ve sistem debisi üzerindeki etkisi

Pratikteki sorunlar için önerilen çözüm ve uygulanan yöntemler neticesinde oluşan Şekil 4.17'deki sonuçlar göstermektedir ki kazan %100 yük şartlarında yine en yüksek soğutma yüküne (%4,09) sahiptir. Buna bağlı olarak kazan debisinde oran olarak yüksek azalma meydana gelmesine rağmen en yüksek ısı değeri yine %100 yükte oluşmaktadır. Yeni yöntemler sebebiyle soğutma suyunun debisi diğer tüm yük şartlarında azalma göstermektedir. Kazan ve kızdırıcı ısı değerleri ise yine bu sistemde azalan yük kapasitesiyle doğru orantılı olarak azalmaktadır. Kızdırıcı çıkış sıcaklıkları ise yöntem farklılıklarına bağlı olarak düzensiz değişimler göstermektedir.

Şekil 4.18'deki sonuçlarda görülmektedir ki atemperatör tüm yük şartlarında kazan ısısına azalan bir etki göstermekteyken kızdırıcı ısısına artan bir etki göstermektedir. Kızdırıcının kazan içindeki ısı payı ise azalan yük kapasitesiyle doğru orantılı olarak azalmaktadır.

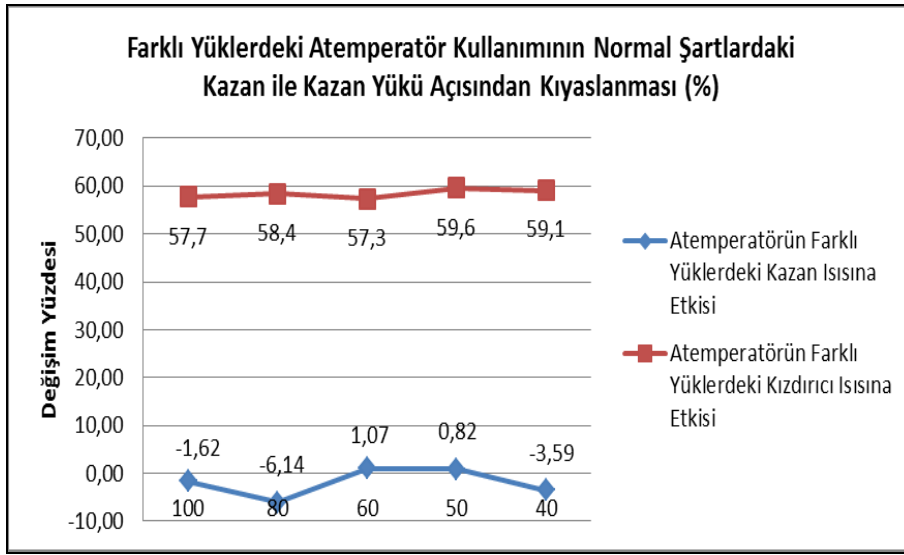
Kazan yükü (%)	Atemperatörsüz Sistem Kazan Isı Transferi (MW)	Atemperatörlü Sistem Kazan Isı Transferi (MW)	Atemperatörsüz Sistem Kızdırıcı Isı Transferi (MW)	Atemperatörlü Sistem Kızdırıcı Isı Transferi (MW)	Atemperatörsüz Sistem Kızdırıcı Isısının Kazan İçindeki Yüzdesi (%)	Atemperatörlü Sistem Kızdırıcı Isısının Kazan İçindeki Yüzdesi (%)
100	13,82	13,6	0,41	0,97	3,0	7,0
80	13,32	12,55	0,33	0,82	2,5	6,2
60	11,11	11,23	0,25	0,67	2,2	6,0
50	10,91	11	0,21	0,58	1,9	5,3
40	9,23	8,91	0,16	0,50	1,8	5,4

Şekil 4.17. Önerilen çözümlere göre atemperatörün farklı yükler altında kazan ve kızdırıcı ısısına etkisi

Şekil 4.18'deki sonuçların yansıtıldığı Şekil 4.19 ve Şekil 4.20'deki grafiklerden görülmektedir ki uygulanan yeni yöntemlerde de atemperatörün kazan ısısına tüm yüklerde azalan ve kızdırıcı ısısına yine tüm yüklerde artan bir etkide bulunduğu görülmektedir. Atemperatörlü sistem, atemperatörsüz bir kazan ısısına %100 yük kapasitesinde %1,62

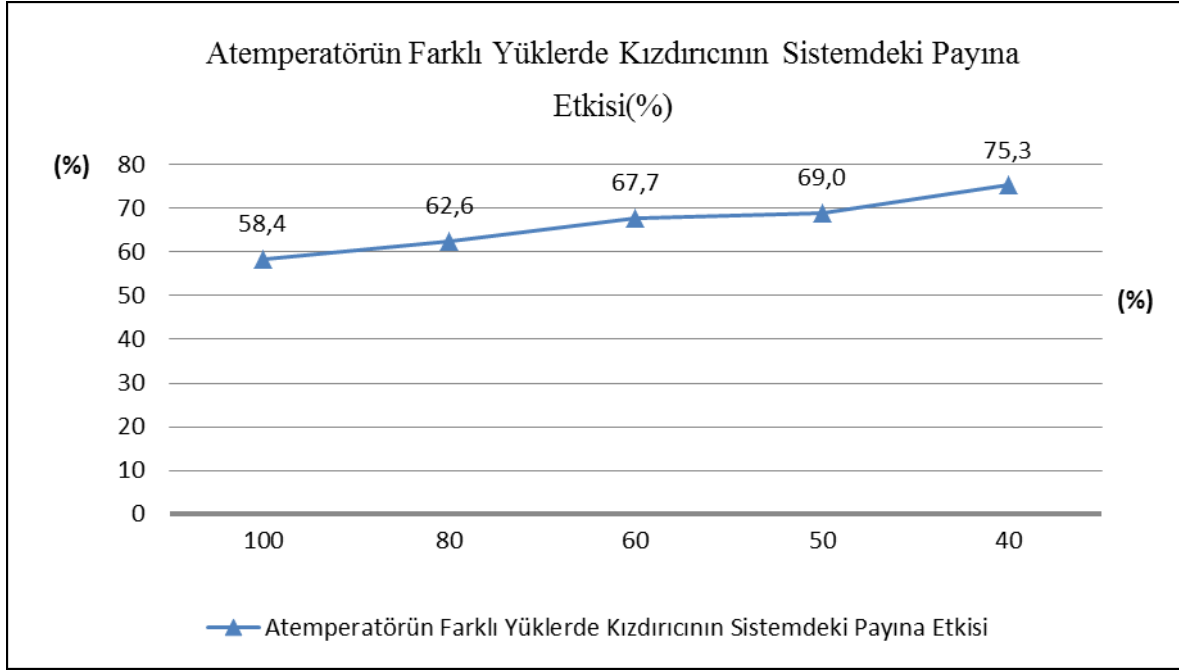


değerinde azalma etkisinde bulunurken bu oran %80 yük kapasitesinde %6,14, %60 yük kapasitesinde %1,07 mertebesinde azalma göstermektedir. Bu oran %50 yükte %0,82 olurken %40 yükte %3,59 olmaktadır. Azalan yük kapasitesiyle birlikte atemperatörün kazan ısısına doğru orantılı bir şekilde olumsuz bir etki yapmadığı, %80 yük kapasitesinde diğer tüm yüklere nazaran önemli bir farklılık söz konusu olduğu görülmektedir. Kazan yükü azaldıkça atemperatörün genel kazan ısısı üzerindeki etkisi yine grafikten görüldüğü üzere atemperatörün kızdırıcı üzerindeki etkisine oranla çok daha azdır.



Şekil 4.18. Önerilen çözümlere göre farklı yüklerdeki atemperatör kullanımının normal şartlardaki kazan ile kazan yükü açısından kıyaslanması

Şekil 4.20'de görülmektedir ki uygulanan yeni yöntemden sonra da kızdırıcının kazan içerisindeki ısı yükü payı atemperatör sayesinde azalan yük kapasitesine bağlı olarak sürekli olarak artmaktadır. Şekil 4.18'deki değerlerin karşılaştırma sonucu olarak aşağıdaki grafikten de görüldüğü üzere %100 yük kapasitesinde kızdırıcı payı atemperatör ile birlikte %58,4 değerinde artış gösterirken bu oran %40 kapasitedeyken %75,3 değerini almaktadır.



Şekil 4.19. Önerilen çözümlere göre atemperatörün farklı yüklerde kızdırıcının sistemdeki payına etkisi

Atemperatörlü sistem, uygulanan yeni yöntemler neticesinde atemperatörün kullanılmadığı sadece kızdırıcılı bir kazanla aynı yük kapasiteleri altında kullanılabilir ısı yani hava ısıtıcısı payı, üretilen buhar kalitesi, yanma odası payı ve yakıt tüketimi açısından da kıyaslanmıştır (Çizelge 4.7). Bu veriler ışığında atemperatörlü sistemde kazanda üretilen net ısı daha önce de bahsedildiği gibi düşüş göstermesine karşın, %40 yük harici tüm yük şartlarında soğuk akışkana yani su ve buhara verilen bu net ısının hava ısıtması için kullanılan ısının da dahil edildiği toplam ısı içerisindeki oranında artış görülmektedir. Yani atemperatör sistemin verimli ısı üzerinde artışa sebep olmaktadır. Bu oran azalan yüke bağlı olarak azalmakta yani atemperatörün verimli ısı üzerindeki etkisi en çok %5,38 ile %80 yükte en az ise %1,92 azalma ile %40 yükte olmaktadır.

Bununla birlikte sistemler yakıt tüketimi açısından kıyaslandığında atemperatör yakıt tüketimine %100, %80 ve %40 yük kapasitelerinde indirgeyici bir etki yaparken %50 ve %60 yük kapasitelerinde arttırıcı bir etkide bulunmaktadır. Bu durumun sebebi bu iki yük kapasitesinde farklı yöntemlerin seçilmesidir. %100 yük kapasitesinde yakıt tüketimi 4528,9 kg/h değerinden 4402,1 kg/h seviyesine inerek %2,80 azalış gösterirken bu oran %80 yükte %2,45'tir, %60 yükte %1,04, %50 yükte %0,82 yakıt tüketimi artışı meydana

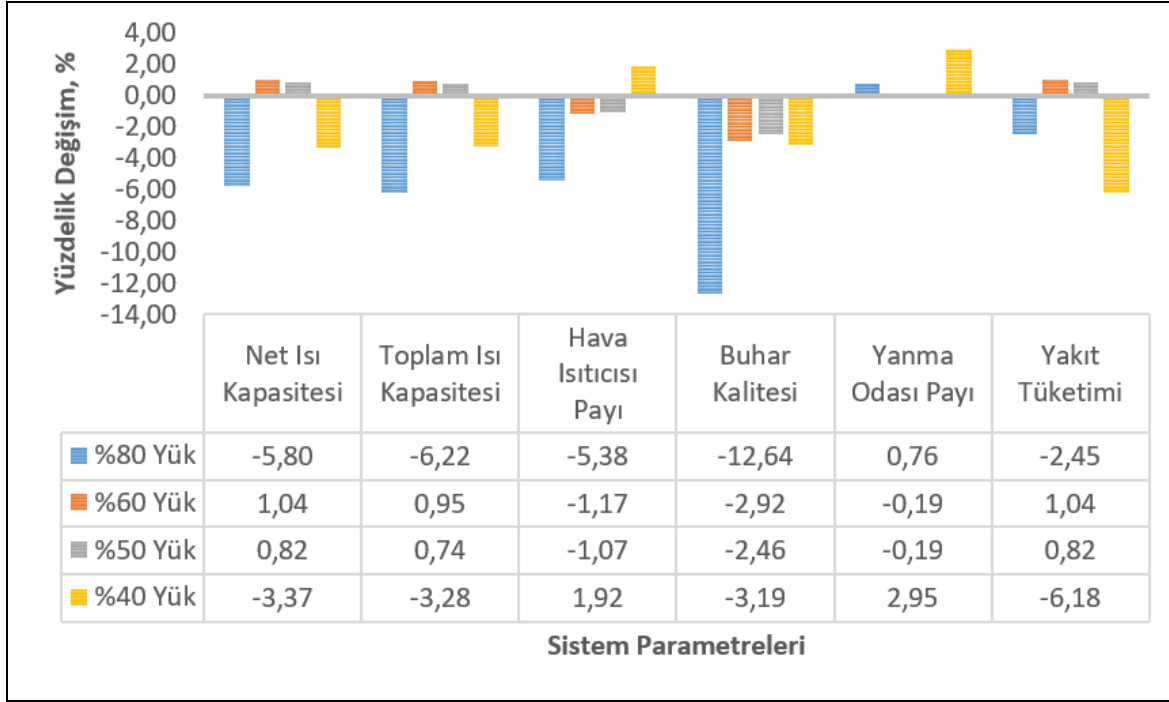
gelirken %40 yükte %6,18 azalış olmaktadır. Bir anlamda atemperatörün yakıt tüketimine en çok katkı sağladığı yük kapasitesi %40 olmaktadır.

Sistemler buhar kalitesi olarak incelendiğinde atemperatörlü sistemin kazanda üretilen kuru buhar oranında düşüşe sebep olduğu görülmektedir. Örneğin %100 yükte sadece kızdırıcılı bir kazanın buharlaştırıcısında üretilen buhar kalitesi %37,6 iken atemperatörlü kazanın buharlaştırıcısında üretilen buhar kalitesinin %34,6 olduğu görülmektedir. Bir nevi atemperatöre bağlı azalan kazan debisinin buhar kalitesi üzerine direkt etki ettiği görülmektedir.

Kazanda üretilen enerjideki yanma odası payı açısından ise sistemler arasında önemli bir fark görülmediği anlaşılmaktadır.

Çizelge 4.8. Önerilen çözümlere göre atemperatörlü ve atemperatörsüz sistemin değer karşılaştırmaları

Atemperatörsüz Sistem	Atemperatörlü Sistem		
13765,4	13603,6	Net Isı Kapasitesi	%100 Yük
14913,2	14689,4	Toplam Isı Kapasitesi	
7,70	7,39	Hava Isıtıcısı Payı	
0,376	0,346	Buhar Kalitesi	
0,52	0,519	Yanma Odası Payı	
4528,9	4402,1	Yakıt Tüketimi	%80 Yük
13322,9	12550	Net Isı Kapasitesi, kW	
14425,4	13528,3	Toplam Isı Kapasitesi, kW	
7,64	7,23	Hava Isıtıcısı Payı, %	
45,9	40,1	Buhar Kalitesi, %	
52,7	53,1	Yanma Odası Payı, %	%60 Yük
4380,8	4273,4	Yakıt Tüketimi, kg/h	
11113,4	11229,1	Net Isı Kapasitesi, kW	
11978,5	12092,2	Toplam Isı Kapasitesi, kW	
7,22	7,14	Hava Isıtıcısı Payı, %	
48	46,6	Buhar Kalitesi, %	%50 Yük
52,8	52,7	Yanma Odası Payı, %	
3375	3410,1	Yakıt Tüketimi, kg/h	
10908,5	10998,3	Net Isı Kapasitesi, kW	
11757,6	11844,5	Toplam Isı Kapasitesi, kW	
7,22	7,14	Hava Isıtıcısı Payı, %	%40 Yük
56,9	55,5	Buhar Kalitesi, %	
53,1	53	Yanma Odası Payı, %	
3312,8	3340	Yakıt Tüketimi, kg/h	
9225,8	8914,7	Net Isı Kapasitesi, kW	
9688,5	9370,8	Toplam Isı Kapasitesi, kW	%40 Yük
4,78	4,87	Hava Isıtıcısı Payı, %	
53,3	51,6	Buhar Kalitesi, %	
57,6	59,3	Yanma Odası Payı, %	
2956,3	2773,7	Yakıt Tüketimi, kg/h	



Şekil 4.20. Önerilen çözümlere göre atemperatörlü ve atemperatörsüz sistemin değer karşılaştırmaları

## 5. SONUÇ VE ÖNERİLER

Bu çalışmada, akışkan yataklı yakma teknolojisine sahip ve genel ölçülendirilmeleri gerçekleştirilmiş bir su borulu kazan sistemi ele alınmıştır. Çalışma kapsamında bu kazana mevcut konstrüksiyon kısıtlamaları dikkate alınarak soğuk akışkan (su, buhar), sıcak akışkan (duman gazı) ve hava dolaşımını içeren sistem bileşenleri yerleştirilmiştir. Sistemin bileşenleri, alev radyasyon odası ve gaz radyasyon odalarından oluşan yanma odası, buharlaştırıcı, kızdırıcı, ekonomizerler ve hava ısıtıcılarından meydana gelmektedir. Kazan 7,5 bar(g) çalışma basıncına sahiptir.

Çalışmanın ana amacı, bu buhar kazanına yerleştirilecek kızdırıcının mevcut konstrüksiyon kısıtlamaları sebebiyle istenilen 200°C kızgın buhar sıcaklığının üzerinde bir sıcaklık elde etme riski sebebiyle sisteme geri kızdırıcı görevi göreceği bir atemperatörün dahil edilmesi ile birlikte MathCad yazılımı kullanılarak tüm sistemin iteratif ısı tasarım modellemesinin gerçekleştirilmesidir. Bu ısı tasarım modeli, sadece kızdırıcı ve atemperatörü değil sistemin tüm bileşenlerini kapsayacak şekilde oluşturulmuştur. Bunun nedeni kızdırıcı ve atemperatörün çalışma şartları ile girdi ve çıktı değerlerinin sistemden bağımsız olmamasıyla birlikte pratikte yaşanılacak sorunlara gerçekçi çözümler sunabilmektir.

Çalışmada, MathCad yazılımı ile tüm sisteme ait atemperatör merkezli bir paket çözüm sunulmuştur. Genelde belirli kabullerle veya yerel olarak incelenen kazan sistemlerinde bu paket çözüm sayesinde karalı şartlar altındaki termal analizler, girdi değerleri değiştirilerek farklı sistemler ve farklı bileşenler üzerinde uygulanabilir hale getirilmiştir.

Çalışmada sistemin %100, %80, %60, %50 ve %40 yük şartları altındaki akış karakterleri ve termal değerleri oluşturulmuş ve bu yük şartlarında atemperatörün sistem üzerindeki etkisi incelenmiştir. Yapılan iteratif modelleme, bilinmeyen farklı değerlerin içinde buldukları analitik formüller yardımıyla ilk tahminlerinden başlayarak birbirlerini zincir şeklinde tamamlamaları ve belirli iterasyon değerinde %100 veya %100'e yakın oranda yakınsamaları sonucunda oluşan verilerden meydana gelmektedir.

Sonuçlarda görülen artan yük kapasitesi ile doğru orantılı olarak artış gösteren ısı transfer kapasitesi, ısı transfer katsayısı ve sıcaklık değerleri tahmin edilen bir durumdur. Atemperatörlü sistemde atemperatörün varlığına bağlı olarak soğutma suyuna aktarılan

debi sebebiyle kazan debisinde azalmalar meydana gelmektedir. Soğutma suyunun kazan debisine oranı %100 yükten %40 yüke doğru gidildikçe artmaktadır. Yani kazan debisinde en çok azalma %40 yükte meydana gelmektedir.

Atemperatörlü sistem, aynı şartlar altındaki atemperatörsüz yani sadece kızdırıcı içeren ve kısıtlamalar olmaksızın sisteme istenilen şartlarda buhar gönderimi yapabilen kazan sistemiyle kıyaslandığında kazan ısısına tüm yüklerde azalan ve kızdırıcı ısısına yine tüm yüklerde artan bir etkide bulunmaktadır. Yine görülmüştür ki kızdırıcının kazan içerisindeki ısı yükü payı atemperatör sayesinde azalan yük kapasitesine bağlı olarak sürekli olarak artmaktadır. Debideki azalma en çok %40 yükte meydana gelmesine rağmen kazan ısı kapasitesindeki en büyük azalma %80 yükte meydana gelmektedir.

Atemperatörlü sistem atemperatörsüz sistem ile verimli ısı oranı, buhar kuruluk oranı ve yakıt tüketimi açısından da kıyaslanmıştır. Bu sonuçlara göre atemperatör kullanımıyla kazanda üretilen net ısı daha önce de bahsedildiği gibi düşüş göstermesine karşın, soğuk akışkana yani su ve buhara verilen bu net ısının hava ısıtması için kullanılan ısının da dahil edildiği toplam ısı içerisindeki oranında artış görülmüştür. Yani atemperatör sistemin verimli ısı üzerinde artışa sebep olmaktadır. Bu oran azalan yüke bağlı olarak azalmakta yani atemperatörün verimli ısı üzerindeki etkisi en çok %100 yükte en az ise %40 yükte olmaktadır.

Öte yandan yakıt tüketimi açısından kıyaslandığında atemperatör yakıt tüketimine indirgeyici bir etki yapmaktadır. Çalışmada detaylı olarak listelenen sonuçlara göre atemperatörün yakıt tüketimine en çok katkı sağladığı yük kapasitesi %80 olmaktadır. Sistemler buhar kalitesi olarak incelendiğinde atemperatörlü sistemin kazanda üretilen kuru buhar oranında düşüşe sebep olduğu görülmektedir. Yani atemperatörlü sistemde kazanda üretilen buhar kalitesi her yük şartı altında düşüş göstermektedir.

İncelenen bir diğer parametreye göre ise yanma odasının kazan ısısı içerisindeki payına atemperatörün neredeyse hiç etki yapmadığı görülmektedir.

%100 yük şartlarında oluşturulan performans değerleri, tasarımı bitirilerek devreye alınan kazanın ölçüm sonuçlarıyla karşılaştırılmış ve oluşturulan iteratif tasarım modelinin yeterli yaklaşım oranına sahip olduğu görülmüştür.

Çalışmada buraya kadar elde edilen bulgular sistemde sıcaklık ve akış değerlerine bağlı olarak bariz bir mühendislik probleminin meydana gelmediği şartlarda belirleyicidir. Ancak çalışma esnasında iteratif model üzerinde görülmüştür ki %100 yük dışındaki tüm yük kapasitelerinde ekonomizerden çıkarak drama giden su hatlarında buharlaşma riski doğmaktadır. Bu durum gerek kazan sirkülasyon sisteminde gerek boru yapısında belirli problemlere yol açacağı için tasarım modelleri revize edilmiştir. Revizyon ve iyileştirme yöntemi olarak egzoz gazının düşürülmesi, hava ısıtıcılarından birinin by-pass edilmesi veya ekonomizerlerden birinin by-pass edilmesi belirlenmiştir. Yapılan çalışmada tüm bu yöntemler sıcaklık, ısı kapasiteleri ve yakıt tüketimi açısından detaylı şekilde analiz edilmiş ve güvenli bölgede kalınacak yöntemler önerilmiştir. Buna göre %80 yük şartında egzoz sıcaklığı 165°C'ye düşürülmüş, %60 ile %50 yük şartlarında bir adet ekonomizer ve %40 yük şartında bir adet hava ısıtıcısı by-pass edilmiştir.

Bu yük şartlarında meydana gelen problemlerin atemperatörsüz sistem modelinde de meydana geldiği görülmüş ve her bir yük için oluşturulan yeni MathCad çıktıları daha önce olduğu gibi yine aynı şartlar altındaki atemperatörsüz sistem çıktılarıyla karşılaştırılmıştır.

Sahada oluşan problemler nedeniyle yapılan tasarım değişiklikleri neticesinde yapılan bu yeni kıyaslamalara göre soğutma suyu yükünün oranı en çok %100 yük şartlarındadır. Soğutma suyu yükünün yani kazandaki debi azalmasının oranı yük şartlarına bağlı olmaksızın düzensiz şekilde değişmektedir. %100 yükten sonra en büyük oran %80 yükte meydana gelirken ardından %50 yük gelmektedir. Atempertörün sebep olduğu debi azalmasının oranı en az %40 ve %60 yüklerinde olmaktadır.

Yeni şartlar altında atemperatörün kazan ısısına %100, %80 ve %40 yüklerinde azalan, %50 ve %60 yüklerinde artan bir etkide bulunduğu görülmüştür. Atempertörün kızdırıcı ısısına yine tüm yüklerde artan bir etkide bulunduğu görülmektedir. Buradan çıkarılan sonuç; %50 ve %60 yüklerinde hava ısıtıcısı yerine ekonomizerin by-pass edilmesinin atemperatörün kazan ısısında olumlu etki yaptığının görülmesidir. %80 yük şartlarındaki karşılaştırmadan elde edilen bir diğer sonuç ise egzoz gazı sıcaklığının azaltılmasının normalde kazan verimine olumlu etki gösterirken atemperatörün kazan kapasitesi üzerindeki etkisine olumsuz katkı sağladığıdır. %40 yük şartlarındaki karşılaştırmadan elde edilen sonuç ise hava ısıtıcısının sistemde by-pass edilmesinin atemperatörün kazan kapasitesi üzerindeki olumsuz etkisini daha da arttırmış olduğudur.



Atemperatörün kızdırıcının sistemdeki payına etkisi yeni çözüm yöntemleri dahil edilerek analiz edildiğinde egzoz sıcaklığının düşürülmesi ile hava ısıtıcısı veya ekonomizerlerden birinin by-pass edilmesi her şartta kızdırıcı payını daha da arttırmaktadır. En büyük artış ise hava ısıtıcısının by-pass edildiği %40 yük şartında meydana gelmiştir. Atemperatörlü ve atemperatörsüz sistem ilk ve sonraki yöntemler açısından kıyaslandığında atemperatöre bağlı kızdırıcının öneminin en çok hava ısıtıcısı by-pass yöntemiyle arttığını söylemek mümkündür.

Yeni yöntemler ışığında atemperatör etkisinin verimli ısı, buhar kalitesi, yanma odası payı ve yakıt tüketimi açısından etkileri de incelenmiştir. Yeni yöntem sonuçlarına göre atemperatör %100 yük, %80 yük ve %40 yükte yakıt tüketiminde azalma sağlarken %50 ve %60 yüklerinde artışa sebep olmaktadır. Yeni yöntemler uygulanmadan önce tüm yük şartları altında atemperatör yakıt tüketiminde azalma sağlamaktaydı. Yine bu yöntemler sonucunda %80 yükteki yakıt tasarrufu azalma gösterirken %40 yükteki yakıt tasarrufu artış göstermiştir. Buradan çıkarılan sonuç, egzoz azalmasının atemperatörün yakıt tasarrufu üzerinde az bir olumsuz etki sağladığı ancak ekonomizerin by-pass edilmesinin yüksek oranda olumsuz etki sağladığıdır. Hava ısıtıcısının sistemde by-pass edilmesinin ise yüksek oranda yakıt tasarrufuna katkı sağladığı görülmüştür.

Buhar kalitesi, uygulanan yeni yöntemlere göre tıpkı önceki karşılaştırmalarda olduğu gibi atemperatör etkisine bağlı olarak azalma göstermiştir. Bu azalma oranında %100, %80 ve %40 yükte yükte sorunsuz şartlara göre artma meydana gelirken %50 ve %60 yükte azalma meydana gelmiştir. Buradan çıkarılan sonuç; özellikle egzoz sıcaklığının düşürülmesinin atemperatörün buhar kalitesi üzerinde yüksek oranda artışa sebep olurken ekonomizer by-pass etkisinin buhar kalitesi üzerinde azalmaya neden olduğudur.

Verimli ısı açısından sorunlara çözüm önerisinin getirildiği yeni yöntemlere göre atemperatör %40 yük harici tüm yük şartlarında olumlu etki göstermektedir. Ancak bu olumlu etkiler, %80yükte artış gösterirken diğer tüm yüklerde azalma göstermiştir. Buradan çıkarılan sonuç; egzoz sıcaklığının düşürülmesinin atemperatörün kazan verimli ısısında yaptığı etkide önemli bir artışa sebep olduğu ancak ekonomizer veya hava ısıtıcısının by-pass edilmesinin bu etkiyi azaltmış olduğudur.

Tüm bu veriler değerlendirildiğinde atemperatörün sistem üzerindeki tüm yük şartları altındaki etkisi sorunsuz şartlar ve sorunlara bağlı oluşturulan yeni şartlar altında incelenmiştir. Her bir şart altında atemperatörün kazan ve kızdırıcı ısı kapasitesi, verimli ısı oranı, yakıt tüketimi ve yanma odası payı üzerindeki etkisi incelenmiştir. Pratik sonuçlarda %100 yük kapasitesi altındaki sistem senaryolarında belirli mühendislik problemleri oluşacağı öngörülmüş ve bunlara uygun çözümler sunularak sistem tasarımları yenilenmiştir. Oluşturulan bu senaryolar gereği atemperatör etkisinin belirli parametreler üzerindeki etkisinin egzoz gaz sıcaklığının değişimi ile hava ısıtıcısı ve ekonomizerin by-pass edilmesi durumlarındaki değişimleri incelenmiş ve elde edilen sonuçlara göre belirli öneriler getirilmiştir.

Bu önerilere göre; belirli konstrüksiyon kısıtlamalarına bağlı olarak kullanılan atemperatör, genel anlamda kazan ısı kapasitelerinde azalmalar meydana getirirken yakıt tüketiminde tasarruf, buhar kalitesinde azalma verimli ısı kapasitesinde ise artışa sebep olmaktadır. Yine kızdırıcı arkasına konulacak bir atemperatör sistemi vasıtasıyla kızdırıcının sistem üzerindeki önemi artmaktadır.

Atemperatörlü bir sistemde ekonomizerlerden biri by-pass edilmek istenirse veya mecbur kalınırsa; bu durumun atemperatörün genel kazan ısı kapasitesine yaptığı olumsuz etkiyi azalttığı ancak aynı zamanda yakıt tasarrufuna yaptığı olumlu etkiyi de büyük oranda azalttığı sonucuna varılmıştır. Ekonomizer eksilmesi atemperatörün üretilen buhar kalitesindeki olumsuz etkisine de yine azaltıcı etki göstermiştir. Ayrıca görülmüştür ki ekonomizer eksilmesi, atemperatörün verimli ısı oranına yaptığı olumlu etkiyi azaltmaktadır.

Atemperatörlü sistemde hava ısıtıcısı by-pass edilmek istenirse veya mecbur kalınırsa; bu yöntemin atemperatörün hali hazırda olumsuz etkilediği kazan ısı kapasitesinde daha da azalmaya sebep olduğu görülmektedir. Kızdırıcının kazan içerisindeki rolü arttırılmak istendiğinde bu yöntemin uygun bir yöntem olduğu bilinmektedir. Bu yöntemin en önemli başarısı ise atemperatörün yakıt tasarrufuna yaptığı olumlu etkiye yüksek oranda katkı sağlamasıdır.

Atemperatörlü sistemde egzoz sıcaklığı düşürülmek istenirse veya mecbur kalınırsa; bu yöntem atemperatörün kazan ısısındaki olumsuz etkisine daha da katkı sağlamakla birlikte

kızdırıcının kazan içindeki ısı payını ve önemini arttırmaktadır. Yine bu yöntem atemperatörün yakıt tasarrufu üzerindeki olumlu etkisinde az da olsa bir düşüş meydana getirmektedir. Bu yöntemin en çok dikkat çeken tarafı ise kazanda üretilen buhar kalitesinde en çok artışa sebep olan yöntem olduğudur.

Bu çalışmanın tüm sonuçları irdelendiğinde önerilen bazı çözümlerin zorunlu hallerde uygulanması gereken yöntemler olduğu ve mühendislik pratiği açısından genel anlamda olumlu katkı içermediği görülmektedir. Konuyla ilgili bundan sonra yapılabilecek benzer çalışmalarda ise farklı alt ısı değerine sahip linyit kömürünün, linyitten farklı bir yakıt türünün veya farklı hava fazlalık katsayısı değerlerine sahip sistemlerin de hesaplara dahil edilerek yeni çözümler geliştirilmesi önerilmektedir.

## KAYNAKLAR

1. Koç A., Yağlı H., Koç Y., ve Uğurlu İ. (2018). Dünyada ve Türkiye’de enerji görünümünün genel değerlendirilmesi. *Mühendis ve Makina*, 59(692), 86-114.
2. Monazam E. R., Shadle L. J., Mei J. S., Spenik J. (2005). Identification and characteristics of different flow regimes in a circulating fluidized bed. *Powder Technology*, 155(1), 17-25.
3. Atılğan İ. (1998). Yakıt tane boyutunun yanma verimi ve emisyonlara etkisinin akışkan yatakta incelenmesi. *Gazi Üniv. Fen Bilimleri Enstitüsü Dergisi*, 11(1), 135-147.
4. Grace J. R., Limn C. J., Brereton C. M. H., and Chaouki J. (1987). Circulating fluidized bed reactor design and operation. *Sadhana*, 10(1), 35-48.
5. Oka, S.N. (2003). *Fluidized bed combustion* (First Edition). United States of America: Marcel Dekker, 63.
6. Miller B.G., and Tillman D. (2008). *Combustion engineering issues for solid fuel systems* (First Edition). United States of America: Academic Press, 280.
7. Münzinger, F. (1949). *Dampfkraft* (3rd Edition). Berlin: Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 269-305.
8. Vorkauf, H. (1951). Der eckrohrkessel. *VDI Zeitschrift*, 93(14), 395-397
9. İnternet Su borulu kazan sirkülasyon sistemi URL: <http://www.webcitation.org/78WeXmK10>, Son Erişim Tarihi: 21.05.2019
10. Topal, O. (2007). *Bir demir çelik fabrikasının kojenerasyonu matlab ile modellenmesi*, Bitirme Tezi, Yıldız Teknik Üniversitesi Elektrik-Elektronik Fakültesi Elektrik Mühendisliği Bölümü, İstanbul, 26.
11. Öztürk, E. (2011). *Akışkan yataklı bir termik santral için buhar kazanı tasarımı*, Yüksek Lisans Tezi, Gebze Yüksek Teknoloji Enstitüsü Mühendislik ve Fen Bilimleri Enstitüsü, Kocaeli, 51.
12. Münzinger, F. (1949). *Dampfkraft* (3rd Edition). Berlin: Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 412-414.
13. Selçuk, N., and Kırmızıgül, Ü. (1991). Characteristics of a fluidized bed combustor burning low-quality lignite. *Journal of the Energy Institute*, 64(1), 151.
14. Selçuk, N., and Tezgörücü, Ö. (1992). *Combustion characteristics of low-quality turkish lignites in fluidized bed combustors*. Paper presented at the Proceedings of 7<sup>th</sup> International Conference on Fluidization, New York, 205.

15. Selçuk, N., Atamer, S., Eroğlu, I., Önal, I., and Kırmızıgül, O. (1993). *2 MW lignite fired atmospheric fluidized bed boiler: fundamental process design philosophy*. Paper presented at the Proceedings of 12<sup>th</sup> International Conference on Fluidized bed Combustion, ASME, New York, 1(1), 303.
16. Oymak, O., Selçuk, N., and Önal, I. (1993). Testing of a mathematical model for the combustion of lignites in a AFBC. *Fuel*, 72(2), 261.
17. Selçuk, N., Oymak, O., and Önal, I. (1993). Simulation of atmospheric fluidized bed combustors with in-situ desulphurization. *Journal of the Energy Institute*, 66(1), 159.
18. Selçuk, N. (1999, 21-22 Ekim). *Akışkan yatakta yakma teknolojileri ve türk linyitlerine adaptasyonu*. Türkiye’de Kömür Politikaları ve Temiz Kömür Teknolojileri Sempozyumu, Ankara.
19. Bell R.D., and Aström K.J. (1996, June). *A fourth order non-linear model for drum-boiler dynamics*. Paper presented at the 13th Triennial World Congress, San Fransico, USA.
20. Aström K.J., and Bell R.D. (1989, September). *Simple drum boiler models*. Paper presented at the IFAC Symposium, Brussels, Belgium.
21. Kim H., and Choi S. (2005). A model on water level dynamics in natural circulation drum-type boilers. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 32 (6), 786-796
22. Kim J-S., Lee K-W., Kim J-E., Choi J-Y., and Lee J-Y. (2017, July). *Numerical analysis of atomizing desuperheater control valve for power plants*. Paper presented at the 6<sup>th</sup> International Symposium on the Fusion of Science and Technologies (ISFT2017), Jeju, 1-4.
23. Karuppiah T., Periasamy A., Rajkumar P., and Muruganand S. (2013). Desuperheater temperature control system using distributed control system (DCS). *International Journal on Recent and Innovation Trends in Computing and Communication*, 1(7), 587-591.
24. Borzsony P., and Sherikar S.V. (2005, April). *Advances in desuperheating technology for reliable performance of combined cycle power plants (CCPP)*. Paper presented at the PWR2005-50108 ASME Power Conference, Chicago, Illinois, 53-61.
25. Bovat Jr P.M. (2013). *Computational analysis of water atomization in spray desuperheaters of steam boilers*. Yüksek Lisans Tezi, Rensselaer Polytechnic Institute, Hartford, Connecticut, 1.
26. Sunny J., and Kumar G.S. (2017). Design optimization of thermal sleeves for desuperheating applications. *International Journal For Ignited Minds*, 4(10), 52-60.
27. Kouhikamali R., Hesami H., and Ghavamian A. (2012). Convective heat transfer in a mixture of cooling water and superheated steam. *International Journal of Thermal Sciences*, 60, 205-211.

28. Rahimi E., Torfeh S., and Kouhikamali R. (2016). Numerical study of counter-current desuperheaters in thermal desalination units. *Desalination*, 397, 140-150.
29. Ebrahimian V., and Gorji-Bandpy M. (2008) Two-dimensional modeling of water spray cooling in superheated steam. *Thermal Science*, 12(2), 79-88.
30. Cho B., Choi G., Uruno Y., Kim H., Chung J., Kim H., Lee K. (2017). One-dimensional simulation for attemperator based on commissioning data of coal-fired steam power plant. *Applied Thermal Engineering*, 113, 508-518.
31. Uruno Y., Choi G., Sung M., Chung J., Kim H., and Lee K. (2019). Transient analysis of attemperator enthalpy balance based on the commissioning data of a coal-fired steam power plant. *Applied Thermal Engineering*, 150, 1141-1158.
32. Zima W. (2006). Simulation of dynamics of a boiler steam superheater with an attemperator. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part A Journal of Power and Energy*, 220(7), 793-801.
33. Wu X., Shen J., Li Y., and Lee K.Y. (2014). Fuzzy Modeling And Predictive Control of Power Plant Steam Temperature System. *IFAC-PapersOnLine*, 48(30), 397-402
34. Bovat Jr P.M. (2013). *Computational analysis of water atomization in spray desuperheaters of steam boilers*, Master's Thesis, Rensselaer Polytechnic Institute, Hartford, Connecticut, 53.
35. Çengel, Y.A., and Boles, M.A. (2005). *Thermodynamics: An Engineering Approach* (Fifth Edition). New York: Mc Graw-Hill, 890-898.
36. Münzinger, F. (1949). *Dampfkraft* (3rd Edition). Berlin: Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 549-584.
37. Münzinger, F. (1949). *Dampfkraft* (3rd Edition). Berlin: Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 58.
38. Münzinger, F. (1949). *Dampfkraft* (3rd Edition). Berlin: Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 56.
39. Münzinger, F. (1949). *Dampfkraft* (3rd Edition). Berlin: Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 100.
40. Zong C., Zhang X. and Wang Q. (2014). Analysis on the calculation methods of acid dew point of flue gas. *Advanced Materials Research*, 960-961(1), 414-421.

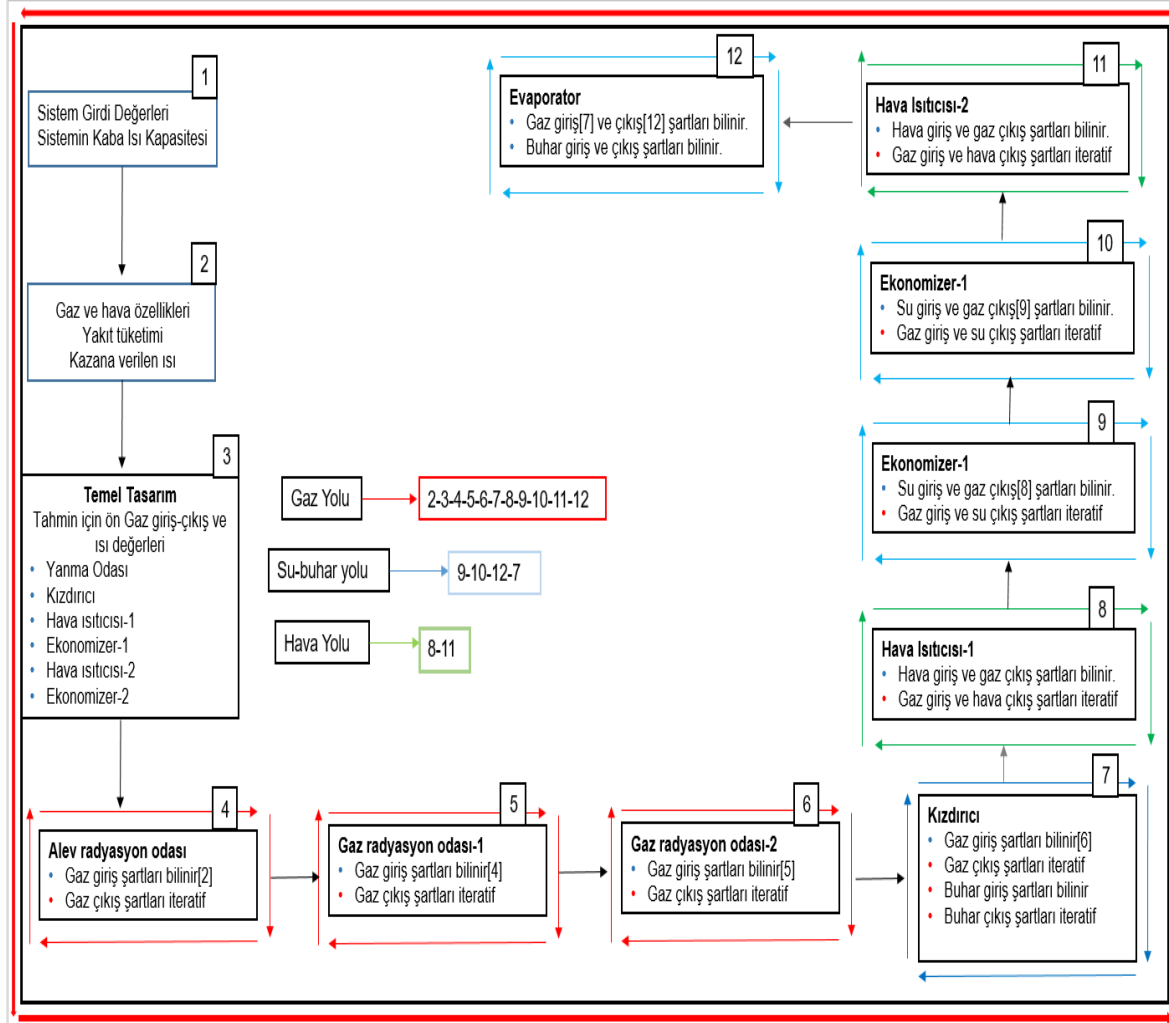




**EKLER**



## EK-1. İteratif ısı tasarım modelinin algoritması



## EK-2. Saha ölçüm sonuçları

ZAMAN	YATAK (YANMA ODASI) SICAKLIĞI, °C	GAZ RADYASYON ODALARI ÇIKIŞ SICAKLIĞI, °C	KIZDIRICI GAZ ÇIKIŞ SICAKLIĞI, °C	BESİ SUYU SICAKLIĞI, °C	BUHAR BASINCI, BARG	ATEMPERATÖR GİRİŞ SICAKLIĞI, °C	ATEMPERATÖR ÇIKIŞ SICAKLIĞI, °C	BUHAR DEBİSİ TON/H	EGZOZSICAKLIĞI, °C
8.07.2017 11:21	893,16	666,41	635,56	102,22	7,29	254,69	224,57	19,8	170,32
8.07.2017 11:23	894,53	659,77	630,64	102,24	7,28	254,69	223,52	19,76	171,3
8.07.2017 11:25	893,16	659,57	630,35	102,2	7,32	255,21	224,74	19,94	172,2
8.07.2017 11:27	885,16	665,43	632,52	102,2	7,28	255,3	224,09	19,7	173,1
8.07.2017 11:29	872,46	667,81	633,1	102,17	7,29	255,12	225,13	19,9	174,05
8.07.2017 11:31	874,22	662,3	633,1	102,17	7,23	255,99	225,04	19,81	175,24
8.07.2017 11:33	883,79	659,18	630,64	102,15	7,29	257,6	226,04	19,88	176,22
8.07.2017 11:35	887,5	667,42	630,93	102,14	7,3	257,9	224,52	19,78	176,72
8.07.2017 11:37	896,88	667,23	630,5	102,19	7,29	256,55	225,65	19,81	176,69
8.07.2017 11:39	899,41	663,67	634,98	102,17	7,28	256,12	225,78	19,68	175,64
8.07.2017 11:41	906,05	660,16	639,61	102,17	7,28	256,94	224,78	19,69	175,49
8.07.2017 11:43	914,06	661,33	639,18	102,15	7,32	255,6	223,18	19,84	175,02
8.07.2017 11:45	919,34	664,26	639,32	102,15	7,32	255,12	225,56	19,82	174,91
8.07.2017 11:47	920,51	664,06	641,06	102,12	7,33	254,47	225,69	19,97	174,84
8.07.2017 14:49	918,95	663,87	639,9	102,14	7,34	254,99	225,78	19,8	174,66
8.07.2017 14:51	919,34	666,02	642,1	102,15	7,27	255,38	225,65	19,86	174,33
8.07.2017 14:53	921,09	664,45	640,19	102,12	7,25	255,34	226,13	19,63	174,26
8.07.2017 14:55	920,7	659,77	639,03	102,08	7,26	253,08	224,7	19,65	174,15
8.07.2017 14:57	920,31	654,1	640,34	102,08	7,26	252,21	224,78	19,58	173,79
8.07.2017 14:59	918,75	653,13	639,39	102,07	7,26	253,43	224,65	19,75	173,94
8.07.2017 15:01	927,54	661,91	641,93	102,07	7,24	255,25	225,43	19,6	173,79
8.07.2017 15:03	926,37	661,91	643,52	102,03	7,28	255,12	223,52	19,83	173,76
8.07.2017 15:05	923,24	666,64	642,94	102,08	7,34	255,47	224,13	19,86	173,94
8.07.2017 15:07	922,46	659,77	641,93	102,07	7,37	254,99	224,83	19,64	173,76
8.07.2017 15:09	918,95	659,38	643,52	102,05	7,46	254,9	223,91	19,9	173,36
8.07.2017 15:11	919,34	666,04	642,94	102,03	7,43	255,95	225,48	19,89	173,21
11.07.2017 11:49	921,09	674,32	653,23	102,03	7,48	246,51	219,43	19,65	173,18
11.07.2017 11:51	918,75	669,37	653,18	102	7,37	248,47	218,69	19,74	173,21
11.07.2017 11:53	927,54	675,38	650,86	101,96	7,39	248,16	218,61	19,86	173,25
11.07.2017 11:55	926,37	677,1	648,98	101,98	7,43	248,38	217,96	19,69	174,71
11.07.2017 11:57	923,24	676,92	650,28	102	7,44	248,64	218,09	20	172,85
11.07.2017 11:59	926,48	681,02	653,76	102	7,47	248,51	217,22	19,81	173
11.07.2017 12:01	927,41	680	654,34	101,96	7,41	249,03	219,61	19,6	172,96
11.07.2017 12:03	928,01	679,3	650,28	101,96	7,4	249,42	216,48	19,79	172,67
11.07.2017 12:05	928,03	681,23	649,56	101,94	7,41	248,3	219,56	19,66	172,49
15.07.2017 14:45	942,05	694,31	656,13	101,91	7,41	244,86	215,82	19,54	172,27
15.07.2017 14:47	944,37	695,01	655,69	101,93	7,43	245,25	214,05	19,52	172,02
15.07.2017 14:49	943,91	694,25	657,14	101,91	7,42	245,6	215,61	19,62	169,63
15.07.2017 14:51	945,01	697,2	656,71	101,89	7,37	245,6	214,65	19,52	169,92
15.07.2017 14:55	940,36	695,69	653,67	101,88	7,4	245,99	213,7	19,62	169,99
15.07.2017 14:57	943,58	696,2	652,94	101,86	7,43	245,86	217,17	19,67	170,25
15.07.2017 15:00	946	697,52	656,27	101,82	7,42	245,6	213,96	19,72	170,21
15.07.2017 15:02	947,1	697,67	655,69	101,86	7,48	245,82	212,61	19,55	170,43
23.07.2017 15:51	957,34	713,1	667,6	101,88	7,46	246,12	217	19,69	170,79
23.07.2017 15:53	957,21	713,21	667,6	101,84	7,38	245,82	214,31	19,75	170,93
23.07.2017 15:55	956,9	712,81	665,57	101,82	7,39	246,25	215,74	19,56	170,75
23.07.2017 15:57	958,32	712,67	663,84	101,82	7,37	246,34	215,79	19,7	170,68
23.07.2017 15:59	963,66	716,35	664,71	101,77	7,38	245,82	215,69	19,76	170,5
23.07.2017 16:01	961,25	716,23	664,85	101,75	7,46	244,64	215,21	19,5	170,61
23.07.2017 16:03	962,35	717,48	664,27	101,79	7,42	244,16	211,09	19,86	170,61
23.07.2017 16:05	964,02	719,01	660,37	101,81	7,39	244,25	210,13	20,11	170,75
23.07.2017 16:07	963,99	718,58	661,38	101,77	7,42	244,29	209,31	19,84	170,86
3.08.2017 15:05	971,3	725	662,68	101,77	7,39	243,64	211	19,97	170,93
3.08.2017 15:07	968,35	724,9	663,26	101,75	7,38	243,25	211,69	20,1	170,75
3.08.2017 15:09	970,35	729	661,23	101,74	7,4	243,77	209	19,99	170,86
3.08.2017 15:11	970,23	732,2	658,48	101,7	7,44	243,95	208,83	20,1	170,97
3.08.2017 15:13	971,22	733,31	660,15	101,77	7,48	244,29	210,52	20,16	170,97
3.08.2017 15:15	975,44	735,67	661,58	101,75	7,41	242,95	211,61	20,05	171,04
3.08.2017 15:17	975,47	738,21	662,23	101,75	7,42	242,25	208,31	19,94	170,9
3.08.2017 15:19	976,3	740,35	661,92	101,72	7,46	242,77	211,87	20,14	170,9
3.08.2017 15:21	977,2	742,1	662,03	101,7	7,39	243,25	211,26	19,82	170,9
3.08.2017 15:23	976,92	741,91	661,85	101,68	7,44	242,6	207,83	19,86	170,75
3.08.2017 15:25	977,6	743,01	662	101,72	7,47	242,8	211,69	20,07	170,46
3.08.2017 15:27	978,3	744,22	662,72	101,72	7,4	243,1	208,12	19,94	170,36
3.08.2017 15:29	978,1	744,19	662,49	101,7	7,44	242,9	206,91	20,04	170,27

## ÖZGEÇMİŞ

### Kişisel Bilgiler

Soyadı, adı : YİĞİT, Ali Can  
 Uyuğu : T.C.  
 Doğum tarihi ve yeri : 15.10.1992, Mersin  
 Medeni hali : Bekâr  
 Telefon : 0 (537) 852 70 87  
 Faks : 0 (312) 202 37 10  
 e-mail : alicanyigit92@gmail.com



### Eğitim

Derece	Eğitim Birimi	Mezuniyet Tarihi
Yüksek Lisans	Gazi Üniversitesi / Makine Mühendisliği	Devam Ediyor
Lisans	Gazi Üniversitesi / Makine Mühendisliği	2015
Lise	Ayten Kemal Akınal Anadolu Lisesi	2010

### İş Deneyimi

Yıl	Yer	Görev
2018-Halen	Türk Havacılık Uzay Sanayi A.Ş.	Tasarım Mühendisi
2015-2018	Selnikel A.Ş.	Tasarım Mühendisi

### Yabancı Dil

İngilizce

### Yayınlar

1. Yiğit A.C., Atılgan, A.İ. (2019). (Baskıda) Bir buhar kazanındaki kızdırıcı – atemperatör sisteminin mathcad yazılımı ile iteratif ısı tasarım modellemesi ve performans analizi. *Politeknik Dergisi*, 11(1).

### Hobiler

Tarih, Sinema



*GAZİ GELECEKTİR..*