

**YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**TERMİK SANTRALLERDE BESLEME SUYU ÖN
ISITILMASININ OPTİMİZASYONU**

Makine Müh. Volkan ŞENEL

**FBE Makine Mühendisliği Anabilim Dalı Enerji Programında
Hazırlanan**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Tez Danışmanı : Yrd. Doç. Dr. Hasan Hüseyin ERDEM

İSTANBUL, 2010

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
SİMGE LİSTESİ.....	iv
KISALTIMA LİSTESİ	viii
ŞEKİL LİSTESİ	ix
ÇİZELGE LİSTESİ	xii
ÖNSÖZ	xiv
ÖZET	xv
ABSTRACT	xvi
1. GİRİŞ.....	1
2. RANKİNE ÇEVİRİMİ VE VERİM ARTTIRMA YÖNTEMLERİ.....	5
2.1 Rankine Çevrimi.....	5
3. KAZAN BESLEME SUYUNUN ÖN ISITILMASI.....	10
3.1 Besleme Suyu Ön Isıtıcıları.....	12
3.1.1 Açık Tip Besleme Suyu Ön Isıtıcıları.....	12
3.1.2 Kapalı Tip Besleme Suyu Ön Isıtıcıları.....	13
4. TERMODİNAMİK ANALİZ.....	15
4.1 Enerji Performans Analizi.....	15
4.2 Ekserji Performans Analizi.....	16
4.3 Cycle Tempo.....	18
5. ÖN ISITICILARDA SICAKLIK DAĞILIMI İÇİN KULLANILAN KLASİK YÖNTEM.....	19
6. SİMÜLASYON ÇALIŞMALARI.....	24
6.1 Referans Santral.....	24
6.2 Simülasyon 1.....	26
6.3 Simülasyon 2.....	28
6.4 Simülasyon 3.....	29
6.5 Simülasyon 4.....	32
7. YATIRIM MALİYETLERİ.....	34
7.1 Maliyet Modeli.....	35
7.1.1 Sistem Bileşenlerinin Maliyetleri.....	35
7.2 Gövde Borulu Isı Değiştiricileri Dizaynı ve Yatırım Maliyeti Hesabı.....	36

7.2.1	Çok Bölmeli Gövde Boru Tip Isı Değiştiricilerinin Dizaynı.....	40
7.2.1.1	Toplam Isı Transfer Katsayısının Belirlenmesi.....	41
7.2.1.1.1	Desuperheating ve Subcooling Bölgelerinde Toplam Isı Transfer Katsayısının Hesaplanması.....	42
7.2.1.1.2	Kondenzasyon Bölgesinde Toplam Isı Transfer Katsayısının Hesaplanması.....	46
7.2.1.1.3	Efektif Toplam Isı Transfer Katsayısının Hesaplanması.....	47
7.2.1.2	Basınç Kaybı Hesabı.....	47
7.2.2	Gövde Borulu Isı Değiştiricileri İçin Optimum Dizayn.....	48
7.2.3	Aspen HTFS+.....	49
8.	ELEKTRİK ÜRETİM MALİYETİNİN HESAPLANMASI.....	55
8.1	Sabit Yıllık Sermaye Masraflarının Hesaplanması.....	55
8.2	Sabit yıllık Yakıt Masraflarının Hesaplanması.....	57
8.3	İşletme ve Bakım Masraflarının (O&M) Hasaplanması.....	59
9.	UYGULAMA.....	61
9.1	Yatırım Maliyetleri.....	61
9.2	Elektrik Üretim Maliyetleri.....	64
9.3	Duyarlılık Analizleri.....	66
9.3.1	n=5 için Duyarlılık Analizleri.....	67
9.3.2	n=7 için Duyarlılık Analizleri.....	71
10.	SONUÇLAR	75
KAYNAKLAR	80
ÖZGEÇMİŞ	82

SİMGE LİSTESİ

r_1	Birinci ara kızdırma kademesi
r_2	İkinci ara kızdırma kademesi
δ_t	Ön ısıtıcılarda besleme suyu sıcaklığındaki artış
n	Isıtıcı sayısı
\dot{W}_t	Türbin gücü
in	Giriş şartları
out	Çıkış şartları
m	Kütle
h	Entalpi
\dot{W}_p	Pompa gücü
η_p	Pompa izentropik verimi
\dot{W}_{net}	Santral net gücü
η_g	Jeneratör verimi
\dot{Q}_b	Kazanda ve ara ısıtıcıda harcanan ısı enerjisi
sh	Kızdırma
rh	Ara kızdırma
η_b	Kazan verimi
s	Santral termik analizlerinde buhar tarafını, ısıtıcı dizayn bölümünde gövde tarafını ifade eder
fw	Besleme suyunu ifade eder
m_{coal}	Kazan da birim zamanda yakılan kömür miktarı
LHV	Kömürün alt ısı değeri
Ex	Ekserji değeri
Ex _D	Ekserji bozunumu
To	Çevre sıcaklığı

$T_{\text{sat,arabuhar}}$	Ara buharın doyma sıcaklığı
$\Delta T_{b,s}$	Ön ısıtıcılarda besleme suyu sıcaklığındaki artış
PPT	Pinch noktası sıcaklığı
T_1	Isıtıcılarda soğuk tarafın sıcaklığı
T_2	Isıtıcılarda sıcak tarafın sıcaklığı
$T_{\text{sat,kazan}}$	Kazan basıncındaki doyma sıcaklığı
$T_{\text{sat,kondenser}}$	Kondenser basıncındaki doyma sıcaklığı
ΔT_{OA}	Kazan doyma sıcaklığı ile kondenser doyma sıcaklığı arasındaki fark
DELTL	Ön ısıtıcıdan çıkan ara buhar ile besleme suyunun ısıtıcıya giriş sıcaklıkları arasındaki fark
Z_{Boiler}	Kazan yatırım maliyeti
Z_{Dearator}	Dearator yatırım maliyeti
Z_{ST}	Türbin yatırım maliyeti
$Z_{\text{Cond.}}$	Kondenser yatırım maliyeti
Z_{pump}	Pompa yatırım maliyeti
P_{ST}	Türbin mekanik gücü
P_{pump}	Pompa gücü
E_p	Santral net gücü
D_{demet}	Boru demeti çapı
d	Boru çapı
o	Boru dış yüzeyini ifade eder
i	Boru iç yüzeyini ifade eder
n_b	Boru sayısı
t_l	Borular arasındaki mesafe
Re	Reynolds
Pr	Prandl
k_f	Akışkan ortalama ısı iletim katsayısı
μ	Dinamik viskozite

ρ	Yoğunluk
d_e	Eşdeğer çap
A_s	Serbest geçiş kesit
D_s	Gövde iç çapı
ν	Isıtıcıda akışkan hızlarını ifade etmektedir
λ	Kondüksiyon ısı transfer katsayısı
ΔT_{lm}	Ortalama logaritmik sıcaklık farkı
U_t	Toplam ısı transfer katsayısı
δ_w	Boru et kalınlığı
λ_w	Duvar kondüksiyon ısı transfer katsayısı
r_t	Boru tarafı kirlenme direnç katsayısı
r_s	Gövde tarafı kirlenme direnç katsayısı
U_{eff}	Desuperheating, kondenzasyon ve subcooling bölgelerini içine alan toplam efektif ısı transfer katsayısı
t	Isıtıcı dizayn formüllerinde tüp tarafını ifade eder
ΔP	Basınç kaybı
f	Sürtünme katsayısı
L	Boru geçiş uzunluğu
N_b	Şaşırtma levhası sayısı
R_b	Kısa devre düzeltme katsayısı
C_{tot}	Toplam ısıtıcı maliyeti
C_i	Isıtıcı yatırım masrafı
C_{oD}	Bir değere getirilmiş ısıtıcı işletme masrafları
H	Yıllık işletme saati
n_y	Santral ömrü
g_e	Birim elektrik üretim maliyeti
C_k	Santralde sabit yıllık sermaye masrafları
C_m	Santralde sabit yıllık işletme masrafları

C_f	Santralde sabit yıllık yakıt masrafları
E_e	Santralde yıllık ortalama elektrik enerjisi üretimi
I_d	Santralin direkt inşaat bedeli
e	İnşaat süresince eskolasyon
$y(t)$	t yılına ait harcama yüzdesi
$Y_e(t)$	Eskale edilmiş yıllık harcama
L	Elektrik üretim maliyeti hesaplamalarında inşaat süresini ifade etmektedir
I_k	İnşaat bitimindeki toplam yatırım bedeli
N_e	Santral net gücü
L_f	Şebeke yük faktörü
H_u	Kömürün alt ısıl değeri
q	Özgül ısıl sarfiyat
T_{kg}	Kazan giriş suyu sıcaklığı
ef	Yakıt fiyatlarındaki eskolasyon
F	Yakıt fiyatı
r	İskonto oranı
i	Faiz oranı

KISALTMA LİSTESİ

USC	Ultra Super Critical
FBCC	Fluidized Bed Combustion Cycle
STPP	Solar Thermal Power Plant
FFTPP	Fuel Fired Thermal Power Plant
ÇTS	Çan Termik Santrali

ŞEKİL LİSTESİ

	Sayfa
Şekil 2.1	Basit Rankine çevrimi ve T-s diyagramı.....5
Şekil 2.2	Kazan basıncının artırılmasının çevrim üzerine etkisi.....6
Şekil 2.3	(a) Tek ve iki ara kızdırmalı Süper kritik bir santralin T-s diyagramı ve (b) türbin genişleme çizgileri.....7
Şekil 3.1	Rankine çevrimini T-s diyagramı.....10
Şekil 3.2	Açık tip ısıtıcılar ve ısıtıcı ağındaki dizilişleri.....12
Şekil 3.3	Tipik bir zıt akışlı ısı değıştirici.....13
Şekil 3.4	Kapalı tip ısıtıcıların sisteme dizilişleri.....14
Şekil 5.1	(a) Tek kademeli kapalı tip bir ön ısıtıcının kullanıldığı basit Rankine çevrimi, (b) Kapalı tip ısıtıcıya ait Q-T grafiğı.....19
Şekil 5.2	(a) Açık tip ısıtıcı ile ön ısıtma ve (b) Q-T grafiğı.....20
Şekil 5.3	n sayıda ön ısıtıcıya sahip bir buhar türbinli santralin şematik gösterimi.....21
Şekil 5.4	Tek ara ısıtmalı ve n tane ısıtıcıya sahip bir Rankine çevriminin Sıcaklık-Entropy diyagramı.....22
Şekil 6.1	ÇTS'nin tek bir ünitesine ait tesis şeması.....26
Şekil 6.2	(a) 4 farklı durum için ısıtıcılara çekilen ara buhar basınçları ve (b) Türbinden çekilmesi gereken ara buhar debileri.....27
Şekil 6.3	Sabit kazan giriş sıcaklığında net güç ve verim değerlerinin ısıtıcı sayısı ile değışimi.....28
Şekil 6.4	Sabit kazan giriş sıcaklığında ısıtıcı sayısı ile ısıtıcılardaki ara buhar debilerinin değışimi.....29
Şekil 6.5	n=7 için ÇTS'nin kazan giriş sıcaklığındaki değışimin santralin net gücü ve verimi üzerine etkisi.....30
Şekil 6.6	n=7 için kazan giriş sıcaklığı 210°C ile 343°C arasında değıştirdiğimizde ısıtıcılardan çekilen ara buhar debileri.....30
Şekil 6.7	(a) n=7 için kazan giriş sıcaklığı ve subcooling etkisiyle 1. ısıtıcıdaki ara buhar debisindeki değışim ve (b) kazan giriş sıcaklığı ile subcooling'in santral verimi üzerine etkisi.....31
Şekil 6.8	Isıtıcı sayısı ve kazan giriş sıcaklığını değışiminin çevrim verimi üzerine etkisi.....32

Şekil 6.9	Isıtıcı sayısı ve kazan giriş sıcaklığını değişiminin santral gücü üzerine etkisi.....	33
Şekil 7.1	Santrallerde çok sık kullanılan bir gövde boru tip ısı değiştiricisinin prensip şeması.....	36
Şekil 7.2	Boru demeti düzenlemeleri.....	38
Şekil 7.3	Gövde ile boru demeti arasındaki boşluk.....	39
Şekil 7.4	Gövde boru tipli bir ısı değiştiricinin üç bölüme ayrıştırılmış gösterimi.....	40
Şekil 7.5	Desuperheating, kondensasyon ve subcooling bölgelerine sahip ters akımlı gövde boru tipli bir ısıtıcı boyunca sıcaklık dağılımı.....	41
Şekil 7.6	Şaşırtma levhali gövde borulu ısı değiştiricilerde gövde tarafındaki akış.....	42
Şekil 7.7	Kern yönteminde gövde borulu ısı değiştiricilerde gövde tarafındaki boyutsuz ısıl çarpanın Reynolds sayısı ile değişimi.....	44
Şekil 7.8	Gövde borulu ısı değiştiricilerde geçiş kesitleri.....	45
Şekil 7.9	4. ısıtıcıya ait proses dataları (n=5 ve $T_{kg}=161,6^{\circ}C$ için Cycle Tempo'da yapılan simülasyon).....	50
Şekil 7.10	Termik santrallerde çok sık kullanılan U tipi ön ısıtıcı.....	51
Şekil 7.11	Optimizasyonu yapılan 4 nolu ısıtıcının tüp tarafındaki basınç kayıpları ile imalat, işletme ve toplam yatırım maliyetlerinin değişimi.....	53
Şekil 7.12	Hem gövde hem de boru tarafı basınç kayıplarının işletme maliyetine etki ettiği ısıtıcı örneği.....	54
Şekil 9.1	n=7 ve n=5 için birim elektrik üretim maliyetinin kazan giriş sıcaklığı ile değişimi.....	65
Şekil 9.2	n=5 için santralde kullanılan kömür fiyatını arttırdığımızda birim elektrik üretim maliyeti içindeki yakıt masraflarının (a) ve birim elektrik üretim maliyetinin (b) kazan giriş sıcaklığı ile değişimi.....	67
Şekil 9.3	n=5 için yakıt fiyatlarındaki eskalasyonu arttırdığımızda birim elektrik üretim maliyeti içindeki yakıt masraflarının (a) ve birim elektrik üretim maliyetinin (b) kazan giriş sıcaklığı ile değişimi.....	68
Şekil 9.4	n=5 için santralde kullanılan kömürün alt ısıl değerini arttırdığımızda birim elektrik üretim maliyeti içindeki yakıt masraflarının (a) ve birim elektrik üretim maliyetinin (b) kazan giriş sıcaklığı ile değişimi.....	69
Şekil 9.5	n=5 için faiz oranını arttırdığımızda birim elektrik üretimi maliyetinin kazan giriş sıcaklığı ile değişimi.....	70

Şekil 9.6	n=7 için santralde kullanılan kömür fiyatını arttırdığımızda birim elektrik üretim maliyeti içindeki yakıt masraflarının (a) ve birim elektrik üretim maliyetinin (b) kazan giriş sıcaklığı ile değişimi.....71
Şekil 9.7	n=7 için yakıt fiyatlarındaki eskalasyonu arttırdığımızda birim elektrik üretim maliyeti içindeki yakıt masraflarının (a) ve birim elektrik üretim maliyetinin (b) kazan giriş sıcaklığı ile değişimi.....72
Şekil 9.8	n=7 için santralde kullanılan kömürün alt ısı değerini arttırdığımızda birim elektrik üretim maliyeti içindeki yakıt masraflarının (a) ve birim elektrik üretim maliyetinin (b) kazan giriş sıcaklığı ile değişimi.....73
Şekil 9.9	n=7 için faiz oranını arttırdığımızda birim elektrik üretimi maliyetinin kazan giriş sıcaklığı ile değişimi.....74

TABLO LİSTESİ

	Sayfa
Tablo 4.1	Santralin ana bileşenleri için performans eşitlikleri.....17
Tablo 6.1	Şekil 6.1'deki ÇTS'nin tek bir ünitesi için ana proses dataları.....24
Tablo 6.2	ÇTS'nin tek bir ünitesi için buhar dataları.....25
Tablo 6.3	Yapılan simülasyonlara ait değerler.....26
Tablo 7.1	Termodinamik parametrelere bağlı olarak sistem bileşenlerinin yatırım Yatırım masraflarını veren fonksiyonlar.....35
Tablo 7.2	Gövde borulu ısı değiştiricilerinde önerilen hızlar ve basınç kaybı değerleri.....37
Tablo 7.3	Denk. (7.1)'deki katsayılar.....39
Tablo 7.4	Aspen Hetran'ın optimizasyon sonunda bulmuş olduğu dizaynlar.....52
Tablo 8.1	Kömür santrallerinde O&M masrafları.....60
Tablo 9.1	n=7 için sistem bileşenlerinin yatırım maliyeti hesabında önemli olan termodinamik parametrelerin kazan giriş sıcaklığı ile değişimi.....63
Tablo 9.2	n=5 için sistem bileşenlerinin yatırım maliyeti hesabında önemli olan termodinamik parametrelerin kazan giriş sıcaklığı ile değişimi.....63
Tablo 9.3	n=7 için santraldeki her bir ekipmanın yatırım maliyetlerinin kazan giriş suyu sıcaklığı ile değişimi.....64
Tablo 9.4	n=5 için santraldeki her bir ekipmanın yatırım maliyetlerinin kazan giriş suyu sıcaklığı ile değişimi.....64
Tablo 9.5	Elektrik üretim maliyeti hesaplamalarımızda kabul ettiğimiz sabit değerler...64
Tablo 9.6	Şekil 9.1'deki elektrik üretim maliyetlerinin kazan giriş sıcaklıkları ile değişimi.....66
Tablo 9.7	Şekil 9.2'deki birim yakıt ve birim elektrik üretim maliyetlerinin minimum olduğu noktalara ait değerler.....68
Tablo 9.8	Şekil 9.3'deki birim yakıt ve birim elektrik üretim maliyetlerinin minimum olduğu noktalara ait değerler.....69
Tablo 9.9	Şekil 9.4'deki birim yakıt ve birim elektrik üretim maliyetlerinin minimum olduğu noktalara ait değerler.....70
Tablo 9.10	Şekil 9.6'deki birim yakıt ve birim elektrik üretim maliyetlerinin minimum olduğu noktalara ait değerler.....71

Tablo 9.11	Şekil 9.7'deki birim yakıt ve birim elektrik üretim maliyetlerinin minimum olduğu noktalara ait değerler.....	72
Tablo 9.12	Şekil 9.8'deki birim yakıt ve birim elektrik üretim maliyetlerinin minimum olduğu noktalara ait değerler.....	73

ÖNSÖZ

Termik santrallerde kazanda besleme suyunu ön ısıtmak için harcanan enerjiyi azaltmak ve termik verimi arttırmak için ön ısıtıcılar kullanılmaktadır. Santrallerde kazan girişindeki besleme suyunu ısıtmada 5 ila 9 arasında değişen sayılarda ön ısıtıcı kullanılmaktadır. Diğer taraftan kazan giriş suyu sıcaklıkları da santralden santrale farklılık göstermektedir. Literatürde ısıtıcı sayısını ve kazan giriş suyu sıcaklığının hangi yöntemle göre belirlendiğini anlatan bir çalışma bulunmamaktadır. Bu çalışmada öncelikle termik santral simülasyonları yaparak ısıtıcı sayısının ve kazan giriş suyu sıcaklığının santral verimi ve performansı üzerinde etkileri belirlenmiştir. Simülasyonlar sonunda elde edilen veriler ile birim elektrik üretim maliyeti hesaplanarak optimum ısıtıcı sayısını ve kazan giriş suyu sıcaklığını belirlenmiştir.

Yüksek lisans çalışmalarım boyunca bilgi ve tecrübelerinden yararlandığım, bu tezin oluşumundan sonuçlanmasına kadar yardımlarını esirgemeyen, ayrıca bilimsel çalışma disiplinini kazanmamı sağlayan Sayın Y. Doç. Dr. Hasan Hüseyin ERDEM hocama saygı ve teşekkürlerimi sunarım.

Bugünlere gelmemde büyük emekleri olan ve maddi manevi desteklerini üzerimden esirgemeyen aileme çok teşekkür ederim.

TERMİK SANTRALLERDE BESLEME SUYU ÖN ISITILMASININ OPTİMİZASYONU

Volkan ŞENEL

Makine Mühendisliği, Yüksek Lisans Tezi

Termik santrallerde performans arttırmaya yönelik uygulamaların en önemlisi besleme suyunun ön ısıtıcılar ile ön ısıtılması işlemidir. Termik verimi arttıran bu uygulama birim elektrik üretim maliyetini azaltmaktadır. Bir santralde elektrik üretim maliyetlerini minimum yapacak ön ısıtıcı sayısının ve kazan giriş suyu sıcaklığının belirlenmesi gerekir. Bu çalışmada önce termik santral simülasyonu yapılmakta ve daha sonra simülasyondan elde edilen veriler ile birim elektrik üretim maliyetleri hesaplanarak optimum ısıtıcı sayısı ve kazan giriş suyu sıcaklığının belirlenmesini amaçlayan bir çalışma yapılmıştır. Ön ısıtıcı sayısının ve kazan giriş suyu sıcaklığının referans olarak aldığımız santralin performansı üzerine etkilerini incelemek amacıyla yapılan simülasyon çalışmaları Cycle-Tempo programı yardımıyla gerçekleştirildi. Santralde termik verimdeki en büyük artış sisteme ilk ön ısıtıcı eklendiğinde meydana geldi ve ısıtıcı sayısındaki artış ile termik verim azalarak artış gösterdi. Ayrıca ısıtıcı sayısı artarken verimin maksimum olduğu kazan giriş suyu sıcaklığı da arttı. Isıtıcı sayısı $n=5$ 'den $n=7$ 'ye çıktığında birim elektrik üretim maliyetleri azalırken optimum kazan giriş suyu sıcaklığı artış gösterdi. Kömür fiyatının, kömür fiyatlarındaki eskolasyonun ve kömürün alt ısı değerindeki değişimlerin kazan giriş suyu sıcaklığı üzerine etkilerini incelemek amacıyla birtakım duyarlılık analizleri gerçekleştirildi. Kömür fiyatı ve kömür fiyatındaki eskolasyon arttığında optimum kazan giriş suyu sıcaklığı $n=7$ için 200°C 'den $222,1^{\circ}\text{C}$ 'ye yükseldi.

Anahtar Kelimeler: Besleme suyunun ön ısıtılması, besleme suyu ısıtıcıları dizaynı, elektrik üretim maliyeti, optimizasyon.

OPTIMIZATION OF FEEDWATER PREHEATING PROCESS IN THERMAL POWER PLANTS

Volkan ŞENEL

Mechanical Engineering, M.S. Thesis

In thermal power plants feedwater preheating process by using feedwater heaters is the most effective method through the other performance enhancement applications. This method which increases the plant efficiency, at the same time decreases the unit electricity production cost. In power plants number of feedwater heaters and boiler entrance temperature which cause the minimum electricity production cost, must be designated. In this study firstly thermal power plant simulations were made and then by using data from these simulations, the unit power production costs were calculated for all possibilities to find optimum feedwater heaters number and boiler entrance temperature. By using Cycle-Tempo program simulations have been carried out for analysing the effects of number of feedwater heater and boiler entrance temperature on overall performance of reference power plant. The maximum increment in efficiency is observed when first feedwater heater was added in the system and the increment is diminishing with the number of feedwater heater. Also while the number of feedwater heater increased, the boiler entrance temperature increased which the plant efficiency has maximum value. While the number of feedwater heater (n) was increased from 5 to 7, the unit electricity production cost decreased and optimal boiler entrance temperature increased. To see the effects of other parameters such as coal price, coal price escalation and low heating values of coal, some sensitivity analysis has been carried out. When price and price escalation of coal were individually increased, the optimal boiler entrance temperature nearly increased from 200°C to $222,1^{\circ}\text{C}$ for $n=7$.

Keywords: Feedwater preheating process, design of feedwater heaters, unit electricity production cost, optimization.

1. GİRİŞ

Son yüzyıla kadar gündelik hayatta yapılan birçok iş insan gücüyle veya hayvanlar yardımıyla yapılmaktaydı. 20. Yüzyılın başlarından itibaren süre gelen teknolojik gelişmelerle birlikte önceden insan gücüyle yapılan zor ve zahmetli işler yerini makinelere bıraktı. Makineleşme ve teknolojik gelişmelerin de etkisiyle insanlar arazilerini daha zahmetsizce ve daha verimli işletmeye başladılar. Beslenme ve tıbbi sorunların azalmasıyla dünya üzerindeki en büyük nüfus artışı son yüzyılda gerçekleşti.

Sanayileşmeyle birlikte büyüyen ve nüfusu artan şehirlerin enerji ihtiyaçları her geçen gün daha da artmaktadır. Türkiye’de yıllık enerji talebindeki artış %8 civarındadır (Erdem vd., 2009). Buda her sene yeni santrallerin kurulması anlamına gelmektedir. Dünyada sanayide ve evlerde hali hazırda kullanılan elektrik enerjisinin %80’i gibi büyük bir bölümü fosil yakıtlardan (kömür, petrol, motorin, doğalgaz) üretilmektedir. Elektrik enerjisinin geriye kalan %20’lik kısmı hidroelektrik, nükleer, rüzgâr, güneş, jeotermal ve biyogaz kaynaklarından elde edilmektedir (Erdem vd., 2009). Bunun yanında fosil yakıtlar evlerin, işyerlerinin ve okulların ısıtılmasında, otomobillerde, gemilerde, uçaklarda ve trenlerde yakıt olarak kullanılmaktadır. Kısacası başlıca enerji kaynağımız fosil yakıtlardır. Fosil yakıtlarına bu kadar bağımlı hale gelmiş olmamızın iki olumsuz etkisi vardır. Bunlardan birincisi dünya üzerinde bulunan fosil yakıt rezervlerinin artan enerji ihtiyacıyla azalarak artış göstermesi, ikinci olumsuz etkisiyse fosil yakıtların yanması sonucunda atmosfere salınan karbondioksit ve azot oksit gazlarının sera etkisi yaparak küresel ısınmaya neden olmasıdır. Küresel ısınmayla birlikte iklim dengelerinin bozulduğu ve dünya üzerinde yaşayan canlılarında bundan olumsuz etkileneceği konusunda bilim adamları tüm dünyayı uyararak bu konuya dikkat çekmektedir. Bu yüzden fosil yakıt kullanarak çalışan tüm enerji makinelerinde emisyon azaltma ve verimi arttırmaya yönelik çalışmalar son zamanlarda büyük bir hız kazanmıştır.

Fosil yakıt kullanımında birinci sırada elektrik üretim santralleri geldiğinden yüksek verimli santrallerin kurulması ve mevcut santrallerin iyileştirilmesi çalışmaları üzerinde titizlikle durulan konulardır.

Elektrik üretim santrallerinde kullanılan başlıca çevrim Rankine çevrimidir. Rankine çevriminin verimi çevrime ısı eklenen sıcaklık ve basınçla doğru ve çevrimden ısı atılan basınç (kondense basıncı) ve sıcaklıkla ters orantılıdır. Kondenser basıncı santralde soğutma suyu olarak kullanılmak üzere çevredeki göl ve akarsulardan alınan suyun sıcaklığına bağlıdır. Rankine çevrimine ısı eklenen ortalama üst sıcaklığı arttırmak için kazan basıncını

arttırma, kazan çıkışındaki buharın daha yüksek sıcaklıklara kızdırılması, türbinde ara kızdırma ve kademeli genişleme işlemleri yapılmaktadır. Günümüzde kazan çıkışındaki basınç ve sıcaklığın üst değeri hali hazırda çalışan bir santralde 300bar ve 600/600°C'dir (Beér, 2007). Bu denli yüksek buhar parametreleriyle çalışan santraller Ultra Süper Kritik santraller (USC) olarak nitelendirilmekte ve %45 ve üzeri gibi yüksek verim değerlerine ulaşabilmektedirler. Verimde bundan daha fazla bir artışın sağlanabilmesi için daha yüksek kazan çıkış basınç ve sıcaklıklarına çıkılması gerekmektedir. Buda kazan duvarı, kızdırıcı ve ara ısıtıcı boruları ve yüksek basınç buhar türbinleri için yeni ve sıcaklığa dayanabilecek alaşımların imal edilebilmesiyle mümkün olacaktır. Amerika da ileride işletmeye alınması planlanan USC santraller için 375bar ve 700/720°C sıcaklıklara dayanabilecek alaşımları geliştirmek üzere Ultra-Süper Kritik Malzeme Konsorsiyum adında bir malzeme geliştirme programı yürütülmektedir (Beér, 2007). Termik santrallerde performans arttırmaya yönelik çalışmaların en önemlilerinden birisi besleme suyunun ön ısıtılması işlemidir. Bu işlem bir ısı değiştirici kullanılarak türbinden çekilen ara buharla besleme suyunun ısıtılmasıyla yapılmaktadır. Literatürde besleme suyunun ön ısıtılması ve ısıtıcı sayısının optimizasyonu üzerine çok az çalışma bulunmaktadır.

T. Srinivas ve çalışma arkadaşları buharlı bir güç çevrimine göre çalışan bir santralin performansı üzerine besleme suyu ısıtıcısı sayısının etkisini incelemek amacıyla geliştirilmiş bir matematiksel formülasyon kullanarak çevrimin termodinamik analizini yapmışlardır. Bu çalışmada tek ve n sayıdaki besleme suyu ısıtıcısı kullanıldığı durumların performans hesaplamaları parametrik analiz için ayrı ayrı formüle edilmiştir. Tek besleme suyu ısıtıcısı için optimum ara buhar sıcaklık oranı verilen çalışma şartları için 0,4 olarak bulunmuştur (Srinivas vd., 2007a). Yapılan parametrik hesaplamalar sonucu çevrim verimindeki en büyük artışın ilk besleme suyu ısıtıcısı eklendiğinde meydana geldiği ve ısıtıcı sayısı ile çevrim veriminin azalarak artış gösterdiği gözlenmiştir. Ara ısıtma basıncı kazan basıncının %20-25'i alındığında çevrim verimi en yüksek değere sahip olmaktadır. Ayrıca kazandaki ekserji kayıpları ısıtıcı sayısı arttıkça azalmakta olduğu gözlenmiştir.

S. Farhad ve çalışma arkadaşları buhar türbinli santrallerde pinch teknoloji ve ekserji analizi üzerine kurulu bir metot uygulayarak besleme suyu ısıtıcılarında ısı transferinden kaynaklanan tersinmezlikleri azaltmak için bir çalışma yapmışlardır. Uygulanan metodun etkilerini göstermek için kapsamlı bir çalışma buhar türbinli 4 farklı santral üzerinde gerçekleştirilmiştir. Sonuçlar bu metodun uygulanmasının yakıt tüketiminin ve kondenser yükünün azaltacağını göstermektedir. Ayrıca bu metotla kazan, besleme suyu ısıtıcıları ve

türbin ekserji verimlerinin arttığı tespit edilmiştir. Genel olarak, hedeflenen 3°C pinch sıcaklığında, bu metodun uygulanmasıyla oluşan sonuçlar çevrimin ikinci yasa verimini %0,3–1,3 aralığının da arttırdığını ve üzerinde çalışılan buhar türbinli santrallerin 8000 saat/yıl çalışma zamanı için fosil yakıt tüketiminde yıllık 64×10^6 kg azalma olacağı hesaplanmıştır (Farhad vd., 2008).

Eskin vd. (2009) kömürle çalışan akışkan yataklı (FBCC) bir buhar türbinli santralinin termodinamik performansı üzerine işletme parametrelerinin etkisi incelemiştir. Bu çalışmada 7,7kW gücünde buhar türbinli bir FBCC santralinin termodinamik performansı üzerine hava fazlalık katsayısı, kömür tipi ve buhar basıncının etkileri termodinamiğin birinci ve ikinci yasası üzerine kurulu geliştirilmiş bir model kullanılarak incelenmiştir. Santral FBCC, atık ısı kazanı (WHB) ve ekonomizer gibi alt sistemlerden ve fanlar, pompalar, siklon ve baca gibi yardımcı sistemlerden oluşmaktadır. Santral işletme verileriyle model sonuçları uyumluluk göstermiştir. Bu çalışmanın bir sonucu olarak hava fazlalık katsayısı %10'dan %70'e arttığında sistemin birinci ve ikinci yasa verimlerinin %5,1 ve %5,2 azaldığı gözlenmiştir. Buhar basıncı 4'ten 12 bar'a yükseldiğinde sistemin enerji verimi %2,1 azalırken ekserji verimi %19,9 artmıştır. Geliştirilen model de sistemde meydana gelen tersinmezliklerin miktarı her bölüm için ayrıca hesaplanmıştır. Santraldeki toplam tersinmezliklerin %80,4'ü FBCC'de ve bu oranın en yüksek bölümü de yanma prosesinin deki tersinmezliklerden kaynaklanmıştır. Ayrıca kömür cinsinin birinci ve ikinci yasa verimlerini çok fazla etkilemediği gözlenmiştir.

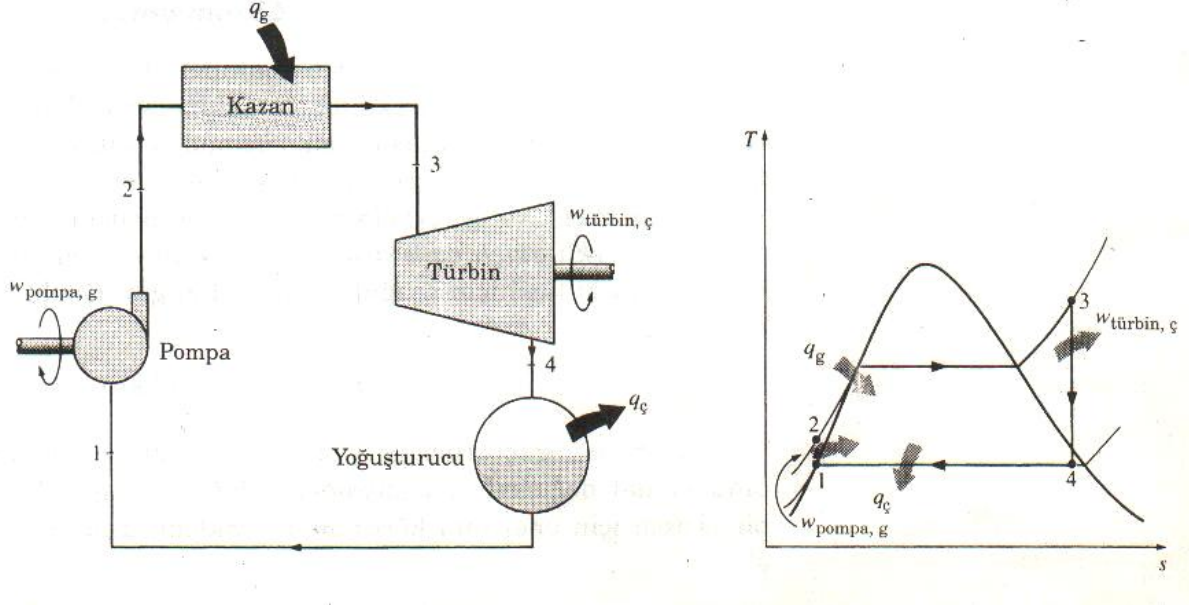
Gupta ve Kaushik (2009) geleneksel bir termik santralde besleme suyunun ısıtılması için güneş enerjisinden faydalanılmasını amaçlayan bir çalışma yapmışlardır. Bu çalışma da Rankine çevrimine göre çalışan ve akaryakıt kullanan bir santralde güneş enerjisinden faydalanmak için ekserji kavramı üzerine kurulu bir inceleme yapılmaktadır. Çalışma sonucunda solar enerji Rankine çevriminin besleme suyu ısıtıcılarındaki ekserji kayıplarını azaltmak için besleme suyunun ısıtılmasında yardımcı ısı kaynağı olarak kullanılmıştır ve bu sistemden güneş enerjisinden elektrik elde eden STPP'den (solar termal power plant) daha fazla iş elde edilmiştir. 50kW gücündeki bir STPP ve 220MW gücündeki bir akaryakıt kullanan termal güç santrali (FFTP) kullanılmış ve aynı güçteki STPP santralinin solar enerjisi 220MW gücündeki FFTP santralinde besleme suyunu ısıtmada yardımcı olarak faydalanılmasının etkileri incelenmiştir. STPP'nin solar enerjisi kullanıldığında FFTP'nin ekstra güç çıktısı 90,27kW olurken STPP'nin iş çıktısı 59,312kW olmaktadır. FFTP de

güneş enerjisi yardımıyla iş dönüşümünün verimi STPP deki iş dönüşümünün veriminden daha yüksek olduğu sonucuna ulaşılmıştır.

2. RANKİNE ÇEVİRİMİ VE VERİM ARTTIRMA YÖNTEMLERİ

2.1 Rankine Çevrimi

Rankine çevriminin çalışma prensibi ve basit Rankine çevrimine ait Şekil 2.1 Yunus A. Çengel'in Termodinamik kitabından alınmıştır. Buharlı güç çevrimleri için ideal çevrim Rankine çevrimidir. Şekil 2.1'de basit bir Rankine çevrimi ve T-s grafiği gösterilmektedir.

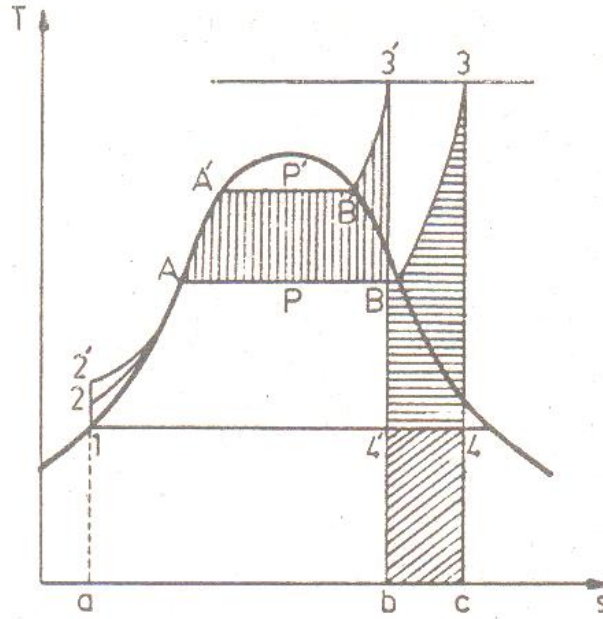


Şekil 2.1 Basit Rankine çevrimi ve T-s diyagramı.

Şekildeki basit Rankine çevrimi kazan, türbin, kondenser ve kazan besleme pompası olmak üzere dört ana kısımdan oluşmaktadır. Kondenser den doymuş sıvı olarak çıkan su 1 noktasında kazan besleme pompasına girer ve 2 noktasındaki kazan basıncına sıkıştırılır. Kazanda sabit basınçta suya ısı verilerek su 3 noktasındaki kızgın buhar şartlarına getirilir. Kazanda sabit basınçta belirli bir sıcaklığa kadar kızdırılan buhar türbine gönderilir. 3 noktasında türbine gönderilen buhar türbin içinde genişleyerek türbin milinden iş elde edilmesini sağlamaktadır. Türbinde genişleme esnasında buharın basınç ve sıcaklığı azalır ve türbini çürük buhar olarak terk ederek 4 noktasında kondensere girer. Kondensere giren buhar genellikle yüksek kuruluk derecesine sahip su-buhar karışımıdır. Kondenser büyük bir ısı değiştiricisidir. Burada türbinden çıkan çürük buhar çevre göl ve akarsulardan alınan soğutma suyuyla soğutularak 1 noktasında doymuş sıvı haline getirilir. Bu soğutma işlemi suyun az olduğu yerlerde su tüketiminden tasarruf yapmak amacıyla havayla gerçekleştirilmektedir. 1 noktasına yoğuşturulan buhar kondenseri doymuş su olarak terk eder ve tekrar pompayla kazan basıncına basılarak çevrim tamamlanır.

Rankine çevriminde ve buhar türbinli santrallerde verim arttırmaya yönelik çalışmaların altında yatan temel prensip çevrime ısı verilen ortalama çevrim üst sıcaklığının ve basıncının artırılması ve çevrimden ısı atılan ortalama çevrim alt sıcaklığının ve basıncının azaltılmasıdır.

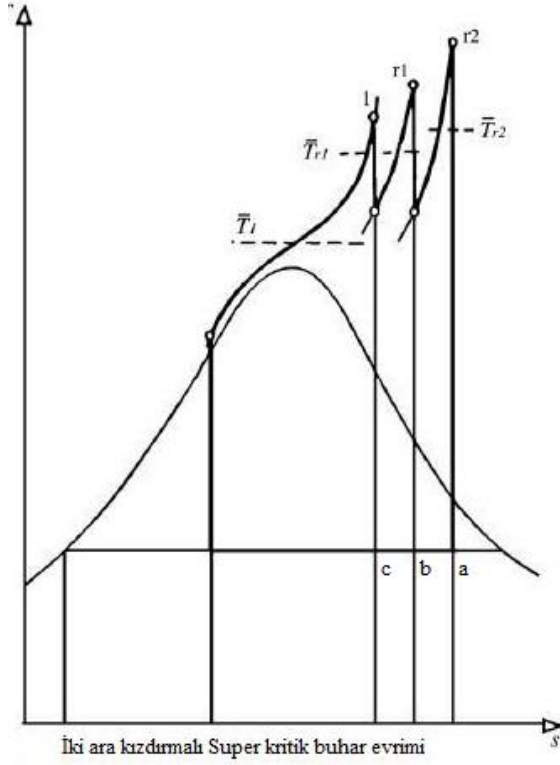
Rankine çevriminde suya ısı verilen en yüksek basınç kazan basıncıdır. Kazan çıkışındaki kızgın buharın sıcaklığını sabit tutarak kazan basıncını arttırdığımızda buharlaşmanın meydana geldiği doyma sıcaklığı da kendiliğinden artacaktır. Böylece suya ısı verilen ortalama sıcaklık ve bununla birlikte çevrimin ısıl verimi de artacaktır. Kazan basıncının çevrim verimi üzerine etkisi Şekil 2.2'deki T-s diyagramında gösterilmektedir. İdeal çevrimin T-s diyagramında hal değişim eğrileri altında kalan alan bize hal değişimi esnasında verilen ısıyı gösterdiği hatırlanırsa kazan basıncını arttırdığımızda suyun buharlaşması için verilmesi gereken buharlaşma gizli ısısının azaldığı Şekil 2.2'deki T-s diyagramından açıkça görülmektedir.



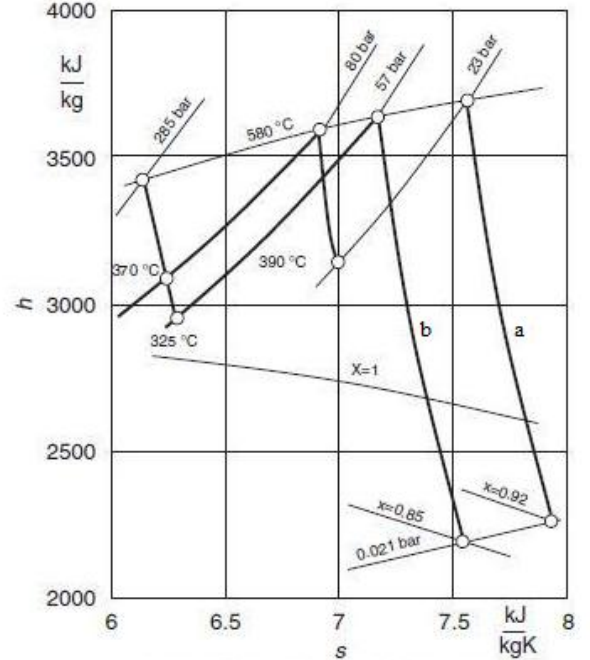
Şekil 2.2 Kazan basıncının artırılmasının çevrim üzerine etkisi (Büyüktür, 2000).

Kazan basıncıyla kazandan çıkan kızgın buharın sıcaklığı aynı oranda arttırılmadığı için yüksek basınçlı santrallerde türbin çıkışındaki buharın kuruluk derecesi istenilen değerlerin altına düşmektedir. Şekil 2.2'de sabit sıcaklıkta kazan basıncı P den P' basıncına çıkardığımızda türbin çıkışındaki buharın kuruluk derecesi 4 noktasından 4' noktasına gelmektedir. Bu durumun önüne geçmek için santralde kazan basıncına bağlı olarak 1 veya 2 ara kızdırma işlemi yapılarak buhar kademeli olarak genişletilmek suretiyle iş elde edilir.

Şekil 2.3'de Süper kritik bir Rankine buharlı güç çevriminin bir ve iki ara kızdırma yapılması işlemleri ve bu işlemlerin türbin çıkışındaki buharın kuruluk derecesi üzerine etkisini gösteren T-s diyagramı gösterilmektedir. T-s diyagramından görüleceği üzere ara kızdırma yapılmadan buhar sadece tek bir türbinde genişletilirse türbin çıkışındaki buharın kuruluk derecesi 0,85'in altında c noktasında olmaktadır.



(a)



(a) ve (b) sırasıyla tek ve çift ara ısıtma için Süper kritik buharın genişleme çizgileri

(b)

Şekil 2.3 (a) Tek ve iki ara kızdırmalı Süper kritik bir santralin T-s diyagramı ve (b) türbin genişleme çizgileri (Beér, 2007).

Tek ara kızdırma yapıldığında buhar önce yüksek basınç türbininde bir miktar genişleyerek basıncı ve sıcaklığı azalır ve doyma eğrisine yakın bir yerde yüksek basınç türbininden alınarak kazana geri gönderilir. Burada sabit basınçta tekrar buharın orijinal sıcaklığı olan yüksek basınç türbini girişindeki sıcaklığına çıkartılır. Ara kızdırma işleminden sonra buhar bir sonraki düşük basınç türbinine gönderilir. Son olarak bu türbinde buhar genişletilip bir miktar daha iş elde edildikten sonra b noktasında türbinden çıkarak 0,85 kuruluk derecesine sahip çürük buhar olarak kondense girer. İki ara ısıtma yapıldığında buhar yüksek, orta ve düşük basınç türbinleri olmak üzere 3 kademe genişletilerek iş elde edilir. Ara kızdırmayla düşük basınç türbinlerinden çıkan buharın kuruluk derecesi Şekil 2.3 (b)'de gösterildiği gibi b noktasından a noktasına doğru artmaktadır. Ara kızdırma işlemiyle santral daha karmaşık bir

hal almakta ve değişen yük durumları için santralin işletilmesini zorlaştırmaktadır. Bu yüzden buharlı güç santrallerinde türbin çıkışındaki buharın kuruluk derecesini arttırmak amacıyla en fazla 1 veya 2 ara kızdırma işlemi yapılmaktadır. Türbin çıkışındaki buharın kuruluk derecesini arttırmak için yapılan bu işlem çevrime ısı verilen ortalama sıcaklığı arttırdığından çevrimin ısı verimini de arttırmaktadır.

Buhar türbinli santrallerde verim arttırmaya yönelik çalışmaların bir diğeri de kondenser basıncının ve buna bağlı olarak da çevrimden ısı atılan ortalama sıcaklığın azaltılması işlemidir. Kondenser basıncının azalması çevrim verimini büyük oranlarda iyileştirdiğinden kondenser basıncının olabildiğince düşük olması istenir. Bu yüzden çalışan buharlı güç santrallerinin hepsinde kondenser basıncı atmosfer basıncının altında vakum etkisinde çalıştırılmaktadır.

Kondenser'e giren çürük buhar soğutucu akışkanın içinden geçtiği borulara temas ettiğinde hızla yoğuşmaya başlar ve bu ani yoğuşmanın etkisiyle kondenser içinde bir vakum etkisi meydana gelir. Kondenser de elde edebileceğimiz bu vakum etkisinin alt sınırını soğutmada kullandığımız soğutma suyu sıcaklığı belirlemektedir.

Amerika'da kondenser basıncı için esas alınan değer 67mbar'dır. Kuzey Avrupa santrallerindeki düşük sıcaklığa sahip soğutma suyunun katkısıyla buradaki santrallerdeki kondenser basıncı 30mbar olmaktadır. Kondenser basıncındaki bu fark santral veriminde %2'lik bir artış sağlamaktadır (Beér, 2007).

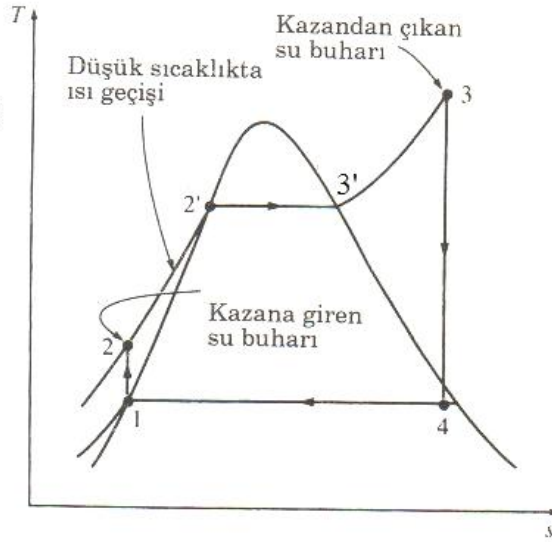
Santral verimini arttırmada kullanılan bir diğer yöntemde kızdırma sıcaklığının arttırılması işlemidir. Günümüzde modern bir elektrik santralinde kızdırıcı boru malzemesinin izin verdiği üst sıcaklık 600°C'dir. Kızdırıcı sıcaklığındaki her 20°C'lik artış çevrim verimini %1 arttırmaktadır (Beér, 2007). Ayrıca kızdırma sıcaklığının arttırılması türbin çıkışındaki buharın kuruluk derecesini arttırarak türbin verimini iyileştirmektedir.

Genellikle türbinden çıkıp ara kızdırma için kazana gönderilen buhar tekrar türbin girişindeki sıcaklığına çıkartılmaktadır. Bu genel bir kuraldır ancak Şekil 2.3'deki r_1 ve r_2 ara kızdırma sıcaklıkları orijinal kızgın buhar sıcaklığı olan 1 noktasındaki sıcaklıktan biraz daha fazladır. Bunun nedeni yüksek basınç türbin girişindeki 1 noktasındaki buharın basıncıyla karşılaştırıldığında r_1 ve r_2 noktalarındaki ara kızdırma basınçlarının doğal olarak daha düşük basınçlara sahip olmasıdır. Basıncın azalmasıyla kızdırıcı boruların duvar kalınlığı azalmakta ve boru malzemesinin yüzey sıcaklığının izin verdiği ölçüde ara kızdırma sıcaklığı orijinal sıcaklık olan 580°C'den biraz daha fazla olabilmektedir (Beér, 2007).

Kazanda ısı verilen ortalama sıcaklığı ve ısı verimi arttırmak için uygulanan bir diğer yöntemse kazan girişindeki besleme suyu sıcaklığının arttırılması işlemidir.

3. KAZAN BESLEME SUYUNUN ÖN ISITILMASI

Rankine çevrimine göre çalışan bir güç santralinde verim arttırmaya yönelik en önemli çalışmalardan bir diğeri de besleme suyunun ön ısıtılması işlemidir. Şekil 3.1’de basit Rankine çevrimine ait bir T-s diyagramı gösterilmektedir. Şekil’e bakılacak olursa suyun kazana girip kızgın buhar olarak kazandan çıkması 3 aşamada gerçekleşmektedir. Birinci aşama kondenser den düşük bir sıcaklıkta çıkan suyun (yaklaşık kondenser basıncına karşılık gelen doyma sıcaklığı) kazana girdikten sonra ekonomizer’in düşük sıcaklık bölgesinde ısıtılarak doymuş su haline getirildiği 2-2’ hal değişimidir. 2. aşama kazanda ısıtılmaya devam eden doymuş suyun buharlaşma gizli ısısını alarak buharlaştığı 2’-3 hal değişimidir. 3. ve son aşama ise doymuş buhar haline gelen suyun kızgın buhar haline getirildiği 3’-3 hal değişimidir. Bu 3 aşamanın toplam ortalama sıcaklığı çevrime ısı verilen toplam ortalama sıcaklığı vermektedir.



Şekil 3.1 Rankine çevrimini T-s diyagramı.

Suya ısı verilen bu 3 aşama T-s diyagramından dikkatle incelenirse 2-2’ hal değişimi esnasında ortalama sıcaklığın en az olduğu fark edilmektedir. Kazan girişindeki besleme suyunun kazan basıncındaki doyma sıcaklığından ($T_{2'}$) çok düşük sıcaklıklarda olması çevrime ısı verilen ortalama sıcaklığı düşürdüğünden çevrimin ısıl verimini azaltmaktadır. Bunun için buhar türbinli santrallerin tümünde kondenser den çıkan besleme suyu kazana gönderilmeden önce ön ısıtma işlemine tabi tutulmaktadır. Bu işleme besleme suyunun ön ısıtılması işlemi denilmektedir.

Kondenser'den çıkan besleme suyunu ısıtmak için türbinde genişlemekte olan buhar kullanılmaktadır. Türbinin belirli kademelerinden çekilen ara buharla bir eşanjör veya ısı değiştiricisi kullanılarak besleme suyunun ön ısıtma işlemi gerçekleştirilir. Besleme suyu ön ısıtma işlemine tabi tutulduğunda daha yüksek bir sıcaklıkta (göreceli olarak kazan basıncına karşılık gelen doyma sıcaklığına yakın bir sıcaklıkta) kazana gönderilmektedir. Kazan girişindeki suyun sıcaklığının artmasıyla hem kazanda suyun ısıtılıp buharlaştırılması için gerekli olan ısı azalmış hem de çevrime ısı verilen ortalama sıcaklıkta arttırılmış olmaktadır. Isı verilen ortalama sıcaklığın artmasıyla çevrimin ısı veriminde iyileşme gözlenmektedir. Ayrıca besleme suyunu ön ısıtma işlemiyle kazana daha yüksek sıcaklıklarda gönderdiğimizde su-buhar ve duman gazları arasındaki ısı transferinden kaynaklanan ekserji kayıpları da azalmaktadır.

Bir ön ısıtıcıda kazan besleme suyunu ancak belirli bir sıcaklığa kadar ısıtmak mümkündür. Daha fazla ısıtma istenildiği zaman ısıtma işlemi kademeli olarak yapmak veya ön ısıtıcı sayısını arttırmak gerekir (Eyice, 1971).

Santrallerde birden fazla ön ısıtıcı kullanıldığında her bir ısıtıcıda besleme suyunun ne kadar ısıtılacağını veren formül aşağıdaki gibidir.

$$\delta_t = \frac{t_{sat,kazan} - t_{sat,kondenser}}{n + 1} \quad [^{\circ}\text{C}] \quad (3.1)$$

Burada n santraldeki ön ısıtıcı sayısını, $t_{sat,kazan}$ kazan basıncına karşılık gelen doyma sıcaklığını, $t_{sat,kondenser}$ de kondenser yoğunlaşma suyu sıcaklığını vermektedir. Yukarıdaki formül besleme suyunun her bir ısıtıcıda eşit sıcaklık ve entalpi artışı prensibine dayanmaktadır. Bu prensip santrallerdeki ısıtıcı ağının tasarımında kullanılan temel prensibin formüle edilmiş halidir ve ısıtıcı sayısı ile kazan girişindeki besleme suyunun en verimli bir şekilde kaç dereceye kadar ısıtılacağını yaklaşık olarak vermektedir.

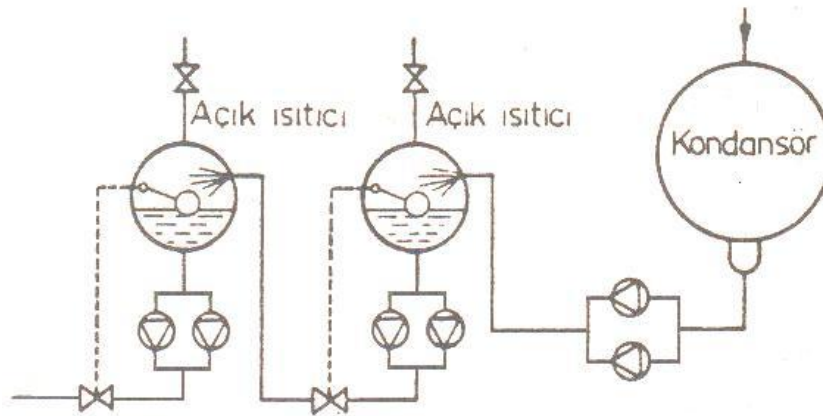
Buhar türbinli santrallerde ön ısıtma işleminde kullanılacak ön ısıtıcı sayısını belirleyecek herhangi bir formülasyon bulunmamaktadır. Kazan besleme suyu küçük kuruluşlarda bir, orta büyüklükteki kuruluşlarda 2-3, yüksek basınçlarda çalışan çok büyük santrallerde ise 4-10 kadar ön ısıtıcı bulunmaktadır (Büyüktür, 2000).

3.1 Besleme Suyu Ön Isıtıcıları

Besleme suyunu ısıtmada kullanılan ısıtıcılara heater, eşanjör, ısı değiştirici veya ön ısıtıcı gibi çeşitli isimler verilmektedir. Santrallerde kullanılan ön ısıtıcılar iki grupta toplanmaktadır. Bunlardan birincisi açık tip ikincisi ise kapalı tip besleme suyu ön ısıtıcılarıdır.

3.1.1 Açık Tip Besleme Suyu Ön Isıtıcıları

Bu tip ön ısıtıcılara karışım tip ön ısıtıcılarda denilmektedir. Türbinden çekilen ara buhar ile besleme suyu ısıtıcıda birbiri içerisine karışarak ısıtma işlemi gerçekleştirilir. Karışım tipli ön ısıtıcılarda ısı transfer yüzeyine gereksinim olmadığından yapıları basittir ve maliyetleri ucuzdur. Ayrıca bu tip ısıtıcılarda besleme suyunu çekilen ara buharın doyma sıcaklığına kadar ısıtma olanağı olduğundan termodinamik açıdan elverişlidirler. Şekil 3.2’de açık tip ısıtıcılarla besleme suyunun ısıtılması ve ısıtıcıların diziliş gösterilmektedir. Şekilde ısıtma buharı şekildeki gibi yağmur olarak dökülen veya bir hazne içine püskürtülen besleme suyuna temas ederek ısı kaybeder ve yoğuşarak ısıtıcı haznesinin alt kısmında birbirine karışır. Açık tip ısıtıcılarda sıcak ve soğuk akışlar birbirine karıştıklarından basınçları birbirine eşit ve çekilen ara buharın basıncına eşit olmak zorundadır. Bundan dolayı her karışım tipli ön ısıtıcıdan sonra besleme suyunu bir sonraki ısıtıcıya veya kazan basıncına basacak bir pompaya gereksinim vardır. Santrallerde besleme suyunu basan pompalardan herhangi biri bozulduğunda tüm sistemin durdurulmaması için bu hat üzerindeki pompaların yedeklenmesi gerekir. Bundan dolayı her açık tip ön ısıtıcıdan sonra bir pompa ve bir de onun yedeğini bulundurmak zorunludur.

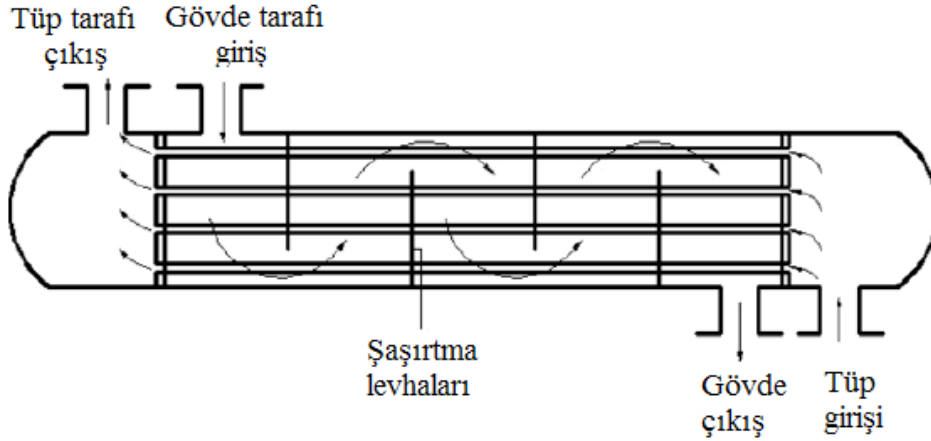


Şekil 3.2 Açık tip ısıtıcılar ve ısıtıcı ağındaki dizilişleri (Büyüktür, 2000).

Santrallerde pompa yatırım maliyetlerini düşük tutmak için açık tip besleme suyu ısıtıcısı kullanılması uygun görülmez. Kondenser de türbinden çıkan çürük buharın yoğunlaştırılması işlemi atmosfer basıncının altında gerçekleştirildiğinden kondenser de besleme suyuna bir miktar hava karışmaktadır. Kondenser suları içerisinde çözülmüş olan bu hava kazanda veya ön ısıtıcılarda ısıtılması esnasında çözünerek kabarcıklar oluşturur ve bu kabarcıklar ısı transfer yüzeylerine zarar verir. Bunun önüne geçmek ve kondenser suları içindeki çözülmüş havayı kazana girmeden önce atmosfere atabilmek için santrallerdeki besleme suyu ısıtıcısı hattına bir tane açık tip ön ısıtıcı ilave edilir. Bir santralde besleme suyu hattındaki karışım tipi ısıtıcıya dearatör denilmektedir.

3.1.2 Kapalı Tip Besleme Suyu Ön Isıtıcıları

Kapalı tip besleme suyu ön ısıtıcılarında türbinden çekilen ara buharla besleme suyu arasındaki ısı transferi ısıtıcı boru yüzeyleri üzerinden gerçekleşmektedir (Şekil 3.3). Isı transferi bir yüzey vasıtasıyla gerçekleştirildiğinden etkin bir ısı transferi gerçekleştirilebilmesi için ara buharların ve besleme suyunun giriş ve çıkış sıcaklıkları arasında belirli bir sıcaklık farkı olması gerekir. Dolayısıyla bu tip ısıtıcılarda besleme suyunun sıcaklığını çekilen ara buharın doyma sıcaklığına kadar çıkarma ihtimali yoktur.



Şekil 3.3 Tipik bir zıt akışlı bir ısı değiştirici (Guo vd., 2009).

Bu bakımdan açık tip ısıtıcılara göre termodinamik açıdan dezavantajlı görünmesine rağmen santrallerde kapalı tip ısıtıcıların kullanımı yaygındır. Kapalı tip ısıtıcılarda akışkanlar birbirine karışmadığı için farklı basınçlarda olabilirler. Bu özellikleri pompa yatırım maliyetleri açısından büyük bir avantaj sağlar.

4. TERMODİNAMİK ANALİZ

4.1 Enerji Performans Analizi

Enerji performans analizi termodinamiğin birinci yasası üzerine kurulmuştur. Termodinamiğin birinci yasasına göre ana performans ölçütü güç çıktısı ve termal verimdir. Ayrıca bu parametreler santrallerinin ekonomi analizlerinde belirleyici parametrelerdir. Bu analizde entalpi, basınç, sıcaklık, entropi, kütle debisi ve kuruluk derecesi gibi ölçülen ve hesaplanan termodinamik değişkenler kullanılarak santral bileşenlerinin giriş ve çıkış değerleri belirlenebilir (Erdem vd., 2009).

Buhar türbininden elde edilen güç aşağıdaki gibi hesaplanmaktadır.

$$\dot{W}_T = \dot{m}_{in} \times h_{in} - \dot{m}_1 \times h_1 - \dot{m}_2 \times h_2 - \dots - \dot{m}_n \times h_n - \dot{m}_{out} \times h_{out} \quad (4.1)$$

Burada 1,2,3, ...n türbinden çekilen ara buhar sayısını ifade etmektedir. Anlaşılacağı üzere \dot{m}_{in} türbin girişindeki ve \dot{m}_{out} da türbin çıkışındaki buhar debisini ifade etmektedir. Kondenser ve besleme suyu pompalarının gücü aşağıdaki gibi hesaplanmaktadır.

$$\dot{W}_p = \dot{m} \times (h_{out} - h_{in}) / \eta_p \quad (4.2)$$

Burada η_p pompa verimidir. Santralin net güç çıktısını aşağıdaki denklem vermektedir.

$$\dot{W}_{net} = \sum \dot{W}_T \times \eta_g - \sum \dot{W}_p \quad (4.3)$$

η_g , jeneratörün verimini ifade etmektedir. Kazanda ve ara ısıtıcılarda verilmesi gereken ısı enerji aşağıdaki denklemdeki gibi hesaplanmaktadır;

$$\dot{Q}_B = \left[\dot{m}_{sh} \times (h_{sh,out} - h_{sh,in}) + \dot{m}_{rh} \times (h_{rh,out} - h_{rh,in}) \right] / \eta_b \quad (4.4)$$

Burada tahmin edileceği üzere sh ve rh terimleri sırasıyla kızdırıcı ve ara kızdırıcı kelimelerini ifade etmektedir. Ayrıca η_b kazan verimini ifade etmektedir. Eşitlik (4.4) deki kazan girişindeki entalpi ($h_{sh,in}$) besleme suyu ısıtıcıları için enerji dengesini veren aşağıdaki denklem yardımıyla hesaplandı.

$$(\dot{m}_s \times h_s)_{in} + (\dot{m}_{fw} \times h_{fw})_{in} = (\dot{m}_s \times h_s)_{out} + (\dot{m}_{fw} \times h_{fw})_{out} \quad (4.5)$$

Burada s ve fw sırasıyla buhar ve besleme suyunu ifade etmektedir. Ayrıca diğer besleme suyu ısıtıcıları çıkışındaki suyun sıcaklığı ve entalpisi de eşitlik (4.5) kullanılarak hesaplanabilir. Santralin termal verim ifadesi şöyledir;

$$\eta_{th} = \frac{\dot{W}_{Net}}{\dot{m}_{coal} \times LHV} \quad (4.6)$$

Burada LHV kömürün alt ısıl değeridir. \dot{m}_{coal} kazanda birim zamanda yanan kömürü ifade etmektedir ve aşağıdaki gibi hesaplanmaktadır;

$$\dot{m}_{coal} = \frac{\dot{Q}_B}{LHV} \quad (4.7)$$

4.2 Ekserji Performans Analizi

Ekserji performans analizleri termodinamiğin ikinci yasası üzerine kurulmuştur. İkinci yasaya dayalı analizlerin sonuçları güç santrallerinin performanslarını arttırmak suretiyle santraldeki tersinmezlikleri azaltmada yol gösterici bir yöntem olarak kullanılmaktadır. Gerçekte verilen basınç ve sıcaklıktaki çevre koşulları altında bir enerjinin taşıdığı maksimum teorik işin faydalı işe çevrilebilen kısmını gösteren termodinamik bir göstergedir. Santralde sürekli akışlı açık bir sistemde santralin herhangi bir komponenti için ekserji dengesinden çıkartılan ekserji bozunum değerini veren genel bir denklem aşağıdaki gibidir (Erdem vd., 2009).

$$\dot{E}x_D = \sum (\dot{E}x)_{in} - \sum (\dot{E}x)_{out} + \left[\sum \left(\dot{Q} \left(1 - \frac{T_o}{T} \right) \right)_{in} - \sum \left(\dot{Q} \left(1 - \frac{T_o}{T} \right) \right)_{out} \right] \mp \dot{W} \quad (4.8)$$

Yukarıdaki denklemde eşitliğin sağ tarafındaki ilk iki terim kontrol hacmine giren ve çıkan akışların ekserjilerini vermektedir. Üçüncü ve dördüncü terimler ısı transferinden kaynaklanan ekserjiyi ifade etmektedir. T_o sistemi saran çevrenin sıcaklığı ve \dot{Q} 'da sabit bir sıcaklıkta (T) sistem sınırlarından transfer olan ısı miktarını ifade etmektedir. Son terimse kontrol hacminden içeri veya dışarı olan işi ifade etmektedir.

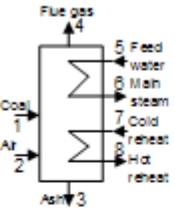
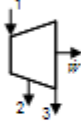
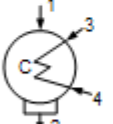
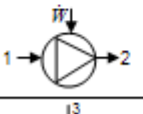
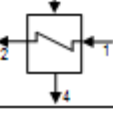
Çevrimlerde genellikle sadece kontrol hacminde kütle akışından meydana gelen fiziksel ekserji göz önünde bulundurulur. Bu fiziksel ekserji ifadesini yazacak olursak:

$$\dot{E}x = \dot{m}[(h - h_o) - T_o \times (s - s_o)] \quad (4.9)$$

Burada h ve s özgül entalpi ve entropiyi ifade etmektedir.

Ekserji performans analizlerinde ekserji verimi bir komponentin veya sistemin performansının bir ölçüsüdür. Literatürde komponentlerin ekserji verimi ürün ve yakıt üzerine kurulu bir yaklaşımla tanımlanmaktadır. Santralde ürünler komponentin içerdiği istenilen sonucu ifade ederken yakıt komponentte ürün oluşturmak için harcanan net ekserji kaynağını ifade etmektedir. Bu tanıma uygun olarak kömür yakan bir güç santralindeki ana komponentlerin ekserji verimi ve ekserji bozunumu Tablo 4.1’de verilmektedir.

Tablo 4.1 Santralin ana bileşenleri için performans eşitlikleri (Erdem vd., 2009)

Component Name	Component Figure	Exergy destruction rate	Exergy efficiency
Boiler		$\dot{E}x_{D,B} = \dot{E}x_1 + \dot{E}x_2 + \dot{E}x_5 + \dot{E}x_7 - \dot{E}x_3 - \dot{E}x_4 - \dot{E}x_6 - \dot{E}x_8$	$\eta_{Ex,B} = \frac{(\dot{E}x_6 - \dot{E}x_5) + (\dot{E}x_8 - \dot{E}x_7)}{(\dot{E}x_1 + \dot{E}x_2) - (\dot{E}x_3 + \dot{E}x_4)}$
Turbine		$\dot{E}x_{D,T} = \dot{E}x_1 - \dot{E}x_2 - \dot{E}x_3 - \dot{W}$	$\eta_{Ex,T} = \frac{\dot{W}}{\dot{E}x_1 - \dot{E}x_2 - \dot{E}x_3}$
Condenser		$\dot{E}x_{D,C} = \dot{E}x_1 + \dot{E}x_3 - \dot{E}x_2 - \dot{E}x_4$	$\eta_{Ex,C} = \frac{\dot{E}x_4 - \dot{E}x_3}{\dot{E}x_1 - \dot{E}x_2}$
Pump		$\dot{E}x_{D,P} = \dot{E}x_1 + \dot{W} - \dot{E}x_2$	$\eta_{Ex,P} = \frac{\dot{E}x_2 - \dot{E}x_1}{\dot{W}}$
Feed water heater		$\dot{E}x_{D,H} = \dot{E}x_1 + \dot{E}x_3 - \dot{E}x_2 - \dot{E}x_4$	$\eta_{Ex,H} = \frac{\dot{E}x_2 - \dot{E}x_1}{\dot{E}x_3 - \dot{E}x_4}$

Santraldeki toplam ekserji bozunumu değeri komponentlerde meydana gelen ekserji bozunumunun toplamı olarak tanımlanır:

$$\dot{E}x_{D,toplam} = \sum \dot{E}x_{D,i} = \dot{E}x_{D,B} + \dot{E}x_{D,T} + \dot{E}x_{D,C} + \dot{E}x_{D,P} + \dot{E}x_{D,H} \quad (4.10)$$

Tüm termik santral için ekserji verimi şu şekilde tanımlanmaktadır:

$$\eta_{Ex} = \frac{\dot{W}_{Net}}{m_{coal} \times ex_{coal}} \quad (4.11)$$

Burada ex_{coal} santralde kullanılan kömürün özgül ekserjisidir. Bu değer kömürün kimyasal yapısına bağlı olarak değişkenlik göstermektedir.

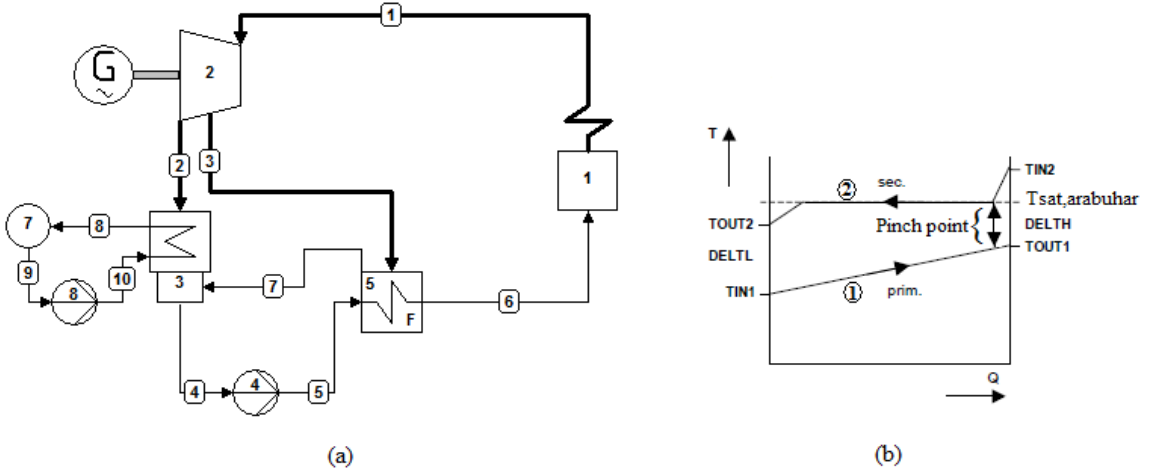
4.3 Cycle Tempo

Genel olarak bahsettiğimiz enerji ve ekserji hesaplarını daha hızlı bir şekilde yapmak amacıyla Cycle tempo programı kullanıldı. Bu program enerji dönüşüm sistemleri ve termodinamik modellerin kolayca oluşturulması ve hesapların daha hızlı bir biçimde yapılabilmesi amacıyla Delf Üniversitesi tarafından geliştirilmiştir. Enerji dönüşüm sistemleri veya enerji dönüşüm sistemleri Türbin, kondenser, pompa, deaerör, ön ısıtıcı, kazan, yakıt hücresi, nükleer çekirdek ve generatör gibi birbirlerine borularla veya şaftla bağlanmış kısımlardan oluşan karmaşık bir kütle ve enerji akış ağına sahiptirler. Cycle Tempo programında kendi oluşturduğumuz santralin tesis şemasını çizebilir ve yaptığımız çizim üzerinden gerekli verileri girerek tesisimizdeki her bir nokta için enerji ve kütle akış değerlerini kolayca hesaplanabilmektedir.

Enerji dönüşüm sistemimiz jeotermal, termik, biyomas veya nükleer gibi değişik sistemlerden oluşabilmektedir. Bu durumda bütün farklı sistemler için kullanacağımız aparatlar değişkenlik gösterecektir. Farklı santral modelleri oluşturabilmek için Cycle Tempo içinde çeşitli aparat modelleri ve değişik özellikte akışkan taşıyan boru modelleri bulunmaktadır. Programın grafiksel ara yüzü yardımıyla etkileşimli olarak simülasyonunu yapmak istediğimiz santralin tesis şemasını inşa edebiliyoruz. Sistemimizin tesis şemasını düzgün olarak çizdikten sonra sistemi oluşturan parçaların üzerine çift tıkladığımızda her bir aparat için farklı bir iletişim kutusu açılacaktır. Programı çalıştırarak kütle ve enerjiyle ilgili akış değerlerinin hesabını yaptırabilmek için açılan bu kutulara gerekli olan basınç, sıcaklık ve aracı akışkana ait parametreleri girmeliyiz. Gerekli parametreler girildikten sonra tek bir butona basarak oluşturduğumuz enerji dönüşüm sistemimize ait tüm hesaplamalar program tarafından yapılmaktadır.

5. ÖN ISITICILARDA SICAKLIK DAĞILIMINDA KULLANILAN KLASİK YÖNTEM

Buhar türbinli santrallerde kazanda besleme suyuna verilen ısıyı ve ısı transferinden kaynaklanan tersinmezlikleri azaltmak amacıyla kazan besleme suyu kazana girmeden önce ön ısıtma işlemine tabi tutulmaktadır. Bu ön ısıtma işlemleri kapalı ve açık olmak üzere iki tip ön ısıtıcı yardımıyla ve türbinin orta kademelerinden çekilen ara buharla gerçekleştirilmektedir.



Şekil 5.1 (a) Tek kademeli kapalı tip bir ön ısıtıcının kullanıldığı basit Rankine çevrimi, (b) Kapalı tip ısıtıcıya ait Q-T grafiği.

Şekil 5.1’de tek bir kapalı tip ısıtıcının kullanıldığı buhar türbinli bir Rankine çevriminin tesis şeması ve kondenserden çıkan besleme suyunun ısıtıcıda ısıtılması esnasında meydana gelen Q-T grafiği gösterilmektedir. Şekil 5.1 (b)’de 1 ile gösterilen eğriye soğuk kompozit eğri, 2 numaralı eğriye de sıcak kompozit eğri adı verilmektedir. Soğuk kompozit eğri besleme suyu tarafını ifade ederken sıcak kompozit eğri türbinden çekilen ara buharı ifade etmektedir. Şekildeki gibi bu iki eğri arasındaki en yakın düşey sıcaklık farkına pinch noktası sıcaklık farkı ve bu en küçük düşey sıcaklığın olduğu bölgeye pinch noktası denilmektedir.

Sıcak ve soğuk kompozit eğriler arasında kalan düşey sıcaklık farkı ne kadar küçük olursa ısı transferinden kaynaklanan tersinmezlikler o kadar azalır. Ancak pinch sıcaklık farkını azaltığımızda ısıtıcı yüzey alanı artmaktadır ve buda ön ısıtıcı maliyetini arttıran bir etkidir. Bu yüzden santrallerde ön ısıtıcı dizaynı yapılırken yatırım maliyetleri de göz önünde bulundurularak optimum bir pinch sıcaklığı belirlenmelidir. Pinch noktasındaki sıcaklık farkı sıfırdan küçük olamaz. Bu farkın sıfırdan küçük olması ısıtıcı içinde belirli bir noktada

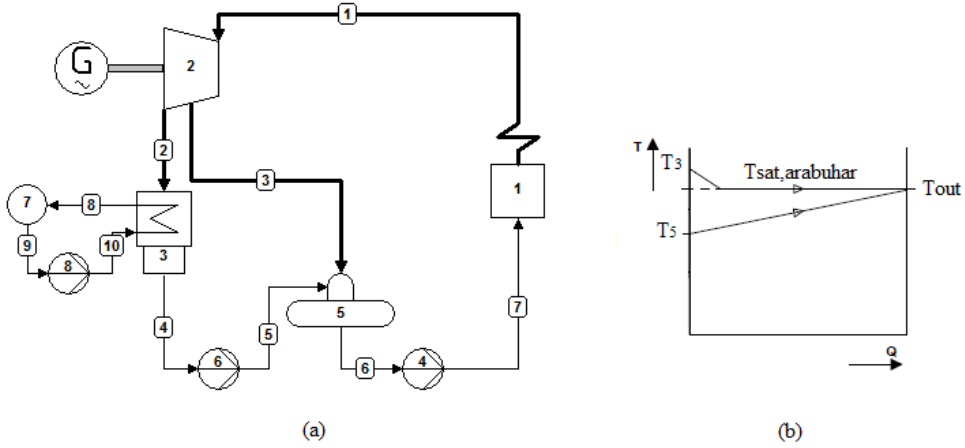
sıcaklık değişim eğrileri birbiriyle çakışır ve ısı transferi bu noktadan sonra ters yönde gerçekleşmeye başlar. Bu ısıtıcılarda istenmeyen bir durumdur.

Şekil 5.1'deki gibi kapalı tip bir ön ısıtıcıyla tek kademeli ara ısıtma yapıldığında türbinden çekilen ara buharın doyma sıcaklığı aşağıdaki gibi hesaplanmaktadır.

$$T_{sat,arabuhar} = T_{sat,kondenser} + \Delta T_{b,s} + PPT \quad (5.1)$$

$$\Delta T_{b,s} = T_{1,out} - T_{1,in} \quad (5.2)$$

Burada $\Delta T_{b,s}$ besle suyu sıcaklığındaki artışı, $T_{1,out}$ ve $T_{1,in}$ sırasıyla besleme suyunun ısıtıcıya giriş ve çıkış sıcaklıklarını ifade etmektedir. PPT ise pinch noktasındaki sıcaklık farkını ifade etmektedir. $T_{sat,arabuhar}$ anlaşılacağı üzere türbinden çekilen ara buharın doyma basıncını vermektedir. Buradan doyma sıcaklığını hesapladığımız ara buharın basıncını buhar tablosundan bulabiliriz.



Şekil 5.2 (a) Açık tip ısıtıcı ile ön ısıtma ve (b) Q-T grafiği.

Açık tip ısıtıcılarda besleme suyu çekilen ara buharla karıştığından ısıtıcı çıkışındaki sıcaklık çekilen ara buharın doyma sıcaklığına eşit olabilmektedir. Şekil 5.2 (b)'deki gibi sıcak ve soğuk kompozit eğriler Q-T grafiğinin sağ tarafında çakışır. Açık tip ısıtıcılarda PPT sıfır olarak alınır. Bu durumda açık tip ısıtıcılar için çekilen ara buharın doyma sıcaklığı aşağıdaki gibi hesaplanmaktadır.

$$T_{sat,arabuhar} = \Delta T_{b,s} + T_{sat,Kondenser} \quad (5.3)$$

Buhar türbinli santrallerde genellikle birden çok sayıda ön ısıtıcı kullanılmaktadır. Besleme suyunu ısıtmak amacıyla birden çok sayıda ön ısıtıcılara genel olarak ısıtıcı ağı veya ısıtıcı tesisi denilmektedir.

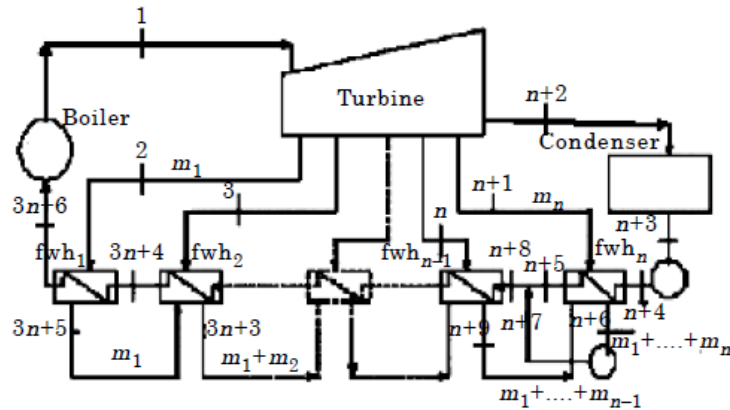
Bir ön ısıtıcıda, kazan besleme suyunu ancak belirli sıcaklığa kadar ısıtmak mümkündür. Daha fazla ısıtma istenildiği zaman ön ısıtıcı sayısını arttırmak, yani ısıtma tesisini kademeli olarak yapmak gerekir. Genellikle tek kademeli ısıtma tesislerinde 100°C'a; birkaç kademeli olanlarda ise 200°C'a kadar çıkarılır. Yinede kritik durumun üzerinde çalışan santrallerde bu sıcaklık sınırı çoğunlukla aşılmaktadır (Eyice, 1971).

Buhar türbinli santrallerde verimi arttırmak amacıyla yapılan ara ısıtma işleminde en verimli bir şekilde ısıtıcılardaki sıcaklık dağılımının düzenlenmesi amacıyla yürütülen çalışmalar sonucu geliştirilen klasik yöntem besleme suyunun eşit sıcaklık ve entalpi artışı ilkesine dayanmaktadır (Fahrhad, 2008).

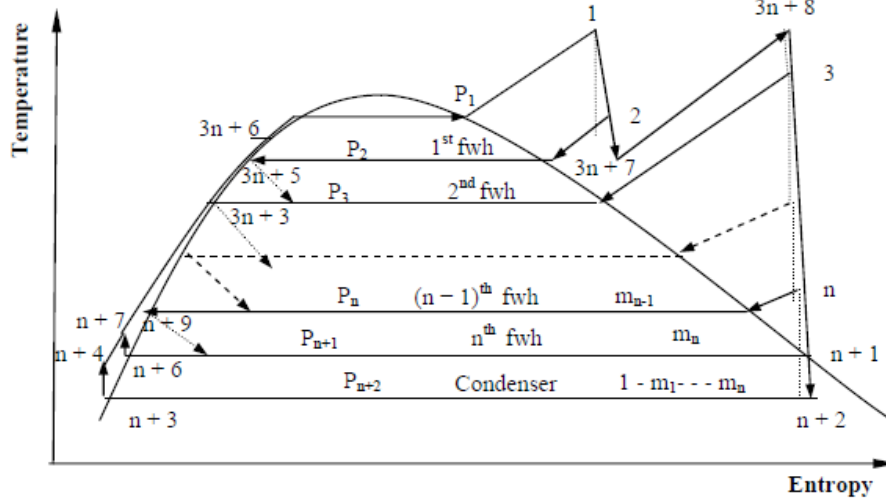
Buhar türbinli bir santralde n tane ön ısıtıcı kullanıldığında besleme suyunu en verimli bir şekilde her bir ısıtıcıda kaç derece ısıtılacağını aşağıdaki formül vermektedir.

$$\Delta T_{b,s} = \frac{T_{sat,kazan} - T_{sat,kondenser}}{n+1} \quad (5.4)$$

Burada $\Delta T_{b,s}$ besleme suyunun ısıtıcı giriş ve çıkış sıcaklıkları arasındaki farkı vermektedir. $T_{sat,kazan}$ kazan basıncına karşılık gelen doyma sıcaklığını, $T_{sat,kondenser}$ kondenser basıncına karşılık gelen doyma sıcaklığını ifade etmektedir. n'de santraldeki ön ısıtıcı sayısını ifade etmektedir.



Şekil 5.3 n sayıda ön ısıtıcıya sahip bir buhar türbinli santralin şematik gösterimi.



Şekil 5.4 Tek ara ısıtmalı ve n tane ısıtıcıya sahip bir Rankine çevriminin Sıcaklık-Entropy diyagramı.

Yukarıdaki Şekil 5.3 Srinivas vd. (2007a) ve Şekil 5.4'de Srinivas vd.'nin (2007b) buharlı çevrim üzerine n sayıda ısıtıcının etkisini incelemek amacıyla yapmış oldukları çalışmalardan alınmıştır. Şekiller üzerindeki noktalar n sayıda kapalı tip ısıtıcının çevrim performansı üzerine etkisini bir bilgisayar programı yardımıyla inceleyebilmek için genelleştirilmiştir. Şekil 5.4'de eşit sıcaklık artışı ilkesince ısı dağılımı yapıldığında her bir ısıtıcı için türbinden P_i basıncında çekilen ara buharın doyma sıcaklığı aşağıdaki gibi hesaplanmaktadır.

$$T_{sat,i} = T_{sat,n+2} + \left(\frac{n+2-i}{n+1} \right) \Delta T_{OA} \quad (5.5)$$

Burada i 'den $n+1$ 'e artış göstermektedir. ΔT_{OA} toplam sıcaklık farkını ifade ve şu şekilde hesaplanır.

$$\Delta T_{OA} = T_{sat,kazan} - T_{sat,kondenser} \quad (5.6)$$

Besleme pompaları çıkışındaki suyun entalpisi aşağıdaki eşitlikle bulunmaktadır.

$$h_{n+4} = h_{n+3} + v_{n+3} \times (P_1 - P_{n+2}) \times 100 \quad (5.7)$$

$$h_{n+7} = h_{n+6} + v_{n+6} \times (P_1 - P_{n+1}) \times 100 \quad (5.8)$$

Isıtma sonucu besleme suyunun her bir ısıtıcı çıkışındaki sıcaklığı aşağıdaki gibi hesaplanmaktadır.

$$T_i = T_{sat,j} - PPT \quad (5.9)$$

Burada soldan sağa doğru sırasıyla T_i ısıtıcı çıkışındaki besleme suyu sıcaklığını, $T_{sat,j}$ ısıtıcıda kullanılan ara buharın doyma sıcaklığı ve PPT pinch noktası sıcaklık farkını ifade etmektedir. (5.9) numaralı denklemde i $n+8$ den ikişer ikişer n sefer artarken j $n+1$ den birer birer n defa azalmaktadır.

6. SİMÜLASYON ÇALIŞMALARI

6.1 Referans Santral

Buhar türbinli bir santraldeki besleme suyu ısıtıcı tesisindeki sıcaklık dağılımının ve ısıtıcı sayısının santral performansı üzerine etkilerini araştırmak amacıyla yaptığımız simülasyon çalışmaları Çanakkale’de bulunan ÇAN Termik santrali için yapıldı. Çan termik santrali her biri 160MW gücünde 2 üniteden oluşmaktadır ve santralin termik verimi %37 dir. Tablo 6.1’de ÇAN termik santraline ait (ÇTS) tek bir ünitenin ana proses dataları gösterilmektedir.

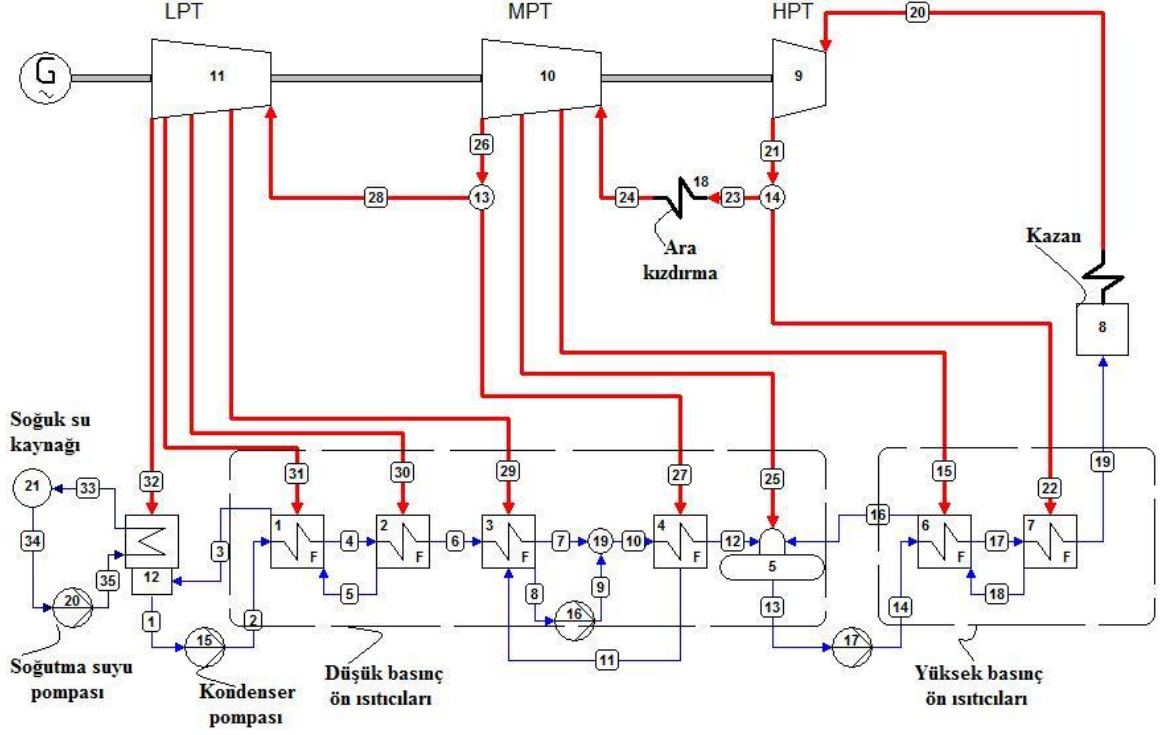
Tablo 6.1 Şekil 6.1’deki ÇTS’nin tek bir ünitesi için ana proses dataları (Oktay, 2009).

<i>Kazan</i>		
Besleme suyu sıcaklığı (°C)	(pipe 19)	249,8
Buhar debisi (kg/s)	(pipe 20)	127,04
Buhar sıcaklığı (°C)	(pipe 20)	540
Buhar basıncı (MPa)	(pipe 20)	17,2
Ara kızdırma buhar debisi (kg/s)	(pipe 23)	115,165
Ara kızdırma sonu buhar sıcaklığı (°C)	(pipe 24)	540
Ara kızdırma basıncı (MPa)	(pipe 24)	40,42
<i>Güç üretim kısmı</i>		
<i>Türbine</i>		
Düşük basınç türbini isentropik verimi	(aparat 11)	0,9
Orta basınç türbini isentropik verimi	(aparat 10)	0,88
Yüksek basınç türbini isentropik verimi	(aparat 9)	0,9
Kondenser basıncı (kPa)	(pipe 32)	0,85
Kondenser sıcaklığı (°C)	(pipe 1)	43,4
<i>Elektrik jeneratörü</i>		
Toplam güç çıktısı (MW)		2*160
Tek ünite için net güç çıktısı (MW)	(G)	160
Jeneratör verimi	(G)	0,99

Cycle tempo programını kullanarak yapacağımız tüm simülasyonlarda Tablo 6.1’deki ana proses dataları sabit tutularak ısıtıcı ağındaki sıcaklık dağılımını Bölüm 5’de bahsettiğimiz yöntemi kullanarak ve ısıtıcı sayısını değiştirerek santral performansı ve gücündeki değişimleri ve bunların nedenleri araştırıldı. Şekil 6.1’de ÇTS’e ait tek bir ünitenin tesis şeması verilmektedir.

Tablo 6.2 ÇTS'nin tek bir ünitesi için buhar dataları (Oktay, 2009).

Pipe No	Kütle debisi (kg/s)	Basınç (kPa)	Sıcaklık (°C)
1	94,333	8,5	42,7
2	94,333		45,3
3	2,562	25,8	51,3
4	94,33		62,7
5	2,431	50,4	68,7
6	94,333		78,8
7			
8	13,511		115,9
9			
10	135,734		116,2
11	6,497	503,7	122,2
12	107,783		151,1
13	129,145		180
14	129,14		183,6
15	6,546	2098	453,9
16	6,546	2098	191,5
17	127,042		215,8
18	9,498	3961	223,8
19	127,042		249,8
20	127,042	17200	540
21	122,735	4042	330,5
22	9,665	4042	330,5
23	115,165	4042	330,5
24	115,165	3719	540
25	5,983	1045	354,2
26		519,2	267
27	6,491	519,2	267
28	99,979	519,2	267
29	6,352	195,4	168,6
30	2,431	52,49	84,6
31	2,163	26,87	66,5
32	88,971	8,5	43,4



Şekil 6.1 ÇTS'nin tek bir ünitesine ait tesis şeması.

6.2 Simülasyon 1

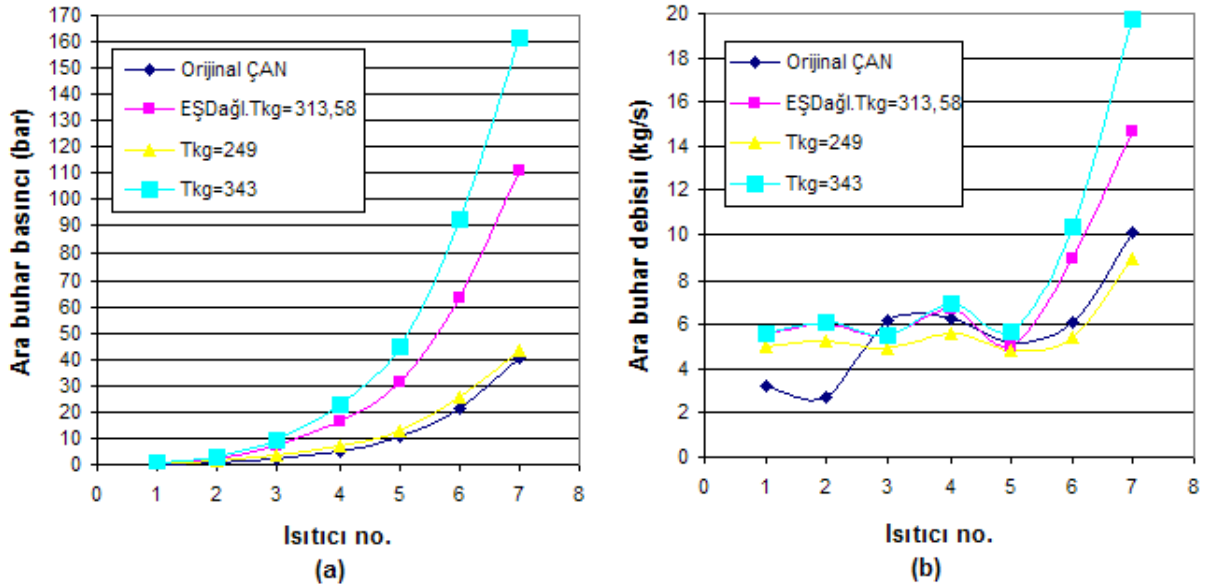
Simülasyonda öncelikle Tablo 6.2'deki (Oktay,2009) ÇTS'ne ait gerçek ara buhar basınç değerleri ile her bir ısıtıcı giriş ve çıkışındaki besleme suyu sıcaklık değerlerini aynen kullanarak gerçek santral simüle edildi. Tablo 6.3'de 4 farklı durum için yapılan simülasyonların sonuçları gösterilmektedir. Tablo 6.3'deki orijinal santral simülasyonu (1.Durum) için bulunan net güç ve verim değerleri gerçek santralin performans ve güç değerleriyle örtüştüğü görüldü. Simülasyon değerlerinin gerçek değerlere yakın çıkması üzerine kazan giriş şartlarını ve ısıtıcı ağındaki sıcaklık dağılımını değiştirerek sonraki simülasyonlara devam edildi.

Tablo 6.3 Yapılan simülasyonlara ait değerler.

ÇAN m=127,04kg/s		Tkg (C)	Net güç (MW)	Net verim (%)
1.Durum	Orijinal	249,8	157,75	37,90%
2.Durum	EŞDağl Orijinal	313,58	135,97	37,85%
3.Durum	Tkg=249	249,8	157,49	37,78%
4.Durum	Tkg=343	343	121,56	37,62%

Tablo 6.3'deki 2. durum da (EŞDağl. Orijinal) ısıtıcı ağındaki sıcaklık dağılımını Bölüm 5'de bahsedilen eşit sıcaklık artışı ilkesince yapıldığında bulunan kazan giriş suyu sıcaklığı, güç ve

verimdeki değişim değerleri görölmektedir. 2. durum için yapılan bu simölasyonda bulunan santral verimi orijinal santral için bulunan verim değerinden %0,13 daha az çıktı. Ancak verim hemen hemen aynı bulunmasına rağmen santral gücünde yaklaşık olarak %13,8'lik bir azalma meydana geldi. Buna ek olarak orijinal santralde kazan giriş sıcaklığı 249,8°C iken eşit sıcaklık dağılımı yaptığımızda kazan giriş sıcaklığı 313,58°C çıktı. Tablo 6.3'deki ikinci durumda ısıtıcı ağındaki sıcaklık dağılımını kazan basıncına karşılık gelen doğma sıcaklığı ile kondenser basıncına karşılık gelen doyma sıcaklıkları arasında gerçekleştirdiğimiz için bu farklılığın meydana gelmiş olabileceğini düşünerek, birde ısıtıcı ağındaki sıcaklık dağılımını gerçek santralin kazan giriş sıcaklığı olan 249,8°C ile kondenser basıncına karşılık gelen doyma sıcaklığı arasında yaptık. Bu 3. durum için elde edilen Tablo 6.3'deki verim ve güç değerleri gerçek santrale ait verim ve güç değerleriyle %1'den az bir farkla örtüştüğü gözlemlendi. Son olarak kazan giriş sıcaklığını 343°C olacak şekilde (4.durum Tablo 6.3) ısıtıcılarda eşit sıcaklık dağılımı yaptığımız 4. durum için orijinal santrale göre verimin %0,79 ve net gücün %22,93 civarında azaldığı gözlemlendi. Tablo 6.3'deki verilerden yola çıkarak eşit sıcaklık dağılımı ilkesince yapılan simölasyonlarda santral veriminin çok fazla değişim göstermediği ve net gücün kazan giriş sıcaklığı yükseldikçe azaldığını söyleyebiliriz.



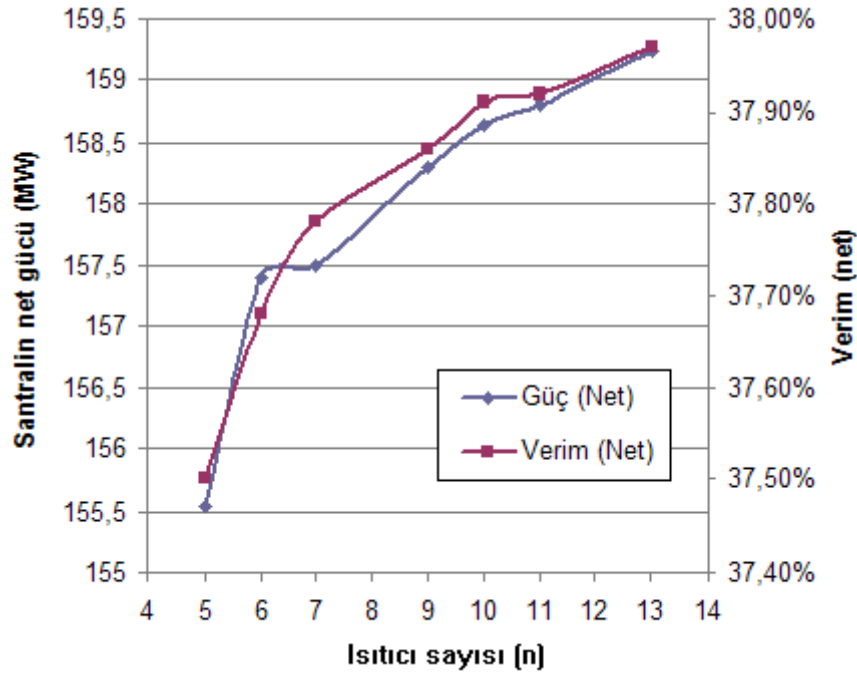
Şekil 6.2 (a) 4 farklı durum için ısıtıcılara çekilen ara buhar basınçları ve (b) Türbinden çekilmesi gereken ara buhar debileri

4 farklı duruma ait ısıtıcılar için türbinden çekilen ara buhar basınçları Şekil 6.2 (a)'da ve türbinden çekilmesi gereken ara buhar debileri Şekil 6.2 (b)'de gösterilmektedir. Şekil 6.2 (a)'dan kazan giriş sıcaklığını arttırdığımızda çekilen ara buhar basınç değerlerinin de arttığı görölmektedir. Ayrıca Şekil 6.2 (b)'den kazan giriş sıcaklığı 249,8'den 343'e çıktığında

ısıtıcılara çekilen buhar debilerinin artış gösterdiği görülmektedir. Buhar debisindeki artış ısıtıcı tesisindeki 6 ve 7 nolu ön ısıtıcılarda ısıtıcı ağındaki ilk 5 ısıtıcıya göre daha fazla olduğu da gene bu şekilden görülmektedir.

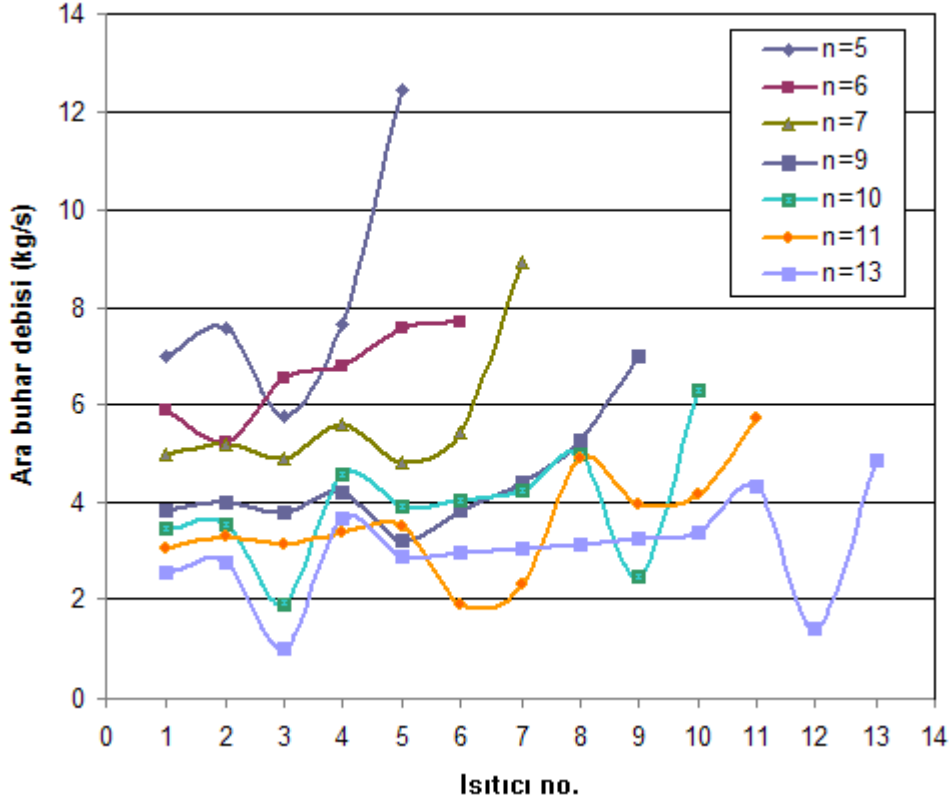
6.3 Simülasyon 2

İkinci simülasyonda kazan giriş sıcaklığı $249,8^{\circ}\text{C}$ 'de sabit kalacak şekilde ısıtıcı sayısı (n) 5,6,7,9,10,11 ve 13 olduğunda her bir durum için net güç ve verim değerlerindeki değişim incelendi. Şekil 6.3 bu simülasyon sonuçlarına ait sabit kazan giriş sıcaklığında net güç ve verim değerlerinin ısıtıcı sayısı ile değişimini göstermektedir.



Şekil 6.3 Sabit kazan giriş sıcaklığında net güç ve verim değerlerinin ısıtıcı sayısı ile değişimi.

Şekil 6.3'den $n=5$ ve $n=13$ için güç ve verim değerlerini kıyaslayacak olursak ısıtıcı sayısı 5'den 13'e çıkartıldığında verimde %1,25 ve net güçte de %2,36'lık bir artış meydana geldiği görülmektedir. Kazan giriş sıcaklığı sabit iken ısıtıcı sayısını arttırdığımızda verim ve güç değerlerinde gözle görülür bir artış meydana gelmemektedir. Normal şartlarda Bölüm 5'de bahsettiğimiz gibi eşit sıcaklık dağılımı yapsaydık ısıtıcı sayısı arttığında kazan giriş sıcaklığı ve buna bağlı olarak da yüksek basınç türbininden çekilen ara buharların basınç ve debileri de artış gösterecekti. Bu simülasyonda kazan giriş sıcaklığı sabit iken ısıtıcı sayısını arttırdığımızda santral gücünde azda olsa bir artış meydana geldi. Bunun nedeni ısıtıcı sayısı arttığında yüksek basınç türbininden çekilen ara buhar debilerinin azalmasıdır.

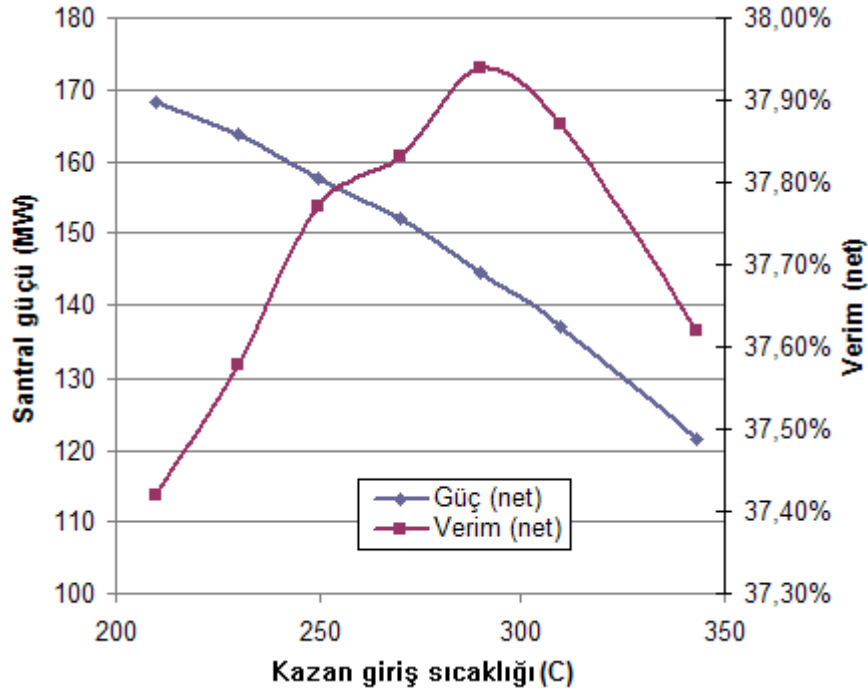


Şekil 6.4 Sabit kazan giriş sıcaklığında ısıtıcı sayısı ile ısıtıcılardaki ara buhar debilerinin değişimi.

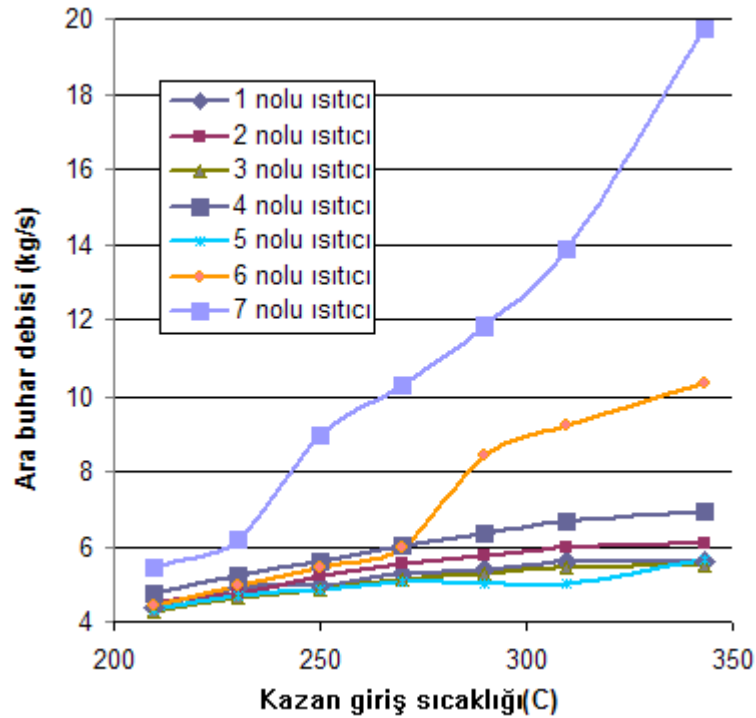
Şekil 6.4 sabit kazan giriş sıcaklığında ısıtıcı sayısı ile ısıtıcılardaki ara buhar debilerinin değişimini göstermektedir. Şekil den görüleceği üzere ısıtıcı sayısı arttığında ısıtıcı tesisinin son kademelerinde besleme suyunu ısıtmak için gerekli toplam buhar miktarının azaldığı gözükmemektedir. Şekil 6.4'deki gibi kademe sayısı arttığında her bir ısıtıcının yükü ve buna bağlı olarak da türbinden çekilen ara buhar debileri azalmıştır. Özellikle yüksek basınçlı ısıtıcılar için çekilen ara buhar debileri azaldığından sistemimizin gücünde belirli bir artış meydana gelmiştir.

6.4 Simülasyon 3

Burada n=7 için ÇTS'inin kazan giriş sıcaklığındaki değişimin santralin net gücü ve verimi üzerine etkisini inceledik. Şekil 6.5 kazan giriş sıcaklığını 210 ile 343°C arasında belirli aralıklarla değiştirdiğimizde santral veriminde ve net güçteki değişimi göstermektedir.



Şekil 6.5 n=7 için ÇTS'nin kazan giriş sıcaklığındaki değişimin santralin net gücü ve verimi üzerine etkisi.



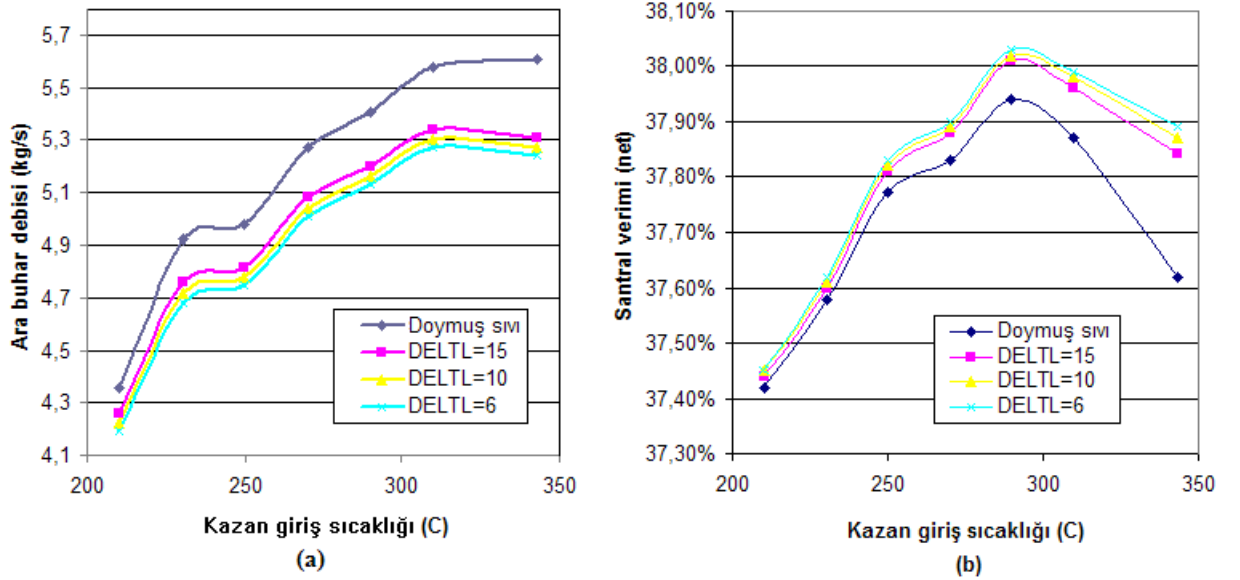
Şekil 6.6 n=7 için kazan giriş sıcaklığı 210°C ile 343°C arasında değiştirdiğimizde ısıtıcılardan çekilen ara buhar debileri.

Kazan giriş sıcaklığının artmasıyla santral verimi ilk başta arttı 300°C civarlarında santral verimi en yüksek değerine ulaştı. Bu noktadan sonra kazan giriş sıcaklığı artmaya devam

etmesine rağmen verim azalmaya başladı. Santral gücü ise kazan giriş sıcaklığı arttıkça sürekli olarak azaldı.

Kazan giriş sıcaklığını $n=7$ için 210°C 'den 343°C 'ye arttırdığımızda ısıtıcılardan çekilen ara buhar debileri Şekil 6.6'da gösterildiği gibi artış gösterdi. Ara buhar debilerindeki en fazla artış ısıtıcı ağındaki son iki ısıtıcı olan 6 ve 7 numaralı yüksek basınçlı ısıtıcılarda meydana geldiği Şekil 6.6'dan görülmektedir. Kazan giriş sıcaklığını 210°C 'den 343°C 'ye çıkarttığımızda 1 numaralı düşük basınçlı olan ısıtıcı için çekilen ara buhar debisi %28,66 artarken, 7 numaralı yüksek basınçlı ısıtıcı için çekilen ara buhar debisi %262 artmıştır. Her bir ısıtıcıda besleme suyunun sıcaklığı hemen hemen eşit artırılmasına rağmen yüksek basınçlı ısıtıcı için çekilen ara buhar debisini anormal bir şekilde arttığı gözlemlendi. Bu durum yüksek basınçlı buharın düşük basınçlı buhardan daha az gizli ısıya sahip olmasıyla açıklanabilir.

Bu simülasyona ek olarak ısıtıcıdan çıkan ara buhar ile besleme suyunun ısıtıcıya giriş sıcaklıkları arasındaki farkın (DELTL) = $6-10-15^{\circ}\text{C}$ olduğu durumlar için simülasyon yapılarak ısıtıcılarda aşırı soğutmanın sistem verimi ve ısıtıcılara çekilen ara buhar debilerine etkisi incelendi.



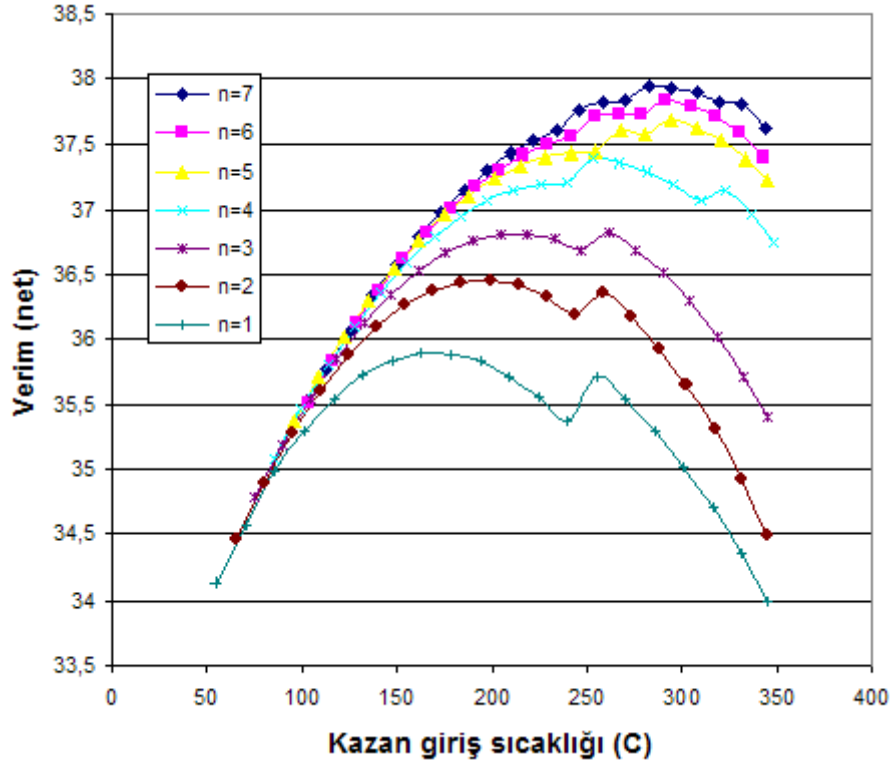
Şekil 6.7 (a) $n=7$ için kazan giriş sıcaklığı ve ısıtıcılarda aşırı soğutmanın etkisiyle 1. ısıtıcıdaki ara buhar debisindeki değişim ve (b) kazan giriş sıcaklığı ve aşırı soğutmanın santral verimi üzerine etkisi.

Şekil 6.7 (a)'da aşırı soğutmanın 1. ısıtıcı için çekilen ara buhar debisi üzerindeki etkisi görülmektedir. Şekilde doymuş sıvı olarak isimlendirilen eğriler ısıtıcılarda aşırı soğutmanın yapılmadığı durumu temsil etmektedir. Şekilden de anlaşılacağı üzere aşırı soğutma

yapıldığında ısıtıcıya çekilen ara buhar debisinin azaldığı gözükmetedir. Aşırı soğutma yapıldığında santral gücü bir miktar artmıştır. Şekil 6.7 (b) aşırı soğutmanın verim üzerine etkisini göstermektedir. Aşırı soğutma yapıldığında verimin maksimum olduğu nokta değişmedi. Ancak aşırı soğutma etkisi arttıkça verimde çok azda olsa bir artış meydana geldi. Verimdeki artış en fazla DELTL=6 durumu için meydana geldi. Şekil 6.7 (b)'den yüksek kazan giriş sıcaklıklarında aşırı soğutmanın santral verimi üzerinde daha fazla etkili olduğu görülmektedir.

6.5 Simülasyon 4

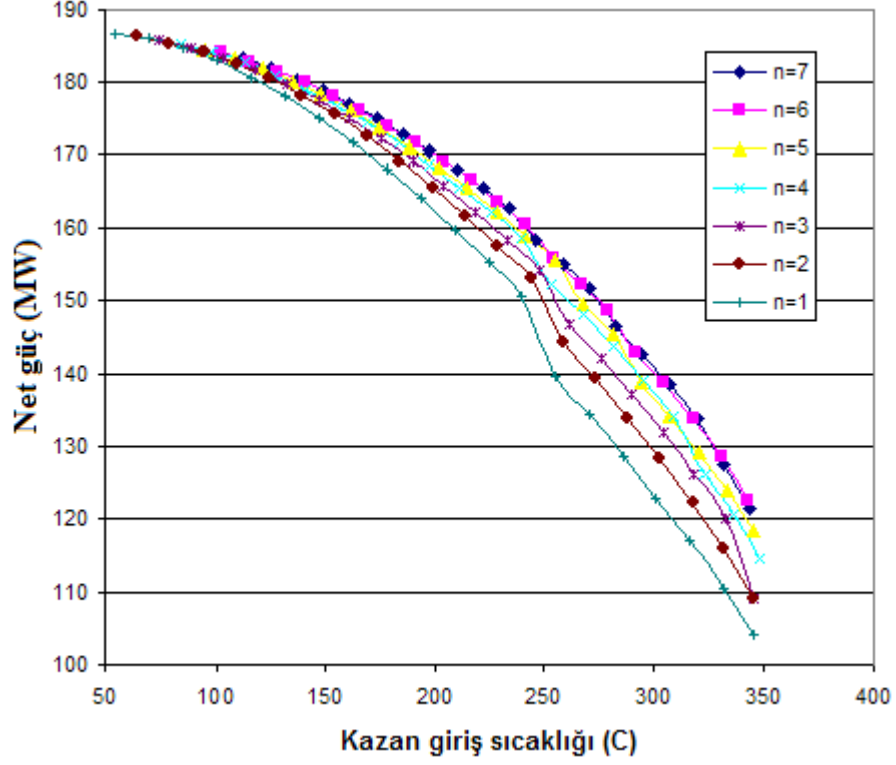
Bu simülasyonda ÇTS için ısıtıcı sayısı ve kazan giriş sıcaklığı aynı anda değiştirilerek çevrim verimi ve gücü üzerine etkisi incelendi. Isıtıcı sayısı $n=1$ 'den $n=7$ 'ye değiştirilirken her bir durum içinde kazan giriş sıcaklığı 50°C ile 350°C arasında belirli aralıklarda değiştirildi.



Şekil 6.8 Isıtıcı sayısı ve kazan giriş sıcaklığının çevrim verimi üzerine etkisi.

Şekil 6.8'den ısıtıcı sayısı arttığında çevrim veriminin sürekli olarak arttığı ancak bu artışın sisteme her bir ısıtıcı ilavesinde bir öncekine göre daha az olduğu görüldü. Kazan giriş sıcaklığı arttığında ise santral verimi önce artmış belirli bir noktadan sonra azalmaya başlamıştır. $n=1$ için maksimum verimin meydana geldiği kazan giriş sıcaklığı $255,5^{\circ}\text{C}$ olarak

bulundu. Bu nokta için güç 139,2MW civarında çıktı. Şekil 6.9'da kazan giriş sıcaklığı ile her bir durum için santral gücündeki değişim gösterilmektedir. Kazan giriş sıcaklığı arttıkça santral gücünün ters orantılı olarak azaldığı Şekil 6.9'dan görülmektedir. Isıtıcı sayısı az olan durumlarda güçte daha fazla bir azalma meydana geldi. Isıtıcı sayısına bağlı olarak güçte meydana gelen değişimin yüksek kazan giriş sıcaklıklarında daha fazla olduğu şekilden görülmektedir.



Şekil 6.9 Isıtıcı sayısı ve kazan giriş sıcaklığının değişiminin santral gücü üzerine etkisi.

7. YATIRIM MALİYETLERİ

Referans santral için yapmış olduğumuz simülasyonlar da ısıtıcı sayısı sabit iken kazan giriş sıcaklığını arttırdığımızda, santral veriminin ilk başlarda belirli bir noktaya kadar arttığını ve daha sonra artan kazan giriş sıcaklığı ile azalmaya başladığı gözlemlendi. Diğer yandan ısıtıcı sayısını arttırdığımız simülasyonlar da çevrim verimini maksimum yapan kazan giriş sıcaklığının ve santral veriminin arttığı gözlemlendi. Isıtıcı tesisine ilave edilen her ısıtıcıyla verimin maksimum olduğu kazan giriş sıcaklığında bir artış meydana geldi ve bununla birlikte besleme suyunu bu optimum kazan giriş sıcaklığına çıkartmak için türbinden her bir ısıtıcı için çekilen ara buhar debilerinde de artış gözlemlendi. Ara buhar debilerindeki artış, yüksek basınçta buharın gizli ısısının azalması nedeniyle, en fazla yüksek basınçlı ısıtıcılar tarafında meydana geldi. Buda türbinlerden elde edilen net gücün büyük bir oranda azalmasına neden oldu.

Santral verimini arttırmak için sisteme eklediğimiz her bir ısıtıcı santralin kurulumu esnasındaki ısıtıcılara yapılan yatırım masraflarını arttıracaktır. Isıtıcı sayısını veya kazan giriş sıcaklığını arttırdığımızda türbinlerden elde edilen güç azalmaktadır, bu da türbin maliyetlerinin ve buna bağlı olarak da jeneratör boyutlarının ve maliyetinin azalmasına neden olacaktır. Ayrıca kazan giriş suyu sıcaklığının artması kazandan suya geçen ısıyı azalmakta ve buna bağlı olarak da kazan yatırım maliyetlerinin değişmesi beklenmektedir. Kazan giriş sıcaklığını arttırmak için türbinlerden daha fazla ara buhar çekilmesiyle, düşük basınç türbini çıkışındaki çürük buhar debisinde ve kondenser yükünde azalma meydana geldi. Bu da artan kazan giriş sıcaklığı ile birlikte kondenser boyutlarının ve maliyetlerinin azalacağını ve sistemimizi oluşturan tüm bileşenlerin maliyetinin değişeceğini göstermektedir.

Sadece termodinamik analiz sonuçlarına bakılarak hangi alternatifin daha avantajlı olduğu konusunda bir seçim yapmak doğru olmayacaktır. Endüstriyel bir tesiste mümkün olan teknik alternatifler arasından en ekonomik olanın seçilmesi istenir (Şahin, 1995). Bu sebepten dolayı bir sonraki adımda elektrik üretim maliyetini minimum yapacak kazan giriş sıcaklığının belirlenmesi için bir maliyet modeli oluşturup referans santralimizdeki her bir alternatif durum için elektrik üretim maliyetindeki değişimi incelemek daha doğru olacaktır.

7.1 Maliyet Modeli

Bir santralde elektrik üretim maliyeti, dağıtım ve iletim masraflarını saymazsak, üç kısımdan oluşmaktadır. Bunlar sırasıyla sermaye ve yatırım masrafları, yakıt masrafları ve işletme ve bakım (O&M) masraflarıdır. Referans olarak aldığımız santralde sadece ısıtıcı sayısını ve

ısıtıcı ağındaki sıcaklık dağılımını değiştirmek suretiyle santralin enerji üretim maliyetindeki değişimi inceleyeceğiz. Simülasyonunu yaptığımız santralde yatırım masraflarındaki değişimin sadece kazan, dearatör, türbinler, generatör, pompalar, kondenser ve ısıtıcı sayısı ve ısıtıcı boyutlarındaki değişimin etkili olduğu düşünüldü. Birim elektrik üretim maliyeti içindeki sabit yıllık sermaye masrafını sadece bu bileşenlerin toplam maliyetlerine bağlı olarak yazıldı.

7.1.1 Sistem Ekipmanlarının Maliyetleri

Simülasyonunu yaptığımız buhar türbinli santralde termodinamik parametrelere bağlı olarak santraldeki her bir bileşenin (Kazan, Dearatör, Buhar türbini, Kondenser ve Pompa, Generatör) maliyetini Tablo 7.1'deki fonksiyonlar yardımıyla hesaplandı.

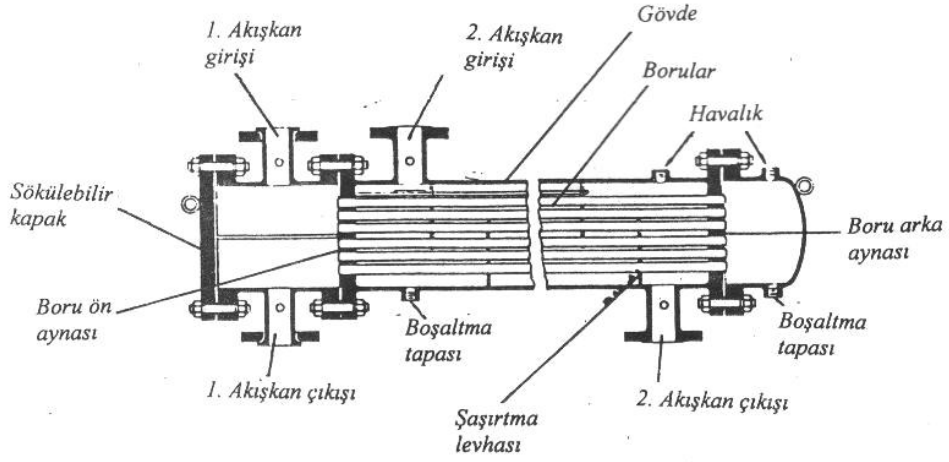
Tablo 7.1 Termodinamik parametrelere bağlı olarak sistem ekipmanlarının yatırım masraflarını veren fonksiyonlar (Ameri vd., 2009; Silveria ve Tuna, 2003).

Sistem ekipmanları	Yatırım masrafı fonksiyonları
Kazan	$Z_{Boiler} = a_1 (\dot{m}_{Boiler})^{a_2} \Phi_p \Phi_T \Phi_\eta \Phi_{SH/RSH}$ $\Phi_p = \exp\left(\frac{P_e - \bar{P}_e}{a_3}\right), \Phi_T = 1 + a_5 \exp\left(\frac{T_e - \bar{T}_e}{a_6}\right), \Phi_\eta = 1 + \left(\frac{1 - \bar{\eta}_1}{1 - \eta_1}\right)^{a_4}$ $\Phi_{SH/RSH} = 1 + \frac{T_e - T_{iSH}}{T_e} + \frac{\dot{m}_{RSH}}{\dot{m}_{Boiler}} \cdot \frac{T_{eRSH} - T_{iRSH}}{T_{eRSH}}$ $\bar{T}_e = 593^\circ\text{C}, \bar{P}_e = 28 \text{ bar}, \bar{\eta}_1 = 0.9, a_1 = 208\,582 \text{ \$ kg}^{-1} \text{ s}^{-1}$ $a_2 = 0.8, a_3 = 150 \text{ bar}, a_4 = 7, a_5 = 5, a_6 = 10.42^\circ\text{C}$
Dearatör	$Z_{Dearator} = a_1 (\dot{m}_{water})^{a_2}$ $a_1 = 145\,315 \text{ \$ kW}^{-0.7}, a_2 = 0.7$
Buhar Türbini	$Z_{ST} = a_{51} \cdot P_{ST}^{0.7} \left(1 + \left(\frac{0.05}{1 - \eta_{ST}}\right)^3\right) \times \left(1 + 5 \exp\left(\frac{T_a - 866 \text{ K}^{-1}}{10.42 \text{ K}^{-1}}\right)\right),$ $a_{51} = 3880.5 \text{ \$ kW}^{-0.7}$
Kondenser	$Z_{Cond} = a_{61} \cdot \frac{\dot{Q}_{Cond}}{k \cdot \Delta T_{in}} + a_{62} \cdot \dot{m}_{CW} + 70.5 \cdot \dot{Q}_{Cond} \times (-0.6936 \cdot \ln(\bar{T}_{CW} - T_b) + 2.1898)$ $a_{61} = 280.74 \text{ \$ m}^{-2}, a_{62} = 746 \text{ \$ kg}^{-1} \text{ s}^{-1}, k = 2\,200 \text{ Wm}^{-2} \text{ K}^{-1}$
Pompa	$Z_{Pump} = a_{71} \cdot P_{Pump}^{0.71} \left(1 + \frac{0.2}{1 - \eta_{Pump}}\right), a_{71} = 705.48 \text{ \$ kg}^{-1} \text{ s}^{-1}$
Jeneratör	$Z_{GEN} = 60 \chi E_p^{0.95}$

Tablo 7.1'deki fonksiyonlar buhar türbinli santraller için enerji ve maliyet analizi yapılmış önceki makale çalışmalarından alındı.

7.2 Gövde Borulu Isı Değiştircileri Dizaynı ve Yatırım Maliyeti Hesabı

Prensip şeması şekil 7.1’de verilen bu ısı değiştirci, silindirik bir gövde ile bu gövde içine yerleştirilen birbirine paralel borulardan meydana gelir. Akışkanlardan birisi boruların içinden, diğeri ise gövde içinden akar. Bu ısı değiştircilerinin belli başlı elemanları, borular veya boru demeti, gövde, iki baştaki kafalar, boruların tespit edildiği n ve arka aynalar ile gövde içindeki akışı yönlendiren ve borulara destek olabilen şaşırtma levhaları veya destek çubuklarıdır. şekil 7.1’deki bu tip ısı değiştirciler petrol rafinerilerinde, termik santrallerde, kimya endüstrisinde çok fazla uygulama alanı bulabilmektedir.



şekil 7.1 Santrallerde çok sık kullanılan bir gövde boru tip ısı değiştircisinin prensip şeması.

Gerek gövdenin gerekse de boruların çap ve sayılarının tespitinde, bunlar içinde akan akışkan hızları önemli olmaktadır. Hızın büyük olması ısı geçiş katsayısını arttırarak, daha kompakt ve ucuz ısı değiştircisi konstrüksiyonuna imkân sağlarken, basınc kayıplarının ve bunun sonucu pompa veya vantilatör gücünün büyümesine sebep olur. Diğer taraftan büyük hızlar cidarlarda kirlenmeyi de önler, fakat titreşim, kavitasyon ve erozyon oluşturabilir. Tipik olarak, gövde-borulu ısı değiştircilerde önerilen hız değerleri aralığı ve basınc düşümleri Tablo 7.1’de özetlenmiştir.

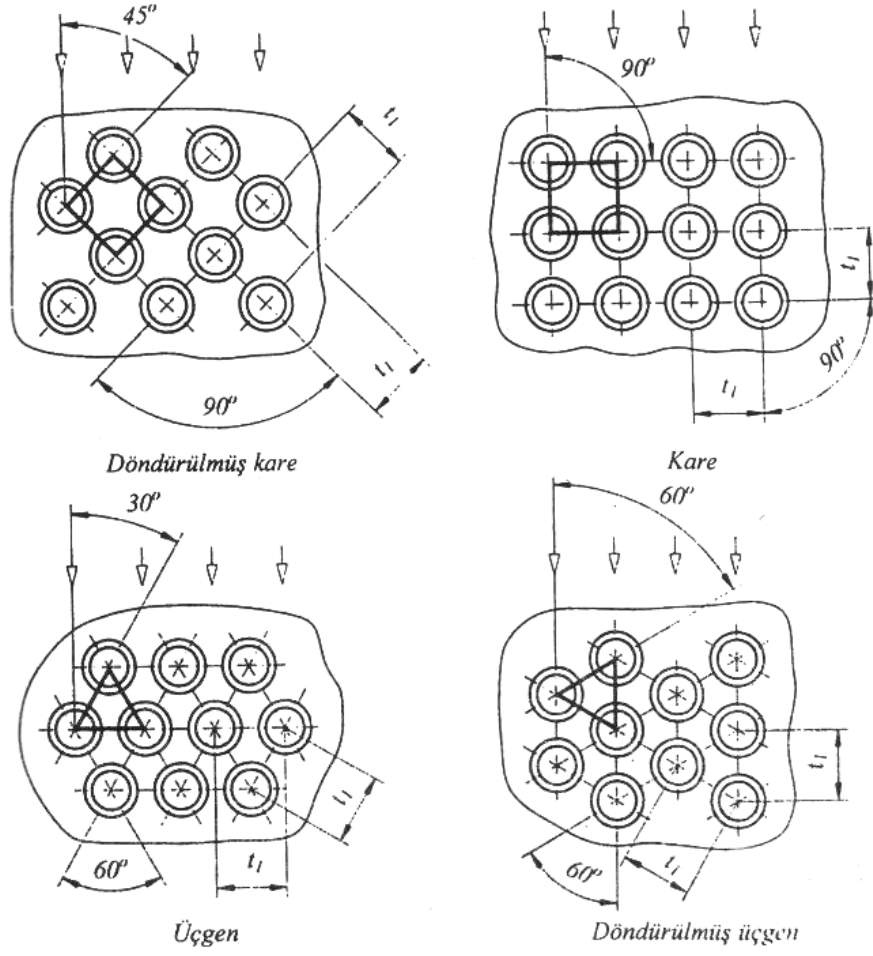
Tablo 7.2 Gövde borulu ısı değiştiricilerinde önerilen hızlar ve basınç kayıp değerleri (Genceli, 1999)

Boru içinde sıvı akışkanların hızları :	1,5 – 2,5 m/s Bakır borularda max. 2 m/s Çelik borularda max. 3 – 4 m/s Paslanmaz çelik borularda max. 4 – 5 m/s
Gövde içinde sıvı akışkan hızları :	0,3 – 1 m/s
Boru veya gövdede gaz hızları :	Vakum : 50 – 70 m/s Atmosferik basınç : 10 – 30 m/s Yüksek basınç : 5 – 10 m/s
Boru veya gövdede sıvı basınç düşümü :	Viskozitesi az : 35 kPa Viskozitesi çok : 50 – 70 kPa
Boru veya gövdede gaz halinde basınç düşümü:	Yüksek vakum : 0,4 – 0,8 kPa Orta vakum : 0,1 × (mutlak basınç) 1 ila 2 bar : 0,5 × (sistemin eff. basıncı) 10 bar üstü : 0,1 × (sistemin eff. basıncı)

Gövde borulu ısı değiştiricilerinde kullanılan boru çapları 10mm ile 57mm arasında değişir. Birçok durumda, daha kompakt ve ucuz ısı değiştirici projelendirmesi sağladığından, küçük boru çapları (16mm ile 25mm) tercih edilir. Boru et kalınlığı, boru içindeki akışkanın basıncına ve korozyon payı düşünülerek seçilir. Isı değiştiricilerinde kullanılan çelik ve diğer malzemelerden imal edilmiş boruların çapları ve et kalınlıkları uygun standartlardan alınabilir.

Gövde borulu ısı değiştiricilerinde kullanılan boru boyları, piyasada satılan boru boylarının kesirleri olacak şekilde seçilmesi, imalatta fire vermemek açısından uygundur. Isı değiştiricisi boyu tespit edilirken, bu cihazın yerleştirileceği yer göz önünde tutulmalıdır. Belirli bir ısı kapasite (veya ısıtma yüzeyi) için uzun boruların seçilmesi, gövde çapını küçültür ve özellikle yüksek basınçlarda daha ucuz ısı değiştirici imalatına imkân verir. Gövde çapının 5 ila 10 katı olarak boru boylarının seçimi, pratik açıdan uygun sonuçlar vermektedir (Genceli, 1999).

Bir gövde borulu ısı değiştirici içindeki boru demeti, Şekil 7.2’de görüldüğü gibi, eşkenar üçgen, kare veya döndürülmüş üçgen veya kare şekillerinde yapılabilir. Üçgen veya döndürülmüş kare düzenlemeleri, kare düzenlemeye göre daha büyük ısı geçiş katsayıları vermesine karşılık, bunlardaki basınç kayıpları biraz daha büyüktür. Kare ve döndürülmüş düzenlemeler, özellikle kirletici akışkanlar için uygundur. Çünkü bu tip düzenlenmiş boru demeti, ısı değiştirici dışarısına çıkarıldığında kolayca temizlenebilir. Her tip düzenlemede boru eksenleri arasındaki uzaklığın boru dış çapının 1,25 katı seçilmesi önerilir. Temizlik kolaylığı istenen durumlarda, karesel düzenlemede borular arasında en az 6-7mm boşluk olması istenir (Genceli, 1999).



Şekil 7.2 Boru demeti düzenlemeleri (Genceli, 1999).

Boruların oluşturduğu demetin çapı, boruların sayısı ile boru geçiş sayılarına ve burular arasındaki boşluğa da bağlıdır. Boru demeti çapı aşağıdaki deneysel bağıntıdan yaklaşık olarak bulunabilir.

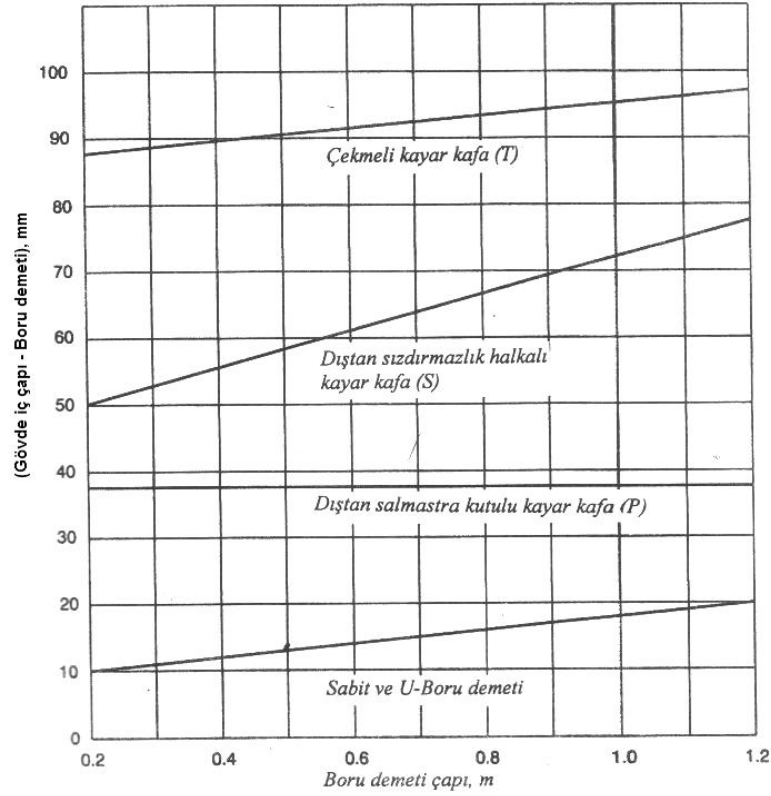
$$D_{demet} = d_o \left(\frac{n_b}{C} \right)^{1/n} \quad (7.1)$$

Burada n_b boru sayısını, d_o boru dış çapını ifade etmektedir. C ve n katsayıları da boru düzenleme şekillerine bağlı katsayılar olup, Tablo 7.3'de verilmiştir.

Tablo 7.3 Denk. (7.1)'deki katsayılar (Genceli, 1999).

Boruların üçgen düzenlenişi, $t_1 = 1,25 d_o$					
Geçiş sayısı	1	2	4	6	8
C	0,319	0,249	0,175	0,0743	0,0365
n	2,142	2,207	2,285	2,499	2,675
Boruların kare düzenlenişi, $t_1 = 1,25 d_o$					
Geçiş sayısı	1	2	4	6	8
C	0,215	0,156	0,158	0,0402	0,0331
n	2,207	2,291	2,263	2,617	2,643

Boru demeti çapı bulunduktan sonra gövde ile bu boru demeti arasında bırakılması gereken boşluk göz önüne alınarak, gövde çapı belirlenebilir. Boru demeti ile gövde arasındaki bu boşluk, ısı değiştirici konstrüksiyonun da kullanılan kafa tiplerine ve imalattaki tolerans sınırlarına bağlıdır. Bu açıklık için pratikten seçilmiş bazı değerler Şekil 7.3'de verilmiştir.

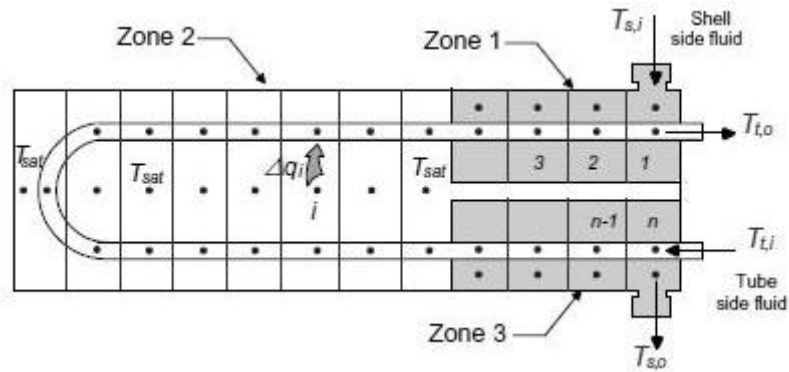
**Şekil 7.3** Gövde ile boru demeti arasındaki boşluk (Genceli, 1999).

Sızdırmazlığın önemli olduğu durumlarda, borular aynaya kaynak işlemi ile tespit edilir. Kaynaklı boru tespitinin, ısı değiştirici imalat masrafları yanı sıra borular arasındaki mesafenin de artarak gövde çapının büyümesine neden olacağı gözden uzak tutulmamalıdır.

Gövde içindeki akışkanı yönlendirmek akışı türbülanslı yapıp ölü bölgeleri azaltmak ve borulara destek sağlamak gayesi ile gövde içinde şaşırtma elemanları kullanılır. Şaşırtma elemanları akış kesitini %15 veya %45 arasında keser Pratik açıdan %20 ila %25 gibi bir değer, iyi bir ısı geçiş katsayısı yanı sıra, fazla bir basınç kaybı oluşturmaz. Akışkanın kısa devre yapabilmesi nedeniyle, bu elemanlar ile gövde arasındaki aralık belirli değerleri aşmamalıdır. Elemanlar arasındaki mesafe, gövde çapının 0,2 ila 1,0 katı arasında değişebilmesine rağmen, bu mesafenin gövde çapının 0,3 ila 0,5 arasında seçilmesi ısı geçişi ve basınç kayıpları açısından uygundur (Genceli, 1999).

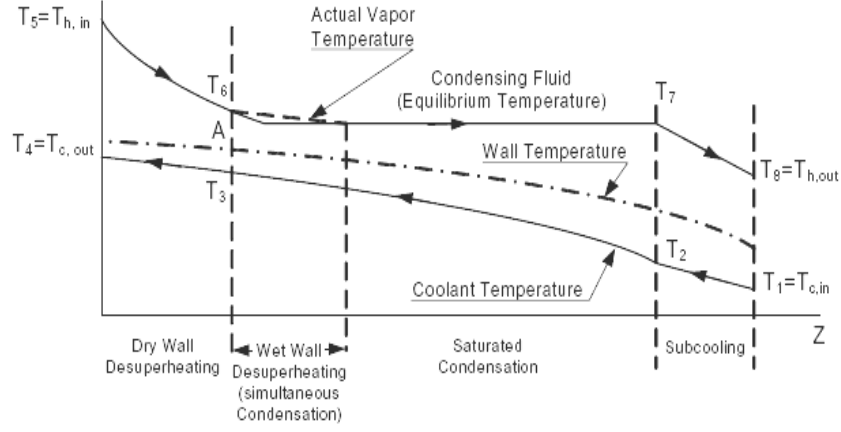
7.2.1 Çok Bölmeli Gövde Boru Tipi Isı Değiştiricilerinin Dizaynı

Birçok durumda türbinden çekilen ara buhar kızgın buhar şartlarında olmaktadır. Kızgın buhar ön ısıtıcıya girdikten sonra 3 aşamada ısını besleme suyuna aktarır. Birinci aşamada kızgın buhar kızgınlığı giderilerek (desuperheating) doymuş buhar haline getirilir. İkinci aşamada doymuş buhar hal değişimine uğrayarak gizli ısını besleme suyuna verir ve doymuş sıvı haline gelir. Üçüncü ve son aşamada ise doymuş sıvı haline gelen ara buhar doyma sıcaklığından daha aşağı sıcaklıklara düşürülerek ısınma ısını besleme suyuna aktarır. Aralarında faz değişiminin de gerçekleştiği bu 3 durumun gereksinimlerini karşılayacak şekilde besleme suyu ısıtıcıları tipik olarak desuperheating bölgesi, kondenzasyon bölgesi ve aşırı soğutma bölgesi olmak üzere 3 bölümde tasarlanır.



Şekil 7.4 Gövde boru tipli bir ısı değiştiricinin üç bölüme ayrılmış gösterimi (Hussaini vd., 2007).

Gereksinimlere ve ara buharın çekildiği kademeye bağlı olarak besleme suyu ısıtıcıları desuperheating veya aşırı soğutma bölgesine sahip olabilir veya olmayabilirler.



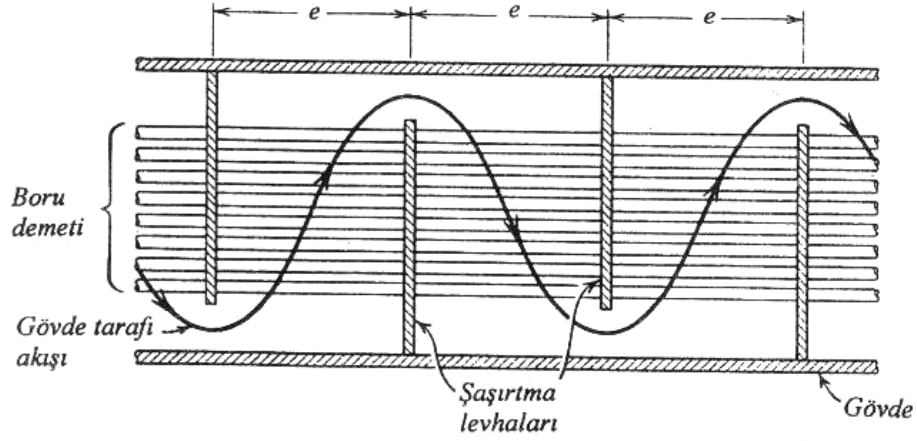
Şekil 7.5 Desuperheating, kondensasyon ve aşırı soğutma bölgelerine sahip ters akımlı gövde boru tipli bir ısıtıcı boyunca sıcaklık dağılımı (Antar ve Zubahir, 2007).

Çok bölgeci ters akımlı bir besleme suyu ısıtıcısındaki tipik sıcaklık dağılımı Şekil 7.5’de duvar sıcaklığı profili ile birlikte verilmektedir. Şekil 7.5’den gözüktüğü gibi kondenzasyon bölgesi, desuperheating ve subcooling bölgeleri ile kıyaslandığında toplam alanda daha fazla yere sahiptir. Buhar ısıtıcıya kızgın buhar şartlarında girer, sonra doyma sıcaklığına gelene kadar ısısını verir ve yoğuşmaya başlar.

Buhar tamamen yoğuştuktan sonra yoğuşan sıvı doyma sıcaklığından biraz daha düşük bir sıcaklığa getirilir. Kondenzasyon sıcaklığı veya buharın doyma sıcaklığı Şekil 7.5’de sabit gözükse de gerçekte basınç kayıplarından dolayı bir miktar azalmaktadır. A noktasında duvar sıcaklığı doyma sıcaklığına ulaşır ve yoğuşma başlar. Isı transfer yüzeyinde sıvı oluşumu başladığından gerçek buhar sıcaklığı kondenzasyon bölgesine girişte tahmin edilenden biraz daha yüksek olacaktır ve Şekil 7.5’de gösterildiği gibi gerçek kondenzasyon bölgesine doğru kızgın buhar varlığını sürdürecektir.

7.2.1.1 Toplam Isı Transfer Katsayısının Belirlenmesi

Gövde borulu ısı değiştiricilerinde toplam ısı transfer katsayısı, tüp ve gövde çapına, tüp sayısına, tüpler arasındaki mesafeye, boşluklar ve sızdırmazlık elemanları sayısına bağlı olarak değişmektedir. Şaşırtma levhali gövde borulu bir ısı değiştirici gövdesindeki esas akış Şekil 7.6’da gösterildiği gibi oldukça karmaşıktır. Buradaki akış, bazı bölgelerde boruların eksenine paralel, bazı bölgelerde ise boruların eksenine dik olarak gerçekleşir. Akışkanın bazı yerlerde kısa devre yapması nedeniyle, bu şekilde ideal olarak verilen esas akış biçimi bir miktar bozulabilir.



Şekil 7.6 Şaşırtma levhali gövde borulu ısı değiştiricilerde gövde tarafındaki akış.

Gövde borulu ön ısıtıcı dizaynının da akışkanlar faz değiştirdiğinden ve ısıtıcı boyunca gövde tarafın da tek fazlı akış olmadığından, ısıtıcı daha öncede bahsettiğimiz üzere üç bölümde tasarlanır ve her bir bölge için toplam ısı transfer katsayıları ve akışkanlar arasında transfer olan toplam ısı ayrı ayrı hesaplanır. Benzer şekilde her bir bölge için ısı transfer yüzeyi ayrı ayrı hesaplanarak bulunur.

7.2.1.1.1 Desuperheating ve Subcooling Bölgelerinde Toplam Isı Transfer Katsayısının hesaplanması

Isıtıcı boyunca tüp tarafı tek fazlı akıştan meydana gelmektedir. Tüp çapı, debi ve tüp tarafındaki akışkana ait özellikler biliniyorsa Reynolds (R_e) ve Prandtl (P_r) sayıları hesaplanır. Sonra klasik Dittus-Boelter eşitliği ile Nusselt sayısı aşağıdaki gibi hesaplanır (Antar ve Zubahir, 2007).

$$N_{U_t} = \frac{h_t d_i}{k_f} = 0,023 \times R_{e d_i}^{0,8} \times P_r^{0,333} \quad (7.2)$$

Burada h_t tüp tarafı konveksiyon ısı transfer katsayısını, d_i tüp iç çapını ve k_f akışkanın ortalama ısı iletim katsayısını ifade etmektedir.

Bu tek fazlı bölgeler için gövde tarafındaki ısı taşınım katsayıları aşağıda ifade edildiği gibi konvansiyonel Kern eşitliği kullanılarak hesaplanır.

$$N_{u_s} = \frac{h_s d_e}{k_f} = j_{h,K} \times R_{e d_e} \times P_r^{1/3} \times \left(\frac{\mu}{\mu_o} \right)^{0,14} \quad (7.3)$$

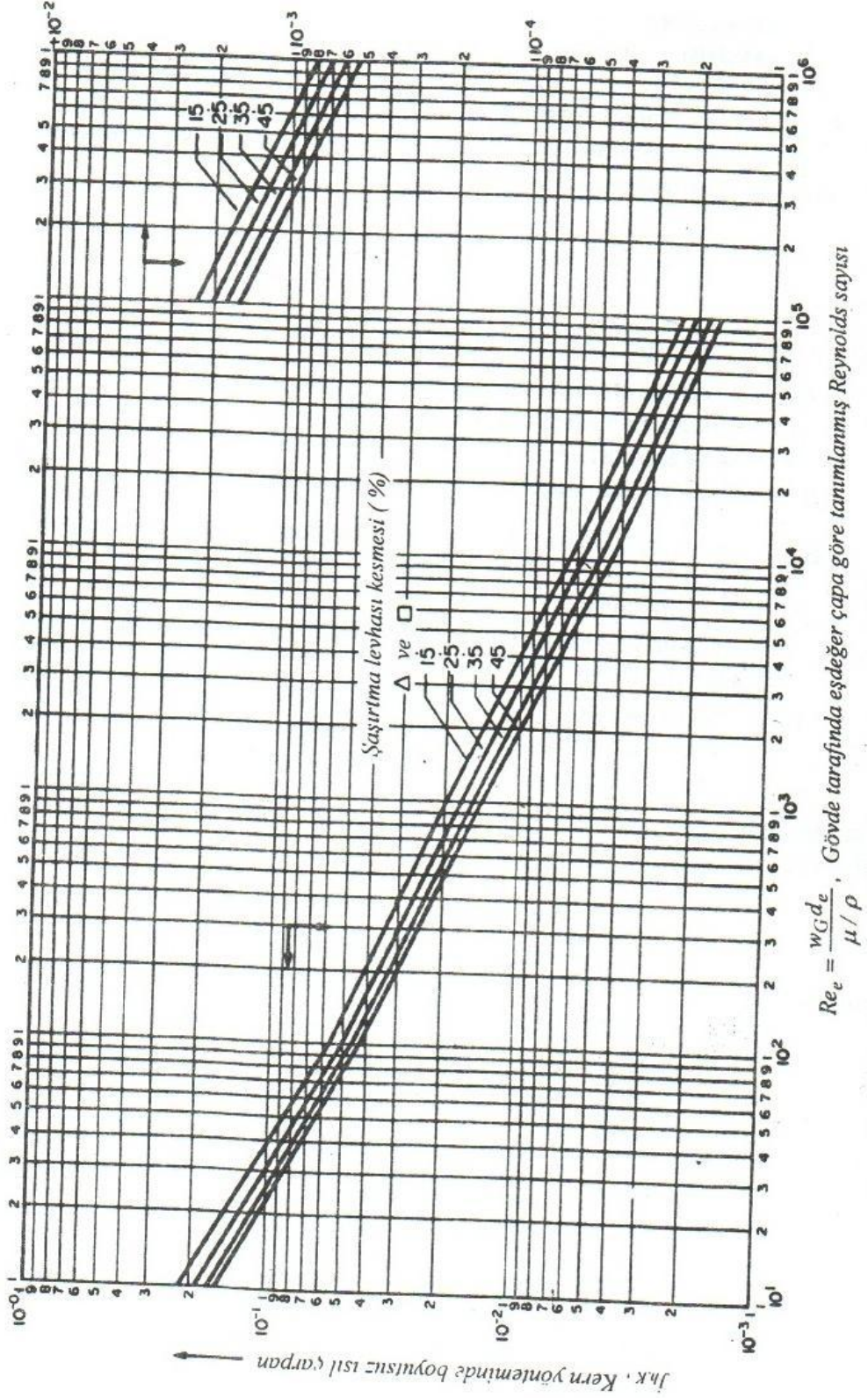
$$R_{ede} = \frac{v_s d_e}{\mu/\rho} \quad (7.4)$$

Burada h_s gövde tarafındaki ısı taşınım katsayısı ($W/m^2 \cdot ^\circ C$), d_e eşdeğer çap (m) (Denk. 7.5a ve 7.5b'ye bkz), $j_{h,K}$ Kern yönteminde boyutsuz ısıl çarpan (Şekil 7.7), R_{ede} gövde tarafında eşdeğer çapa göre tanımlanmış Reynolds sayısı, μ ortalama akışkan sıcaklığında gövde tarafındaki dinamik viskozite (Pa.s), μ_o cidar sıcaklığında gövde tarafındaki vizkozite (Pa.s), ρ gövde tarafındaki ortalama akışkan yoğunluğu (kg/m^3), v_s gövde tarafındaki hız (m/s) anlamına gelmektedir. Şekil 7.2'de görüldüğü gibi, boruların kare ve üçgen dizilişlerine göre eşdeğer çaplar,

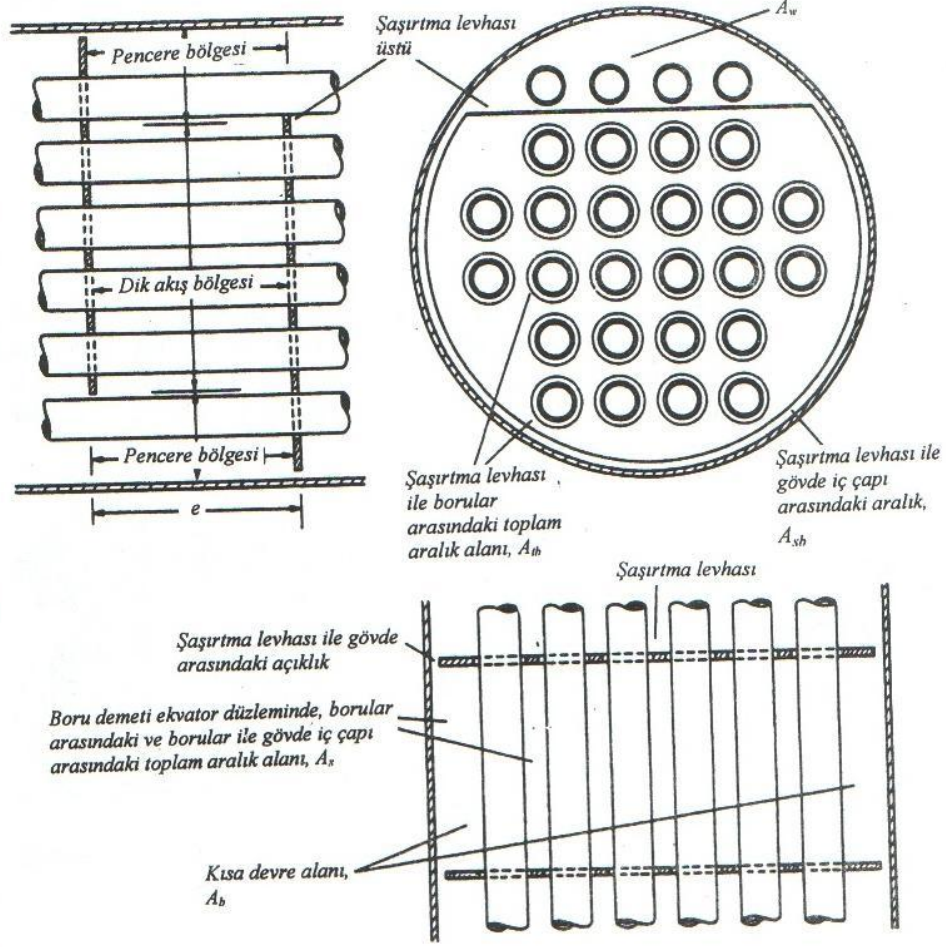
$$\text{Kare diziliş} \quad d_e = \frac{4 \left(\frac{t_1^2 - \pi d_o^2}{4} \right)}{\pi d_o} = \frac{1,27}{d_o} (t_1^2 - 0,785 d_o^2) \quad (7.5a)$$

$$\text{Üçgen diziliş} \quad d_e = \frac{4 \left(\frac{t_1}{2} \times 0,87 t_1 - \frac{1}{2} \frac{\pi d_o^2}{4} \right)}{\frac{\pi d_o^2}{2}} = \frac{1,1}{d_o} (t_1^2 - 0,917 d_o^2) \quad (7.5b)$$

Eşitlikleri ile ifade edilir. Burada t_1 boru eksenleri arasındaki uzaklık (m), d_o boru dış çapı (m) anlamlarındadır.



Şekil 7.7 Kern yönteminde gövde borulu ısı değıştiricilerde gövde tarafındaki boyutsuz ısı çarpanının Reynolds sayısı ile değışimi (Genceli, 1999).



Şekil 7.8 Gövde borulu ısı değiştiricilerde geçiş kesitleri (Genceli, 1999).

Bu yöntemde gövde ekvatorundaki A_s serbest geçiş kesiti, Şekil 7.8’de gösterildiği gibi,

$$A_s = \frac{(t_1 - d_o) e D_s}{t_1} \quad (7.6)$$

eşitliği ile verilir. Burada e şaşırtma levhaları arasındaki uzaklık (m), D_s gövde iç çapı (m) anlamlarıdır. Bu durumda \dot{m}_s (kg/s) gövde tarafındaki kütleli debi olmak üzere, v_s gövde tarafındaki hız,

$$v_s = \frac{\dot{m}_s}{\rho A_s} \quad (7.7)$$

Bağıntısından bulunabilir. Birim boru dış yüzeyi başına iki akışkan arasındaki toplam ısı transfer katsayısı aşağıdaki gibi hesaplanabilir.

$$U_t = \left[\frac{1}{h_t} \left(\frac{d_o}{d_i} \right) + r_t \left(\frac{d_o}{d_i} \right) + \frac{\delta_w}{\lambda_w} \left(\frac{d_o}{d_i} \right) + r_s + \frac{1}{h_s} \right]^{-1} \quad (7.8)$$

Burada δ_w ısı değiştiricide kullanılan tüp et kalınlığı, λ_w duvar kondüksiyon ısı transfer katsayısı ve r_t ve r_s de sırasıyla boru tarafı ve gövde tarafı kirlenme direnci anlamına gelmektedir. Buradan ısı transfer yüzey alanı aşağıdaki denklemlle hesaplanabilir.

$$A_o = Q / (U_t \Delta T_{lm}) \quad (7.9)$$

Burada ΔT_{lm} ortalama logaritmik sıcaklık farkını ifade etmektedir. Isı değiştirici tasarımında genelde boru dış çapı üzerinden hesaplanır. A_o ısıtıcıda kullanılan borunun dış yüzey alanını ifade etmektedir.

7.2.1.1.2 Kondenzasyon Bölgesinde Toplam Isı Transfer Katsayısının Hesaplanması

Gövde tarafındaki ısı transfer katsayısı hesaplanırken yoğuşmanın bir tüpten diğerine doğru gerçekleştiği ve yoğuşan tabakanın alt tüplere gittikçe kalınlaştığı göz önünde bulunduruldu. Bu durum ısı transfer katsayısını azaltan bir durum meydana getirmektedir. Laminer film yoğunlaşması düşünöldüğünde yatay tüpler dışında tüpten tüpe yoğuşma olduğu için ortalama ısı transfer katsayısı $h_{D,N}$ ‘N’ boru sayısına bağlı olarak Nusselt tarafından aşağıdaki gibi verilmektedir.

$$h_{D,N} = h_D N^{-1/4} = 0,729 \left[\frac{g \rho_1 (\rho_1 - \rho_v) k_1^3 h'_{fg}}{N \mu_1 (T_{sat} - T_{sur}) D} \right]^{1/4} \quad (7.10)$$

Burada g yerçekimi ivmesini (m/s^2), ρ_1 yoğuşan sıvının yoğunluğu (kg/m^3), ρ_v yoğuşan buharın yoğunluğu (kg/m^3), k_1 yoğuşan sıvının termal iletkenliği (W/mK), μ_1 yoğuşan sıvının dinamik viskozitesi (Ns/m^2), T_{sat} yoğuşan buharın doyma sıcaklığı ve T_{sur} de yüzey sıcaklığını ifade etmektedir. Yukarıdaki denklemlde h'_{fg} aşağıdaki denklemlle eşittir.

$$h'_{fg} = h_{fg} + 0,68 c_{p,l} (T_{sat} - T_{sur}) \quad (7.11)$$

Isı transfer katsayısını hesapladıktan sonra eşitlik (7.8)'i kullanarak kondenzasyon bölgesi için toplam ısı transfer katsayısını hesaplayabiliriz.

7.2.1.1.3 Efektif Toplam Isı Transfer Katsayısı

Desuperheating, kondenzasyon ve subcooling bölgelerini içine alan besleme suyu ön ısıtıcısının tamamı için toplam efektif ısı transfer katsayısını aşağıdaki eşitliklerden hesaplayabiliriz.

$$q = q_{sup} + q_{cond} + q_{sub} = U_{eff} A_{total} \Delta T_{lm,overall} \quad (7.12)$$

Yada yukarıdaki eşitliği açık yazarsak,

$$U_{eff} A_{total} \Delta T_{lm,overall} = U_{sup} A_{sup} \Delta T_{sup} + U_{cond} A_{cond} \Delta T_{cond} + U_{sub} A_{sub} \Delta T_{sub} \quad (7.13)$$

Denklemini elde edilir. Buradan U_{eff} 'i çekersek,

$$U_{eff} = \frac{U_{sup} A_{sup} \Delta T_{sup} + U_{cond} A_{cond} \Delta T_{cond} + U_{sub} A_{sub} \Delta T_{sub}}{A_{total} \Delta T_{lm,overall}} \quad (7.14)$$

denklemini elde edilir. Burada tek değer ile ifade ettiğimiz toplam efektif ısı transfer katsayısını kullanarak besleme suyu ısıtıcısının performansı tahmin edilebilir. Besleme suyu ısıtıcısının tamamında toplam ısı transfer yüzeyi,

$$A_{total} = A_{sup} + A_{cond} + A_{sub} \quad (7.15)$$

denkleminde elde edilebilir.

7.2.1.2 Basınç Kaybı Hesabı

Guo vd., (2009) boru tarafındaki basınç kaybını boru boyunca meydana gelen basınç kaybının toplamı ve giriş ve çıkış nozulların da meydana gelen basınç düşümünün toplamı olarak aşağıdaki gibi ifade etmektedirler.

$$\Delta P_t = \left(4 f_t \frac{L}{d_i} \left(\frac{\mu_t}{\mu_{t,w}} \right)^{-0,14} + 1,5 \right) \frac{\rho_t v_t^2}{2} \quad (7.16)$$

Burada f_t boru tarafı sürtünme katsayısı, L tüp geçişlerinin uzunluğu, çok geçişli ısı değiştiricilerde dirsek kayıpları göz önünde bulundurulmalıdır. Guo vd., (2009) tarafından Bell metoduna göre gövde tarafındaki basınç kaybı aşağıdaki gibi ifade edilmektedir.

$$\Delta P_s = [(N_b - 1)\Delta P_{bk} R_b + N_b \Delta P_{wk}] R_1 + 2\Delta P_{bk} R_b \left(1 + \frac{N_{cw}}{N_c}\right) R_s \quad (7.17)$$

Burada N_b şaşırtma levhası sayısı, ΔP_{bk} iki şaşırtma levhası arasındaki ideal serbest geçiş kesitindeki basınç kaybı, R_b kısa devre düzeltme katsayısı, ΔP_{wk} ideal pencere bölmesinde basınç kaybı, R_1 şaşırtma levhası kaçak düzeltme katsayısı, N_{cw} şaşırtma levhası penceresinden geçen efektif boru sayısı, N_c kesit alanından geçen boru sayısı, R_s giriş ve/veya çıkışta eşit olmayan şaşırtma levhası aralıklarını düzeltme katsayısı anlamına gelmektedir. Eşitlik (7.16) ve eşitlik (7.17)'deki basınç kaybı değerlerini kullanarak sürtünmelerin üstesinden gelebilmek için besleme suyu pompasında harcanan gücü,

$$P = \frac{1}{1000\eta} \left(\frac{\dot{m}_t}{\rho_t} \Delta P_t + \frac{\dot{m}_s}{\rho_s} \Delta P_s \right) (kW) \quad (7.19)$$

Burada η toplam pompa verimini ifade etmektedir.

7.2.2 Gövde Borulu Isı Değiştiricileri İçin Optimum Dizayn

Geleneksel olarak ısı değiştirici optimizasyonu minimum toplam maliyetini amaçlar. Toplam ısıtıcı maliyeti yatırım masrafları ve işletme masrafları olmak üzere iki kısımdan oluşmaktadır. Yatırım masrafları ısıtıcıda kullanılan boru sayısına veya ısıtıcı yüzey alanına bağlı olarak değişmektedir. İşletme masrafları ise ısıtıcı da meydana gelen basınç kayıplarını yenmek için akışkanları ısıtıcı içinde akışa zorlayan pompalarda işletme ömrü boyunca harcanan elektrik enerjisinin bir değeri getirilmiş değerini ifade etmektedir. Isıtıcıyı daha kompakt yaparak yatırım maliyetlerini azaltmak istediğimizde ısıtıcının gövde çapı azalmakta ve ısıtıcı içindeki basınç kayıpları ve buna bağlı olarak işletme maliyeti artmaktadır. Tam tersi durumda basınç kayıplarını azaltmak için ısıtıcı içindeki boşlukları arttırdığımızda ısıtıcı boyutları ve yatırım maliyetleri artış göstermektedir. Yatırım masrafları ve toplam bir değere getirilmiş işletme masrafları aşağıdaki denklemlerle ifade edilmektedir.

$$C_{tot} = C_i + C_{oD} \quad (7.20)$$

$$C_i = a_1 + a_2 S^{a_3} \quad (7.21)$$

$$C_{oD} = \sum_{k=1}^{ny} \frac{C_o}{(1+i)^k} \quad (7.22)$$

$$C_o = PC_E H \quad (7.23)$$

Yukarıdaki denklemlerde C_i toplam yatırım maliyetlerini, C_{oD} sürtünmenin üstesinden gelebilmek için harcanan pompa gücünün oluşturduğu işletme masraflarının bugünkü değere getirilmiş toplam maliyetini ifade etmektedir. C_o yıllık işletme masraflarını, C_E enerji fiyatını (€/kWh), H yıllık işletme saatini ifade etmektedir. Boru ve gövdesi paslanmaz çelikten yapılmış ısıtıcılar için $a_1 = 8000$, $a_2 = 259,2$ ve $a_3 = 0,91$ olarak verilmektedir (Guo vd., 2009).

Sadece giriş ve çıkışındaki debileri ve termodinamik parametreleri belirli olan çok bölmeli bir ısıtıcıyı tasarlamak zorlu bir iştir. Diğer bir zorluk ise toplam maliyeti minimum yapan dizaynı bulmaktır. Maliyeti minimum yapan optimum dizaynı bulabilmek için ise daha önce bahsettiğimiz ısıtıcı dizaynı işlemlerini gövde çapını, boru ve gövde içindeki hızları, şaşırtma levhaları ve gövde ve boru demeti arasındaki boşlukları vs. değiştirerek tekrarlamamız gerekecektir. Yaptığımız iterasyonlar sonucu bulduğumuz yüzey alanı ve basınç kaybı değerlerini yukarıdaki denklemde yerine koyarak her bir durum için toplam maliyeti hesaplamamız ve içinden maliyeti minimum olan dizaynı seçmemiz gerekecektir. Isıtıcı dizaynı hesaplamalarındaki zaman kaybını ortadan kaldırmak için ısıtıcı dizaynında kullanılan Aspen HTFS+ programı yardımıyla yatırım masrafları ve basınç kayıpları hesaplandı.

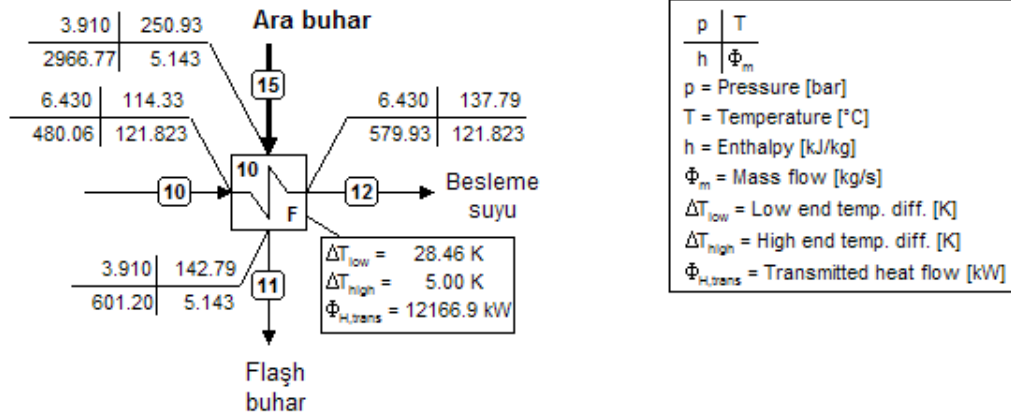
7.2.3 Aspen HTFS+

Aspen HTFS+ programı levhalı, kanatlı ve gövde borulu ısı değiştiricilerinin termal ve mekanik dizaynını yapabilmek için özelleşmiş alt programlardan oluşmaktadır. Gövde boru tip ısıtıcılarda daha önce Bölüm 7.2'de bahsettiğimiz ısıtıcının termal performansına etki eden 10'un üzerinde parametre bulunmaktadır. Bu parametrelerin tümünü ve basınç kayıplarından meydana gelen işletme masraflarını da göz önünde bulundurarak optimum bir dizayna ulaşmak için aylarca hesap yapmak gerekir. Bu zaman kaybını ortadan kaldırmak için Bölüm 7.2'de bahsettiğimiz ısıtıcı dizayn hesaplamalarını Aspen HTFS+ programının bir alt programı olan ve gövde boru tip ısıtıcılar için termal dizayn ve optimizasyon yapabilen Aspen Hetran programı yardımıyla gerçekleştirdik.

Aspen Hetran programına proses datalarını, ısıtıcı tipini ve dizayn kısıtlarını (programa dizayn için izin verdiğimiz maksimum basınç kaybı, hız ve ısıtıcının geometrik limit

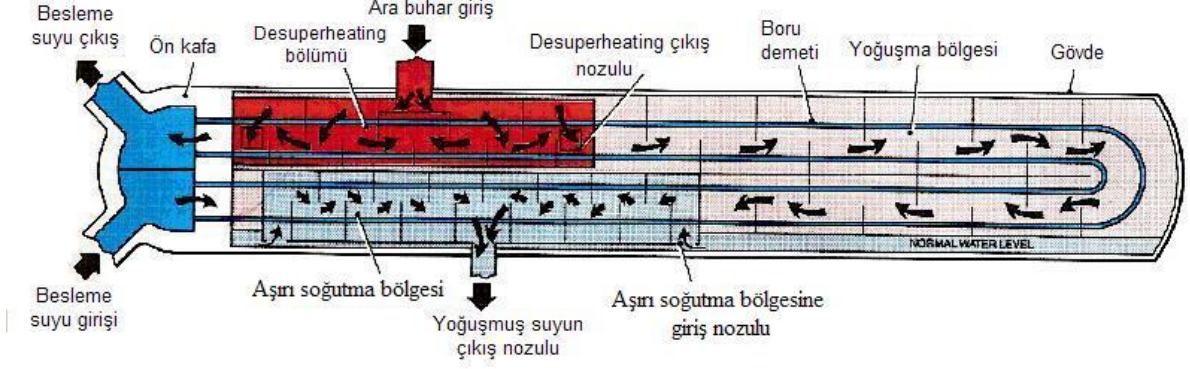
değerlerini) girdiğimizde program bu kıstaslar içinde kalacak şekilde minimum ısı transfer yüzeyini verecek olan dizaynı bulmaya çalışır.

Program içerisinde üç tip hesaplama modu vardır. Bunlar Dizayn, Rating ve Simülasyon modlarıdır. Dizayn modunda Şekil 7.9'daki gibi sadece proses dataları bilinen bir gövde boru tipi ısıtıcı için gerekli olan ısı yükü karşılayacak dizaynı bulmaya çalışır. Rating modu proses dataları ve bir takım geometrik parametreleri (Gövde iç veya dış çapı, şaşırtma levhaları arasındaki boşluklar, tüp boyu ve tüp geçiş sayısı) bilinen ısı değiştiricinin istenilen performansı sağlayıp sağlamadığını kontrol eder. Simülasyon modun da ise tüm geometrik parametreleri ve giriş proses şartları girildiğinde program sıcak ve soğuk akışkanların çıkış şartlarını tahmin eder. Isıtıcı dizaynı için yapmış olduğumuz hesaplamalarda Şekil 7.9'daki gibi sadece proses datalarını ve ısıtıcı tipini girerek dizayn modun da optimizasyon hesaplamalarımızı gerçekleştirdik. Isıtıcı tipini Şekil 7.10'daki gibi termik santrallerde çok sık kullanılan ön ısıtıcı tipi olan U tipi (AFU) seçtik (Antar ve Zubahir, 2007).



Şekil 7.9 4. ısıtıcıya ait proses dataları (n=5 ve $T_{kg}=161,6^{\circ}\text{C}$ için CycleTempo'da yapılan simülasyon).

Aspen Hetrans dizayn modun da istenilen performans değerlerini sağlayacak ısı değiştirici konfigürasyonunu bulmaya çalışır. Optimizasyon yaparken en uygun dizaynı bulana kadar bir takım geometrik parametreleri otomatik olarak değiştirir. Dizayn modunda yüksek öncelikli değişken gövde çapıdır. Program yeterli yüzey alanını, izin verilen basınç kaybı ve hız değerlerini karşılayabilecek en küçük gövde çapını bulmaya çalışmaktadır. İlk olarak en küçük gövde çapı belirlenir ve daha sonra hız, basınç kaybı ve yüzey alanı gereksinimlerini karşılayabilecek tüp boyu izin verilen ölçüler içinde en kısa standart boyu verecek şekilde program tarafından optimize edilir.



Şekil 7.10 Termik santrallerde çok sık kullanılan U tipi bir ön ısıtıcı.

Apsen Hetran her bir gövde çapı için dizayn hesaplamalarını yaptıktan sonra dizaynın aşağıdaki kriterleri sağlayıp sağlamadığını kontrol eder.

- Isı transferi için yeterli yüzey alanının sağlanıp sağlanmadığını.
- Basınç kayıplarının izin verilen limitlerde olup olmadığını
- Fiziksel boyutların standartlar veya bizim programa girdiğimiz değerlerin dışına çıkıp çıkmadığını
- Sıcak ve soğuk taraf için hesaplanan hızların izin verilen değerler içinde olup olmadığını
- Bulunan dizaynın mekanik olarak emniyetli ve imalatının kolay olup olmadığını

Program yukarıdaki 5 kistası sağlayan dizayna eriştiğinde gövde çapını daha fazla arttırmayı durdurur ve hesaplamayı keser. Program minimum gövde çapından başlayarak her bir gövde çapı için optimum dizayna ulaşıncaya kadar yüzlerce dizayn yapabilir. Yapılan her bir ara dizayn için tüp boyu, şaşırtma levhaları arasındaki boşluk, tüp sayısı ve tüp geçiş sayısı değerlerini otomatik olarak optimize eder ve her bir dizayn için bulmuş olduğu gövde çapı, tüp boyu, gövde ve boru tarafı için hesaplamış olduğu basınç kayıp değerlerini, şaşırtma levhaları sayılarını ve arasındaki mesafeyi, boru sayısını ve imalat maliyetini bir tabloda çıktı olarak vermektedir.

Örnek olarak Şekil 7.10'daki gibi U tipi ısıtıcı için Şekil 7.9'daki proses datalarını programa girerek optimizasyon işlemini gerçekleştirdiğimizde program Tablo 7.4'deki gibi her bir iterasyon için imalat maliyetlerini de içeren bir optimizasyon tablosunu çıktı olarak vermektedir. Apsen Hetran ile yaptığımız tüm dizaynlar da ısıtıcı konumunu yatay olarak

girdik. Isıtıcı gövde, boru, ayna vs. malzemesi olarak da karbon çeliği kullandık. Çok yüksek basınçlı ısıtıcılarda ise gövde silindiri için SS316 malzemesini kullandık.

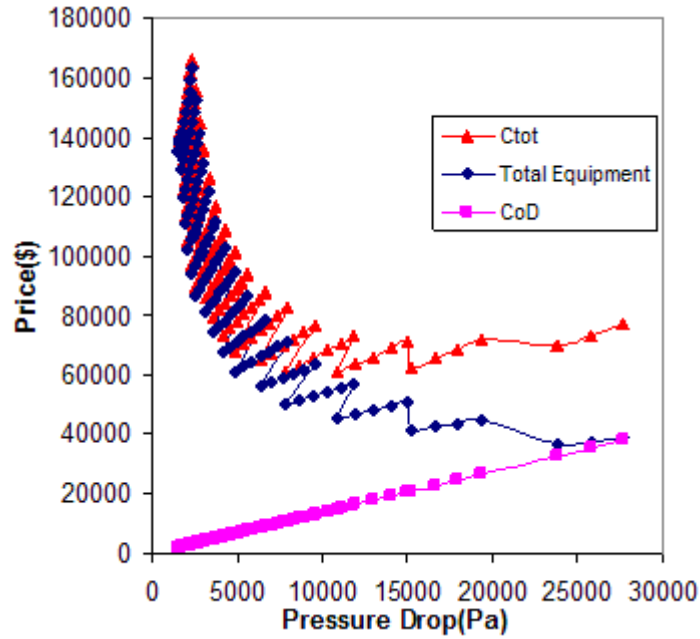
Tablo 7.4 Aspen Hetran'ın optimizasyon sonunda bulmuş olduğu dizaynlar ve bu dizayn sonuçları ile elde ettiğimiz toplam yatırım ve işletme maliyetleri.

	Shell	Tube Length		Pressure Drop		Baffle		Tube	Total equipment	Toplam yatırım	İşletme maliyeti
	Size	Actual	Reqd.	Shell	Tube	Spacin	No.	No.	Price	maliyeti	
	mm	mm	mm	Pa	Pa	mm			Dollar(US)	Ctot(\$)	
1	770	6000	4608,6	77869,5*	27704,3	751,84	7	518	39000	77144,7	38144,7
2	770	5500	4618,5	65831,2*	25748	791,46	6	518	37940	73391,1	35451,1
3	770	5000	4613	57188,1*	23791,2	795,53	5	518	36980	69736,9	32756,9
4	820	6000	4024,2	72979,8*	19285,2	749,81	7	640	45190	71742,8	26552,8
5	820	5500	4033,6	61589,3*	17945,6	790,45	6	640	43990	68698,4	24708,4
6	820	5000	4029,4	53455,4*	16605,4	795,53	5	640	42900	65763,2	22863,2
7	820	4500	4014,1	56322,3*	15265	748,79	5	640	41770	62787,6	21017,6
8	870	6000	3688,6	68300,9*	15040,1	748,79	7	742	50790	71498	20708
9	870	5500	3698	57608,8*	14011,3	789,43	6	742	49620	68911,5	19291,5
10	870	5000	3694,8	49935,2*	12982,2	795,53	5	742	48270	66144,5	17874,5
11	870	4500	3679,6	52708,6*	11952,8	747,78	5	742	47020	63477,2	16457,2
12	870	4000	3685,5	42720,2*	10923,9	795,53	4	742	45890	60930,6	15040,6
13	920	6000	3400,9	64253,6*	11881,2	747,78	7	856	57080	73438,6	16358,6
14	920	5500	3409,5	54102,8*	11083,9	789,43	6	856	55590	70850,9	15260,9
15	920	5000	3406,4	46896*	10286,2	795,53	5	856	54100	68262,6	14162,6
16	920	4500	3392,9	49583,1*	9488,3	746,76	5	856	52880	65944	13064
17	920	4000	3398	40122,1*	8690,8	795,53	4	856	51500	63465,9	11965,9
...
...
99	1474	3000	2028,9	18268,1*	1874,6	729,49	3	2586	132050	134631	2581,04
100	1474	2500	2024,2	13834,6*	1761,8	795,53	2	2586	128660	131086	2425,74
101	1524	6000	1977,8	31655*	2367,9	740,66	7	2780	162960	166220	3260,24
102	1524	5500	1981,8	26730,4*	2268,6	780,29	6	2780	159060	162184	3123,52
103	1524	5000	1982	23007,8*	2169,2	795,53	5	2780	155170	158157	2986,66
104	1524	4500	1975,9	24626,3*	2069,9	736,6	5	2780	152030	154880	2849,94
105	1524	4000	1979,1	19763,9*	1970,5	795,53	4	2780	148130	150843	2713,08
106	1524	3500	1969,2	22760,1*	1871,1	671,58	4	2780	144910	147486	2576,22
107	1524	3000	1970,5	17584,4*	1771,8	728,47	3	2780	141610	144050	2439,5
108	1524	2500	1965,8	13318,8	1672,5	795,53	2	2780	138000	140303	2302,78
109	1524	2000	1970,7	15753,6*	1573,1	593,34	2	2780	135070	137236	2165,92
110	1548	2500	1973,3	13043,8	1670,3	795,53	2	2780	139090	141390	2299,75

Tablo 7.4'deki gövde tarafındaki basınç kayıplarını gösteren sütundaki değerlerin yanında yıldız işareti (*) bulunmaktadır. Program bulmuş olduğu ara dizaynları daha önce bahsettiğimiz 5 kıstasa göre çek eder ve limitleri aşan bir değer olursa bu değer yanına yıldız işareti koyar. Yıldız işareti tüp boyunu gösteren sütundaki değer yanına olursa bu o satırdaki dizaynın ısı transferi için yeterli yüzey alana sahip olmadığını gösterir. Tablo 7.4'e baktığımızda hiçbir ara dizaynın yeterli yüzey alanı altında kalmadığı görmekteyiz. Program run edilmeden önce gövde ve boru tarafı için izin verilen basınç kaybı değerlerini boş

bıraktığımız için program kendisi girmiş olduğumuz proses datalarına göre elde edebilecek minimum basın değerine ulaşmaya kadar iterasyonu sürdürür. İzin verdiğimiz basınç kaybı değerleri yapacağımız maliyet analizi sonunda toplam maliyeti minimum yapan dizayn ve o dizayna ait basınç kaybı değerleri olacaktır.

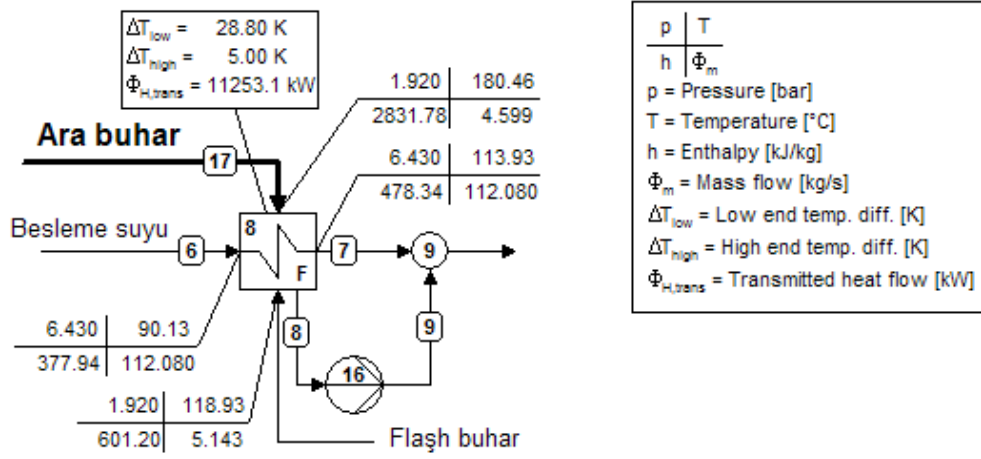
Tablo 7.4'deki dizaynlardan hangisinin optimum olduğuna karar verebilmek için basınç kaybından kaynaklanan işletme maliyetini ve yüzey alanına bağlı olarak değişen imalat maliyetini Bölüm 7.2.2'deki denklemleri kullanarak hesapladık ve Tablo 7.4'de sağ taraftaki son iki sütuna yerleştirdik. Toplam yatırım maliyeti hesabında (C_{tot}) Bölüm 7.2.2'deki yüzey alanına bağlı imalat maliyetini formülü ile hesaplanan C_i yerine Apsen Hetran'ın bulmuş olduğu imalat maliyeti değerini kullandık (Total Equipment). İşletme maliyeti hesabında ise programın bulmuş olduğu basınç kaybı değerlerini kullandık. Tablo 7.4'deki imalat (total equipment price), işletme ve toplam yatırım maliyetlerinin tüp tarafındaki basınç kayıpları ile değişimi Şekil 7.11'de gösterilmiştir.



Şekil 7.11 Optimizasyonu yapılan 4 nolu ısıtıcının tüp tarafındaki basınç kayıpları ile imalat, işletme ve toplam yatırım maliyetlerinin değişimi.

Şekilde ısıtıcının imalat maliyeti en küçük değerdeyken basınç kayıplarına bağlı işletme maliyetlerinin (CoD) imalat maliyetine eşit olduğu görülmektedir. İmalat maliyeti gövde çapı ile artarken, basınç kayıplarından kaynaklanan işletme maliyeti azaldı. Tablo 7.4 ve Şekil 7.11'i birlikte yorumlayacak olursak basınç kayıplarındaki düşüşün ve imalat maliyetindeki artışın ısıtıcı gövde çapındaki artışla meydana geldiği görülmektedir. Toplam yatırım maliyeti ise 77144\$ değerinden başlayarak azalmakta ve 12. iterasyondan sonra aradığımız optimum

değere (60930) ulaşır ve bu noktadan sonra artışa geçer. 4 nolu ısıtıcı için toplam yatırım maliyetini bu optimum noktadaki maliyet olarak alındı ve santraldeki tüm kapalı tip ısıtıcılar için yatırım maliyeti hesabında aynı yol izlendi. Yoğuşan ara buharın bir sonraki ısıtıcıya kısıldığı ısıtıcılarda sadece tüp tarafı pompayla akışa zorlandığından bu ısıtıcılarda işletme maliyeti hesabı yaparken gövde tarafındaki basınç kayıpları hesaba katılmadı. Diğer taraftan Şekil 7.12'deki gibi yoğuşan ara buharın pompayla besleme suyuna eklendiği durumlar için gövde tarafı basınç kayıpları işletme maliyeti hesabına etki ettiği göz önüne alındı.



Şekil 7.12 Hem gövde hem de boru tarafı basınç kayıplarının işletme maliyetine etki ettiği ısıtıcı örneği.

8. ELEKTRİK ÜRETİM MALİYETİNİN HESAPLANMASI

Bu bölümdeki elektrik enerjisi üretim maliyeti hesaplanmasını içeren bilgileri Prof.Dr. Bahri ŞAHİN hocamızın Enerji Maliyeti kitabından faydalanarak oluşturuldu. Elektrik enerjisi üretim maliyetini hesaplayabilmek için santrale yapılan masrafların bilinmesi gerekir. Genellikle bu masraflar sırasıyla; santral yeri masrafları, santralin inşaat masrafları, işletme başladıktan sonra bahis konusu olan yakıt masrafları, işletme ve bakım masraflarıdır. Yaptığımız elektrik enerjisi üretim maliyeti hesaplarında santral yeri masraflarını göz ardı ettik. Santralin her yıl yaklaşık aynı elektrik enerjisini ürettiğini kabul edersek, birim elektrik enerjisi üretim maliyeti, yıllık toplam masrafları yıllık enerji üretimine oranı olarak,

$$g_e = \frac{C_k + C_m + C_f}{E_e} = \frac{C_T}{E_e} \quad (8.1)$$

şeklinde ifade edilir (Şahin, 1995). Burada; C_k yıllık sabit sermaye veya yatırım masraflarını, C_m yıllık işletme ve bakım masraflarını, C_T yıllık toplam masrafları ve E_e de ortalama yıllık elektrik enerjisi üretimini göstermektedir. (8.1)'deki denklemindeki pay ve paydaları ayrı yazacak olursak,

$$g_e = \frac{C_k}{E_e} + \frac{C_m}{E_e} + \frac{C_f}{E_e} \quad (8.2)$$

Denklemini elde edilmiş olur. Bu denklemde eşitliğin sağ tarafındaki ifadeler sırasıyla birim elektrik üretim maliyeti içerisindeki sermaye ve yatırım masraflarının payını, işletme ve bakım masraflarının payını ve yakıt masraflarının payını ifade etmektedir.

Elektrik enerjisi üretim maliyetinin her zaman bu kadar kolay elde edilemeyeceği bilinmelidir. Zorlukların başında, paranın zaman içindeki değerinin hesaba katılması gelir. Santralin inşaatı süresince yapılan masraflar değişik tarihlerde yapılmaktadır. Ayrıca yıllık işletme ve bakım masrafları, yıllık yakıt masrafları ile yıllık elektrik enerjisi üretimi yıldan yıla değişmektedir.

8.1 Sabit Yıllık Sermaye Masraflarının Hesaplanması

Bir santral inşaatına başlamadan önce santralin direkt inşaat bedeli (I_d) tahmini olarak hesaplanmaktadır. Simülasyonunu yaptığımız santralin kazan, türbin, deaerasyon, kondenser, pompalar ve generatör yatırım maliyetlerini Tablo 7.1'de termodinamik parametrelere bağlı olarak yatırım maliyetlerini veren fonksiyonlarla ve kapalı tip ısıtıcılar için de Aspen

Hetran'la Bölüm 7.2.3'deki gibi hesaplandı ve I_d direkt inşaat bedeli santrali oluşturan her bir komponent için hesaplanan yatırım maliyetlerinin toplamı olarak alındı. Santral inşaatı uzun yıllar süreceğinden santralin direkt inşaat bedeli olan I_d ' nin tamamı inşaat başlangıcında bankadan kredi olarak çekilmez, inşaat süresince tahmin edilen harcama planı doğrultusunda her yılın sonunda bankadan kredi olarak çekilmektedir. Bu para yatırımcının kendi parası da olsa hesaplamalarda bankadan kredi olarak alındığı varsayılır. İnşaat süresince harcama planına göre her yıl yapılması gereken harcamalar inşaatla kullanılan malzeme, teçhizat ve işçilik fiyatlarındaki artış (eskalasyon) sebebiyle inşaatın başlangıç tarihi için geçerli olan direkt inşaat bedelinden daha yüksek olacaktır. Yıllık eskalasyon oranı (e) ve inşaat süresi boyunca herhangi bir t yılına ait yıllık harcama yüzdesi $y(t)$ ile gösterilirse herhangi bir t yılına ait eskale edilmiş yıllık harcama miktarı,

$$Y_e(t) = I_d y(t)(1 + e)^t \quad (8.3)$$

İfadesi ile hesaplanabilmektedir. Hesaplamalarımızda inşaat süresini 5 yıl ve harcama dağılımını 1.yıl için %20, 2.yıl için %30, 3.yıl için %20, 4.yıl için %15 ve 5.yıl için %5 olarak kabul ettik. İnşaat süresince yapılan yıllık $Y_e(t)$ harcama miktarının bankadan kredi olarak alındığı düşünülürse, inşaat periyodu sonunda $Y_e(t)$ miktarına ilave olarak bir faiz yükünün de geri ödenmesi gerekmektedir.

İNşaat süresince herhangi bir t yılının başında kredi olarak kullanılan $Y_e(t)$ miktarı için, inşaat bitiminde geri ödenmesi gereken borç, faiz yükü de dahil olmak üzere,

$$T(t) = Y_e(t) \left[(1 + i)^{L+1-t} \right] \quad (8.4)$$

Şeklinde ifade edilebilir. Burada L inşaat süresi olduğundan $(L+1-t)$ büyüklüğü ise faiz periyodu olarak düşünülmelidir. Faaliyet yılı için gerekli kredi yılın sonunda kullanılırsa, faiz periyodu $(L-t)$ olacaktır. Eskalasyon ve faiz yükleri de dahil olmak üzere inşaatın bitimindeki toplam yatırım bedeli,

$$I_k = \sum_{t=1}^L T(t) \quad (8.5)$$

olmaktadır. I_k ' yi daha açık bir şekilde yazacak olursak,

$$I_k = \sum_{t=1}^L I_d y(t)(1 + e)^t \left[(1 + i)^{L+1-t} \right] \quad (8.6)$$

olmaktadır. Santralin inşaatı süresince, eskalasyon ve faiz yükleri de dahil olmak üzere yapılan toplam yatırımın üretime başlama tarihindeki değeri I_k hesaplandıktan sonra Amortisman katsayısı kullanılarak sabit bir yıllık sermaye masrafı aşağıdaki denklemlerle bulunabilir.

$$C_k = I_k \left[\frac{i(1+i)^{ny}}{(1+i)^{ny} - 1} \right] \quad (8.7)$$

Burada n santralin ömrünü, i banka kredi faizini ifade etmektedir. birim elektrik enerjisi üretim maliyeti içerisinde sermaye maliyetinin payı,

$$g_k = \left(\frac{C_k}{E_e} \right) \quad \left[\frac{\$/kWh}{kWh} \right] \quad (8.8)$$

olmaktadır. Elektrik üretim maliyeti hesaplarında santral ömrünü 30 yıl kabul edildi. Burada E_e yıllık ortalama elektrik enerjisi üretimini ifade etmektedir. Santralin ömrü boyunca şebeke yük faktörü ortalaması L_f , santralin net gücü N_e ise E_e 'yi şu şekilde hesaplayabiliriz.

$$E_e = 8760 N_e L_f \quad [kWh] \quad (8.9)$$

N_e değeri simülasyon sonuçlarından alındı. L_f %79 olduğu kabul edildi.

8.2 Sabit Yıllık Yakıt Masraflarının Hesaplanması

Santralin termik verimi η_t ise, özgül ısı sarfıyatı,

$$q = \frac{3600}{\eta_t} \quad \left[\frac{kJ}{kWh} \right] \quad (8.10)$$

ifadesi ile hesaplanır. η_t değeri simülasyon sonuçlarından alındı. Özgül ısı sarfıyatı santralde birim enerji üretebilmek için kullanılan ısıyı vermektedir. Buradan yıllık yakıt tüketimini,

$$m_f = \frac{qE_e}{H_u} \quad \left[\frac{kg}{yl} \right] \quad (8.11)$$

ifadesiyle hesaplanabilir. Burada H_u (kJ/kg) kullanılan yakıtın alt ısı değeri. Simülasyonunu yaptığımız CAN termik santralinde kullanılan kömürün alt ısı değeri $H_u =$

10886,3kj/kg'dır. Tüketilen yakıt miktarı bilindiğine göre yıllık yakıt masrafı aşağıdaki gibi hesaplanabilir.

$$C_f = m_f F \quad \left[\frac{\$/\text{yl}}{\text{kg}} \right] \quad (8.12)$$

Burada F yakıt fiyatını (\$/kg) ifade etmektedir. Hesaplamalarda yerli kömür için F=20\$/ton kabul edildi. Santralin ömrü boyunca yakıt fiyatları eskalasyona uğrayacağından yukarıdaki denklemde yıllık yakıt maliyetinin bulunmasında kullanılan yakıt fiyatı (F) hangi yıla ait ise, bu yakıt maliyeti de o yıla ait olacaktır. O zaman santralin üretime başladığı zaman ki yakıt fiyatına F_o dersek, üretime başlanan yıl için hesaplanan yıl için yakıt masrafı,

$$C_{fo} = m_f F_o \quad (8.13)$$

olmaktadır. e_f yakıt fiyatlarındaki eskalasyonu ifade edecek olursa santral ömrü boyunca herhangi bir t yılına ait yıllık yakıt masrafı,

$$C_f(t) = C_{fo} (1 + e_f)^t \quad (8.14)$$

denklemleri ile hesaplanmaktadır. Hesaplamalarımızda yakıt fiyatlarındaki eskalasyonun %1 olduğunu kabul ettik. Santralin ömrü boyunca yapılan yıllık değişken yakıt masraflarının santralin üretime başladığı referans tarihteki toplam değerini, eskalasyon ve faiz yükünü hesaba katarak, aşağıdaki gibi hesaplayabiliriz.

$$C_{f(PW)} = \sum_{t=1}^{ny} C_{f1} (1 + e_f)^{t-1} (1 + i)^{-t} \quad (8.15)$$

$e_f \neq i$ ise geometrik seri şimdiki değer faktörünü kullanarak $C_{f(PW)}$ 'yi yazacak olursak,

$$C_{f(PW)} = \frac{C_f(1)}{i - e_f} \left[1 - (1 + e_f)^{ny} (1 + i)^{-ny} \right] \quad (8.16)$$

denklemleri elde edilir. (8.16) denklemi ile hesaplanan $C_{f(PW)}$ değerini kullanarak, santralin ömrü (n) boyunca yapılan eşdeğer ve üniform yıllık yakıt masraflarını,

$$C_{f(AW)} = \frac{C_{f(PW)}}{\sum_{t=0}^{ny} (1 + r)^{-t}} \quad (8.17)$$

denklemleriyle hesaplayabiliriz. Burada denklemleri daha açık bir şekilde yazabilmek için amortisman katsayısını (8.17) de yerine koyacak olursak santral ömrü boyunca eşdeğer ve üniform yıllık yakıt masrafları,

$$C_{f(AW)} = C_{f(PW)} \left[\frac{i(1+i)^{ny}}{(1+i)^{ny} - 1} \right] \quad \left[\frac{\$/yu}{\$/yu} \right] \quad (8.18)$$

denklemlerine eşit olur. Hesaplamalarımızda $i=8\%$ ve $r=12\%$ kabul edildi. Buradan yıllık üniform yakıt masrafları biliniyorsa birim elektrik enerjisi üretim maliyeti içerisinde yakıt masraflarının payı,

$$g_f = \frac{C_{f(AW)}}{E_e} \quad \left[\frac{\$/kWh}{\$/kWh} \right] \quad (8.19)$$

ifadesi ile hesaplanabilir.

8.3 İşletme ve Bakım Masraflarının (O&M) Hesaplanması

O&M masrafları, işletme esnasındaki tüm işçilik, malzeme tedarik ve depolama, tamir ve bakım, sigorta v.b. masrafları kapsar. O&M masrafları yıldan yıla değişiklik gösterebilir, bazı yıllar yenilenen parçalar nedeniyle tamir ve bakım masrafları farklıdır. Bu durumda işletme boyunca değişken yıllık O&M masraflarının ($C_m(t)$) referans tarihe getirilmiş toplam değeri kullanılmalıdır. Referans tarih olarak santralin işletmeye başladığı tarih kabul edilirse, n yıllık santral ömrü boyunca yapılan O&M masraflarının referans tarihteki değeri,

$$C_{m(PW)} = \sum_{t=0}^{ny} C_m(t)(1+r)^{-t} \quad (8.20)$$

olmaktadır. (8.20)'deki denklemlerle hesaplanan $C_{m(PW)}$ değerinden hareketle, bir değere getirilmiş maliyet metodu kullanılırsa, üretilen enerji başına O&M maliyeti,

$$g_m = \frac{\sum_{t=0}^{ny} C_m(t)(1+r)^{-t}}{\sum_{t=0}^{ny} E(t)(1+r)^{-t}} \quad \left[\frac{\$/kWh}{\$/kWh} \right] \quad (8.21)$$

İfadesi ile elde edilir. Bazı ülkelerde işçilik ücretinin çok düşük olması nedeniyle O&M masrafları ülkeden ülkeye değişiklik göstermektedir. Tablo 8.1'de değişik ülkelere ait birim

santral gücü için O&M masrafları verilmektedir. Tablodaki ülkelerden İspanya ekonomik yapı olarak ülkemize en yakın olandır. Bu yüzden hesaplamalarımızda Tablo 8.1'deki İspanya örneği için verilen 37,8\$/kWeYıl değerini kullandık.

Tablo 8.1 Kömür santrallerinde O&M masrafları (\$/kWeYıl) (Şahin, 1995).

(1.7.1991\$)							
Ülke	Güç (Mwe)	O&M masrafları	Sabit masraflar % Lf=%75	O&M Masrafları Projeksiyonu			
				2000	2010	2020	2030
Belçika	1x750	32	NS	NS			
Kanada	4x749	28,3	35	1	1	1	1
Danimarka	1x385	47,6	60	1	1	1	1
Finlandiya	2x500	35,2	32	1	1	1	1
Fransa	2x501	50,6	93	1	1,16	1,36	1,56
Almanya	1x700	97,8	85	NS			
İtalya	4x610	53,7	70	1	1	1	1
Japonya	4x700	51,2	100	1	1	1	1
Hollanda	2x600	31	85	1	1	1	1
Portekiz	4x276	40,9	50	1	1	1	1
İspanya	1x500	37,8	78	1	1	1	1
İsveç	1x600	54,7	48	1	1	1	1
Türkiye	2x461,5	NS					
İngiltere	1x200	85	62	NS			
ABD	2x600	67,3	36	1	1	1	1
Çin	2x600	31,3	86	1	1,02	1,05	1,09
Çekoslovakya	1x455	44	67	1	1,09	1,16	1,16
Hindistan	4x190	26,6	90	1	1	1	1
Kore(1)	2x455	56,7	100	1	1	1	1
Rusya(2)	3x317	35	75	NS(3)			

(1) Kore'de O&M masrafları çalışan santrallerden çıkarılmıştır.
(2) Ruble 1989/kWeYıl olarak verilmiş.
(3) NS : Bildirilmemiş

9. UYGULAMA

Bu bölümde ısıtıcı sayısı ve kazan giriş sıcaklığı ile elektrik üretim maliyetindeki değişimi inceledik. Simülasyonunu yaptığımız her bir durum için santrali oluşturan bileşenlerin (Türbin, generatör, kondenser, pompa, kazan ve dearatör) yatırım maliyetlerini Tablo 7.1’de termodinamik parametrelere bağlı olarak sistem bileşenlerinin yatırım maliyetlerini veren formülleri kullanarak hesapladık. Tablo 7.1’deki fonksiyonlarla yatırım maliyetlerini hesaplariken $n=7$ için Tablo 9.1’deki ve $n=5$ için Tablo 9.2’deki kazan giriş sıcaklığı ile her bir bileşen için değişen termodinamik parametreleri kullandık. Tablo 9.1 ve Tablo 9.2’de kazan, dearator, buhar türbinleri, kondenser, pompalar ve generatör ünitelerinin yatırım maliyetlerinde etkili olan parametrelerin kazan giriş sıcaklığı ile değişimi verilmektedir. Isıtıcıların maliyet hesabında bölüm 7.2 ve Bölüm 7.2.3’de bahsedilen yöntemleri kullandık.

9.1 Yatırım Maliyetleri

Tablo 7.1’deki fonksiyonlara göre Tablo 9.1 ve Tablo 9.2’deki değişkenleri kullanarak sistemi oluşturan her bir bileşen için kazan giriş sıcaklığı ve ısıtıcı sayısındaki değişimle yatırım maliyetlerini hesapladık. Elektrik üretim maliyeti hesaplarımızda mühendislik, inşaat ve borulama masraflarının her bir durumda sabit kaldığı varsayımını yaptık. Farklı koşullar arasında karşılaştırma yapacağımız için kazan giriş sıcaklığı ve ısıtıcı sayısı ile değişmediğini varsaydığımız bu maliyetler yorumlarımızı da değiştirmeyecektir. $n=7$ ve $n=5$ için hesapladığımız yatırım maliyetlerinin kazan giriş sıcaklığı ile değişimi sırasıyla Tablo 9.3 ve Tablo 9.4’de gösterilmektedir. $n=7$ ve $n=5$ durumları için kazan giriş sıcaklığı arttığında kazan, türbin, kondenser, dearatör, jeneratör, ünitelerinin ve buna bağlı olarak da toplam yatırım masraflarının azaldığı Tablo 9.3 ve Tablo 9.4’den görülmektedir. Bunun yanında kazan giriş sıcaklığı arttığında pompa ve ısıtıcılar için yapılan yatırım masraflarının artmaktadır.

Aynı kazan giriş sıcaklığı ($T_{kg}=331,4^{\circ}\text{C}$) ve $n=7$ için türbin ve jeneratör ünitelerine yapılan yatırım masrafları $n=5$ durumu ile kıyaslandığında $n=7$ durumu için yapılan türbin yatırım masrafları %2,22 ve generatör masrafları %2,81 daha fazla çıktı. Isıtıcılar için yapılan yatırım masrafları $n=7$ için $n=5$ ’e göre %21,9 daha fazla çıktı. Her iki durum da kapalı tip ısıtıcılara yapılan yatırım masrafları $n=7$ için toplam yatırım maliyetlerinin %0,23’unu ve $n=5$ için %0,19’unu tuttu. Bununla birlikte Pompa, dearatör ve ısıtıcılardan oluşan besleme suyu ön ısıtıcı ağının yatırım maliyeti $n=7$ için toplam yatırım maliyetinin %1,49’unu ve $n=5$ için %1,57’sini oluşturdu. Tablo 9.3 ve Tablo 9.4’de hesaplanan değerlerden yola çıkarak sistem

bileşenlerinin yatırım maliyetlerini çoktan aza doğru sıralayacak olursak; kazan, kondenser, türbin, jeneratör, dearator, pompa ve kapalı tip ısıtıcılar şeklinde bir sıralama meydana gelmektedir.

Tablo 9.1 n=7 için sistem bileşenlerinin yatırım maliyeti hesabında önemli olan termodinamik parametrelerin kazan giriş sıcaklığı ile değişimi.

Tkg (C)	n=7															
	Pompa Gücü (kW)				Türbin Gücü (kW)			Kazan		RSH		Generatör	Dearator	Condenser		
	P1	P2	P3	P4	Pmlow	Pmmid	Pmhigh	Qkazan (kW)	Tish (C)	mrsh (kg/s)	Qrsh (kW)	Pel (kW)	mwater (kg/s)	mbuhar (kg/s)	mss (kg/s)	Qkon (kW)
112,6	1601	12,5	0,33	3068	76491,9	66219,8	47083,51	435509,4	112,6	127,04	76532,45	187897,2	120,94	112,371	12163,3	248107
161,3	1473	40,1	2,15	3122	70531,4	65905,1	47083	404701,2	161,3	127,04	76532,48	181684,86	116,793	103,235	11191,9	227936
222,1	1330	115	9,46	3154	62972,3	61904,2	47083,41	364817,7	222,1	127,04	76532,29	170240,22	111,814	92,908	10103,2	205134
258,5	1229	195	19,5	3127	57905,4	56816,3	46635,48	339580	258,49	117,546	70813,14	159743,56	106,926	85,644	9336,64	189096
282,9	1154	265	30,1	3076	54046,7	53198,8	45455,04	321621,2	282,9	107,659	64856,78	151173,47	102,688	80,259	8766,36	177206
331,5	1010	460	65,1	2842	46923,7	45954,4	40216,38	280425,9	331,5	93,855	56540,85	131763,48	93,855	69,87	7665,15	154268

Tablo 9.2 n=5 için sistem bileşenlerinin yatırım maliyeti hesabında önemli olan termodinamik parametrelerin kazan giriş sıcaklığı ile değişimi.

Tkg (C)	n=5															
	Pompa Gücü (kW)				Türbin Gücü (kW)			Kazan		RSH		Generatör	Dearator	Condenser		
	P1	P2	P3	P4	Pmlow	Pmmid	Pmhigh	Qkazan (kW)	Tish (C)	mrsh (kg/s)	Qrsh (kW)	Pel (kW)	mwater (kg/s)	mbuhar (kg/s)	mss (kg/s)	Qkon (kW)
94,99	1637	14,1	0,4	3072	77859,2	66219,9	47083,6	445150,6	97,18	127,04	76532,6	189251,09	124,615	115,455	12440,5	254917
135	1527	52,4	2,87	3132	73416	66219,8	47083,49	419602,3	137,85	127,04	76532,41	184852,05	122,924	107,471	11603,1	237288
161,6	1460	101	7,65	3153	69665	65933,7	47083,54	402440	164,79	127,04	76532,49	180855,33	121,823	102,541	11092,3	226403
228,3	1306	396	49,1	3011	61297,7	60517,7	47083,47	357787,1	232,4	127,04	76532,39	167209,84	118,891	91,114	9922,61	201173
294,6	1101	1005	211	2203	50544,3	49586,3	44674,13	308977,7	299,09	98,646	59427,5	143356,59	112,207	76,067	8364,33	167951
332,9	997,6	1553	398	1053	45225	44484,5	39407,79	275860	335,98	91,775	55287,85	127826,05	106,794	68,338	7565,94	150886

Tablo 9.3 n=7 için santraldeki her bir ekipmanın yatırım maliyetlerinin kazan giriş suyu sıcaklığı ile değişimi

Tkg	Sistem bileşenleri yatırım maliyetleri,(1992 \$)					(2006\$),Aspen	(2003\$)	(2009\$)
	Zboiler	Zp	Zst	Zkon	Zdearator	Zheater	Zgen	Ztoplaml
112,6	212596747,2	668688,601	29452537	37765241	4169744,276	499572	6142929,7	440332836
161,3	203841177,2	670271,698	28787884	34707940,42	4069136,102	539612	5949823,1	421035322
222,1	192910198,5	680046,907	27541555	31258964,85	3946915,013	614773	5593199,5	396779193
258,5	183477747	686756,788	26369567	28832425,31	3825328,804	597939	5265061,4	376398840
282,9	176079497,6	689905,551	25383098	27032055,06	3718555,202	638092	4996352,3	360491256
331,5	163139864,6	693294,302	23060896	23557951,03	3491649,455	773188	4384868,3	331108115

Tablo 9.4 n=5 için santraldeki her bir ekipmanın yatırım maliyetlerinin kazan giriş suyu sıcaklığı ile değişimi

Tkg	Sistem bileşenleri yatırım maliyetleri,(1992 \$)					(2006\$),Aspen	(2003\$)	(2009\$)
	Zboiler	Zp	Zst	Zkon	Zdearator	Zheater	Zgen	Ztoplaml
94,99	215369044,8	674133,227	29595376	38759505,47	4258039,359	304186	6184971,8	446257316
135	208057154,9	681986,493	29128432	36096236,32	4217510,039	348078	6048313,7	430224093
161,6	203213724,6	691617,712	28697780	34456380,19	4191031,735	387203	5924012,9	419586975
228,3	191058404,5	732247,683	27206931	30666200,92	4120166,173	482462	5498572,9	392646183
294,6	170425139,9	753108,416	24469760	25661805,31	3956620,638	590492	4750595,2	348547497
332,9	161701256,4	710284,687	22578969	23092780,51	3822022,537	634651	4260294,8	327717095

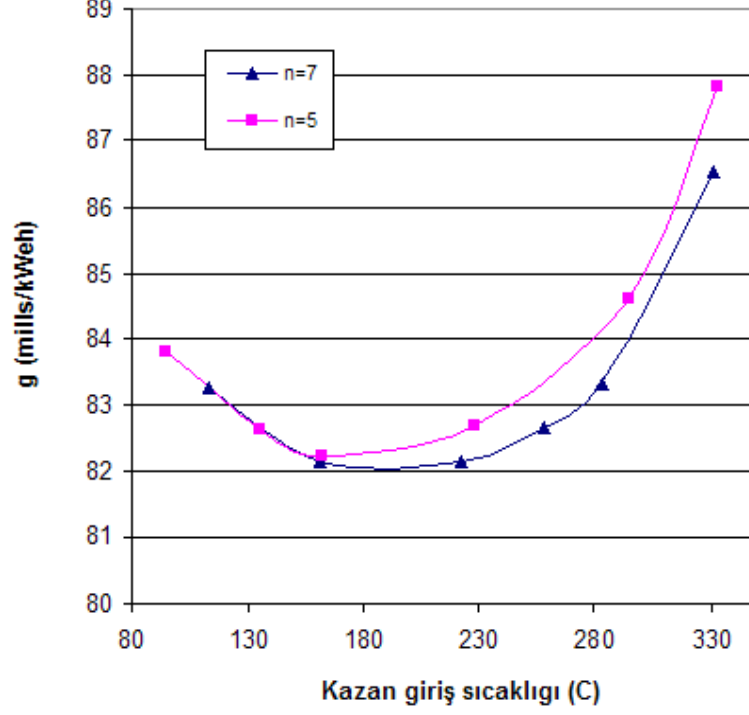
9.2 Elektrik Üretim Maliyetleri

Bu bölümde n=7 ve n=5 durumları için kazan giriş sıcaklığı değişimi ile elektrik üretim maliyetinin nasıl değiştiğini incelemek amacı ile elektrik üretim maliyetlerini hesapladık. Hesaplamalarımızı Bölüm 8’de bahsettiğimiz elektrik üretim maliyeti hesaplamalarını kullanarak gerçekleştirdik. Simülasyonunu yaptığımız santral için direkt inşaat bedelinin (I_d) Tablo 9.3 ve Tablo 9.4’de bulduğumuz toplam yatırım masraflarına göre değiştiğini kabul edildi ve hesaplamalarda bu değerler kullanıldı. Elektrik üretim maliyeti hesaplarımızda kullanılan sabit değerler (inşaat süresi ve harcama dağılımı, santralde kullanılan kömürün alt ısıl değeri, fiyatı v.s) Tablo 9.5’de verilmektedir.

Tablo 9.5 Elektrik üretim maliyeti hesaplamalarında kabul edilen değerler.

İnşaat süresi, harcama dağılımı ve İnşaat süresince eskalasyon						
L	1.Yıl	2.Yıl	3.Yıl	4.Yıl	5.Yıl	e(in)
5	20%	30%	30%	15%	5%	4,5%
Santralde kullanılan kömürün alt ısıl değeri, yakıt fiyatı ve eskalasyonu						
Hu (kj/kg)	F (\$/ton)		e(f)		Lf	
10883,6	20		1%		79%	
Faiz, iskonto ve işletme masraflarındaki eskalasyon oranı, santral ömrü ve birim O&M masrafları						
i	r	e(m)	ny	co&m(\$/kWeyıl)		
0,08	0,1	0,05	30	37,8		

Elektrik üretim maliyeti içindeki yakıt masraflarını hesaplariken kullandığımız verim değerleri Şekil 6.8'deki simülasyon sonuçlarından alındı. Şekil 9.1'de kazan giriş sıcaklığı ile $n=7$ ve $n=5$ durumları için hesaplanan birim elektrik üretim maliyetlerindeki (g) değişim gösterilmektedir.



Şekil 9.1 $n=7$ ve $n=5$ için birim elektrik üretim maliyetinin kazan giriş sıcaklığı ile değişimi.

Şekil 9.1'den $n=5$ için hesaplanan birim elektrik üretim maliyetlerinin $n=7$ için hesaplanan birim elektrik üretim maliyeti değerlerinden büyük olduğu görülmektedir. $n=7$ için minimum elektrik üretim maliyeti yaklaşık olarak 200°C ve $n=5$ için ise yaklaşık olarak $161,6^{\circ}\text{C}$ kazan giriş sıcaklığı değerlerinde meydana geldi. $n=5$ ve $n=7$ durumları için hesaplanan birim elektrik üretim maliyeti değerleri arasındaki en büyük fark %1,19 ile yaklaşık olarak 280°C kazan giriş sıcaklığında gerçekleşti.

Tablo 9.6 Şekil 9.1'deki elektrik üretim maliyetlerinin kazan giriş sıcaklığı ile değişimi.

n=7				
Tkg	g(mills/kWh)	gk	gf	gm
112,6	83,246	53,784	20,309	9,154
161,3	82,124	53,219	19,752	9,154
222,1	82,126	53,609	19,363	9,154
258,5	82,656	54,284	19,219	9,154
282,9	83,317	55,012	19,151	9,154
331,5	86,547	58,170	19,223	9,154
n=5				
Tkg	g(mills/kWh)	gk	gf	gm
94,99	83,821	54,122	20,545	9,154
135	82,618	53,449	20,015	9,154
161,6	82,229	53,313	19,762	9,154
228,3	82,676	54,093	19,429	9,154
294,6	84,621	56,184	19,283	9,154
332,9	87,819	59,230	19,435	9,154

Tablo 9.6'da Şekil 9.1'de hesaplanan birim elektrik üretim maliyeti içerisindeki birim yatırım, yakıt ve O&M masrafları ayrıntılı bir şekilde verilmektedir. n=7 için kazan giriş sıcaklığı ile birim elektrik üretim maliyeti içindeki yatırım masraflarının payı %64,6'dan %67,2'ye artarken, yakıt masraflarının payı %24,38'den %22,2'ye ve O&M masraflarının payı da %11,02'den %10,6'ya düştü. n=7 için kazan giriş sıcaklığı 112,6°C'den 331,5°C'ye çıktığında birim elektrik üretim maliyeti içindeki yatırım masrafları %8,16 artarken yakıt masrafları %5,32 azaldı.

n=5 için ise artan kazan giriş sıcaklığı ile birim elektrik üretim maliyeti içindeki birim yatırım masraflarının payı %2,84 artarken, birim yakıt masraflarının payı %2,4 azalmaktadır. n=5 için kazan giriş sıcaklığı 94,99°C'den 332,9°C'ye çıktığında birim elektrik üretim maliyeti içindeki birim yatırım masrafları (gk) %9,44 artarken, birim yakıt masrafları (gf) %1,11 azaldı. Her iki durumda da birim O&M masrafları değişmedi.

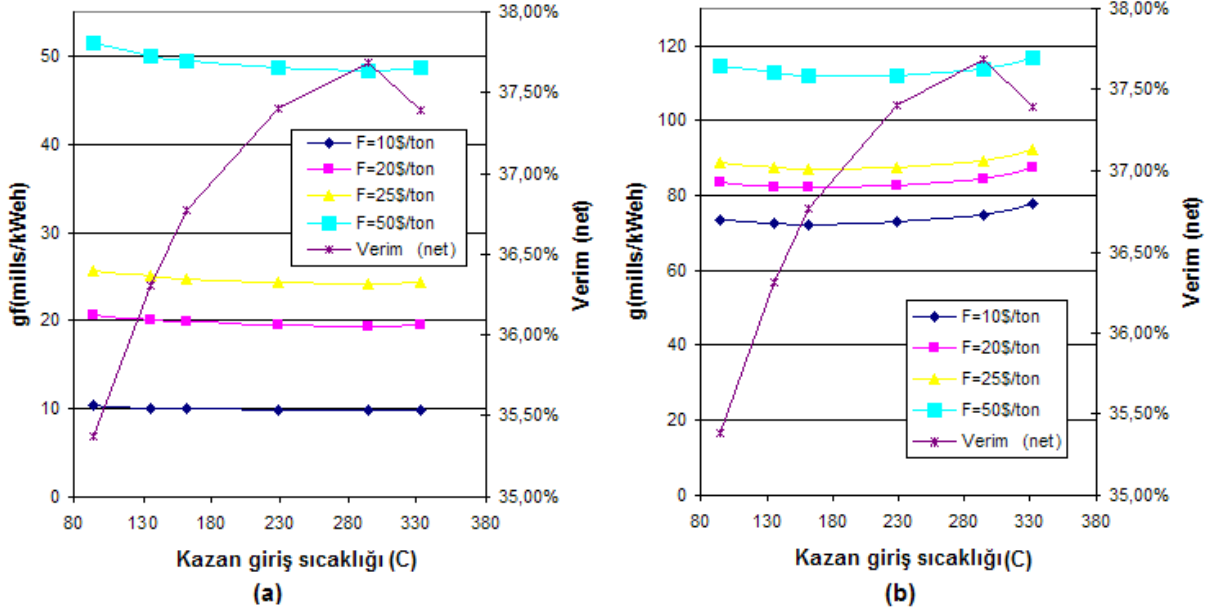
9.3 Duyarlılık Analizleri

Simülasyonunu yaptığımız ÇAN santralinin orijinal kazan giriş sıcaklığı 249,8°C'dir. Yapmış olduğumuz elektrik üretim maliyeti hesaplamalarına göre ÇAN için bulduğumuz optimum kazan giriş sıcaklığı 200°C civarında çıktı. Bu bölümde ısıtıcı sayısı dışında optimum kazan giriş sıcaklığı üzerinde hangi parametrelerin etkili olduğunu görebilmek amacıyla birtakım duyarlılık analizleri gerçekleştirildi. Elektrik üretim maliyeti hesaplarını yaparken kullandığımız Tablo 9.5'deki sabit değerlerden yakıt fiyatını (F), yakıt fiyatlarındaki

eskalasyonu (ef), yakıtın alt ısı değerini (H_u) ve faiz oranını (i) ($r=i+\%2$) belirli aralıklarda teker teker değiştirerek optimum kazan giriş sıcaklığı üzerindeki etkisini görmeye çalıştık.

9.3.1 n=5 İçin Duyarlılık Analizleri

İlk olarak santralde kullanılan kömürün fiyatını (F) 10, 20, 25 ve 50\$/ton olduğu durumlar için birim elektrik üretim ve birim yakıt maliyetindeki değişimi incelendi ve Şekil 9.2’de kazan giriş sıcaklığı ile değişimleri gösterildi. Şekil 9.2 (a)’dan kömür fiyatlarındaki değişim ile birim yakıt maliyetlerinin doğru orantılı olarak değiştiği görülmektedir. Kömür fiyatındaki artışla birim yakıt maliyetinin artmasına bağlı olarak birim elektrik üretim maliyeti de Şekil 9.2 (b)’deki gibi artış göstermektedir. n=5 için kömür fiyatı 10\$/ton’dan 50\$/ton’a çıkartıldığında birim elektrik üretim maliyetini minimum yapan kazan giriş sıcaklığı %41 artış göstererek yaklaşık olarak 161,6°C’den 228,3°C’ye çıktı.

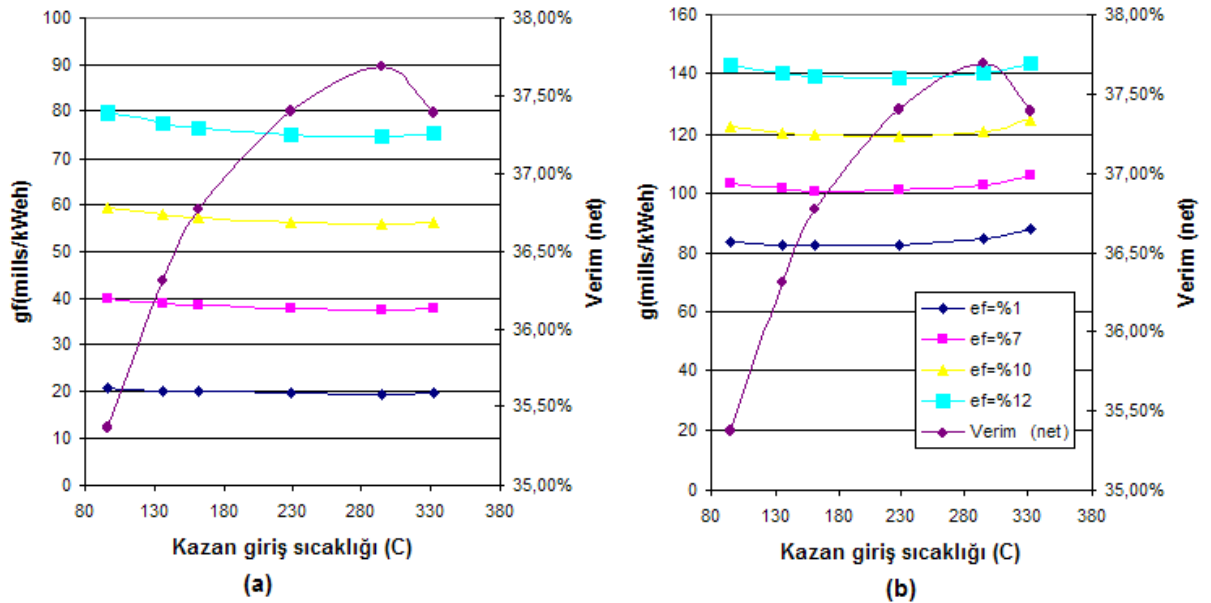


Şekil 9.2 n=5 için santralde kullanılan kömür fiyatını arttırdığımızda birim elektrik üretim maliyeti içindeki yakıt masraflarının (a) ve birim elektrik üretim maliyetinin (b) kazan giriş sıcaklığı ile değişimi.

Tablo 9.7 Şekil 9.2'deki birim yakıt ve birim elektrik üretim maliyetlerinin minimum olduğu noktalara ait değerler.

Birim yakıt maliyetinin minimum olduğu noktalar			
F (\$/ton)	Tkg (C)	Verim (net)	gf (mills/kWeh)
10	294,6	37,64%	9,64
20	294,6	37,64%	19,28
25	294,6	37,64%	24,1
50	294,6	37,64%	48,2
Birim elektrik üretimi maliyetinin minimum olduğu noktalar			
F (\$/ton)	Tkg (C)	Verim (net)	g (mills/kWeh)
10	161,6	36,77%	72,34
20	161,6	36,77%	82,22
25	161,6	36,77%	87,16
50	228,3	37,40%	111,81

İkinci olarak yakıt fiyatlarındaki eskalasyon oranı (ef) sırasıyla %1, %7, %10 ve %12 olacak şekilde değiştirildi ve her bir durum için hesaplanan birim elektrik üretim ve birim yakıt masrafları Şekil 9.3'de kazan giriş sıcaklığı ile değişimleri gösterildi. Şekil 9.3 (a)'dan ef değerindeki artış ile birim yakıt masraflarının da arttığı ve minimum değere verimin maksimum olduğu kazan giriş sıcaklığında ulaştığı görülmektedir. Birim yakıt masraflarındaki artışa bağlı olarak birim elektrik üretim maliyeti de Şekil 9.3 (b)'deki gibi artış göstermektedir. ef değeri %1'den %10'a çıktığında birim elektrik üretim maliyetinin minimum olduğu kazan giriş sıcaklığı yaklaşık olarak %41 artarak 161,6°C'den 228,3°C'ye yükseldi.

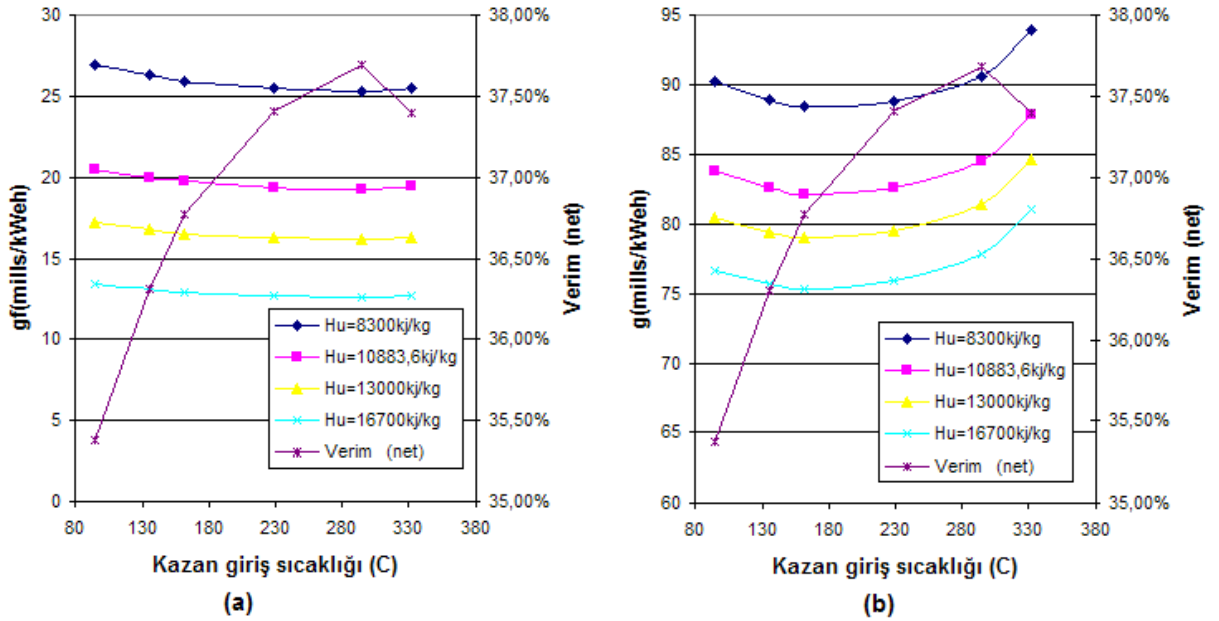


Şekil 9.3 n=5 için yakıt fiyatlarındaki eskalasyonu arttırdığımızda birim elektrik üretim maliyeti içindeki yakıt masraflarının (a) ve birim elektrik üretim maliyetinin (b) kazan giriş sıcaklığı ile değişimi.

Tablo 9.8 Şekil 9.3'deki birim yakıt ve birim elektrik üretim maliyetlerinin minimum olduğu noktalara ait değerler.

Birim yakıt maliyetinin minimum olduğu noktalar			
ef	Tkg (C)	Verim (net)	gf (mills/kWeh)
1%	294,6	37,69%	19,28
7%	294,6	37,69%	37,44
12%	294,6	37,69%	55,86
14%	294,6	37,69%	74,76
Birim elektrik üretimi maliyetinin minimum olduğu noktalar			
ef	Tkg (C)	Verim (net)	g (mills/kWeh)
1%	161,6	36,77%	82,22
7%	161,6	36,77%	100,83
12%	228,3	37,40%	119,53
14%	228,3	37,40%	138,57

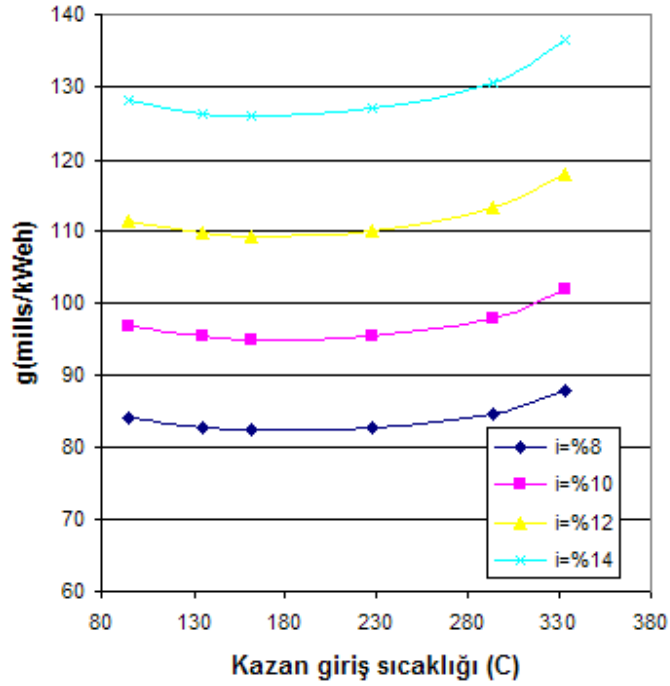
Üçüncü olarak santralde kullanılan kömürün alt ısıl değerinin (H_u) sırasıyla 8300, 10883,6, 13000 ve 16700kj/kg olduğu durumlar için birim elektrik üretim ve birim yakıt masraflarındaki değişim incelendi ve Şekil 9.4'te kazan giriş sıcaklığı ile değişimleri gösterildi. Şekil 9.4 (a)'dan H_u arttıkça birim yakıt masraflarının azaldığı görülmektedir. Yakıtın alt ısıl değeri arttıkça yakıt masraflarındaki azalmaya bağlı olarak birim elektrik üretim maliyeti de Şekil 9.4 (b)'deki gibi azalmaktadır. H_u %101 arttığında birim elektrik üretim maliyeti yaklaşık olarak %14,75 azaldı. Bununla birlikte birim elektrik üretim maliyetini minimum yapan optimum kazan giriş sıcaklığı $n=5$ için H_u 'ya bağlı olarak değişmediği ve yaklaşık olarak 161,6°C'de sabit kaldığı Şekil 9.4 (b)'den görülmektedir.



Şekil 9.4 $n=5$ için santralde kullanılan kömürün alt ısıl değerini arttırdığımızda birim elektrik üretim maliyeti içindeki yakıt masraflarının (a) ve birim elektrik üretim maliyetinin (b) kazan giriş sıcaklığı ile değişimi.

Tablo 9.9 Şekil 9.4'deki birim yakıt ve birim elektrik üretim maliyetlerinin minimum olduğu noktalara ait değerler.

Birim yakıt maliyetinin minimum olduğu noktalar			
Hu (kj/kg)	Tkg (C)	Verim (net)	gf (mills/kWeh)
8300	294,6	37,69%	25,28
10883,6	294,6	37,69%	19,28
13000	294,6	37,69%	16,14
16700	294,6	37,69%	12,56
Birim elektrik üretimi maliyetinin minimum olduğu noktalar			
Hu (kj/kg)	Tkg (C)	Verim (net)	g (mills/kWeh)
8300	161,6	36,77%	88,38
10883,6	161,6	36,77%	82,22
13000	161,6	36,77%	79,01
16700	161,6	36,77%	75,34

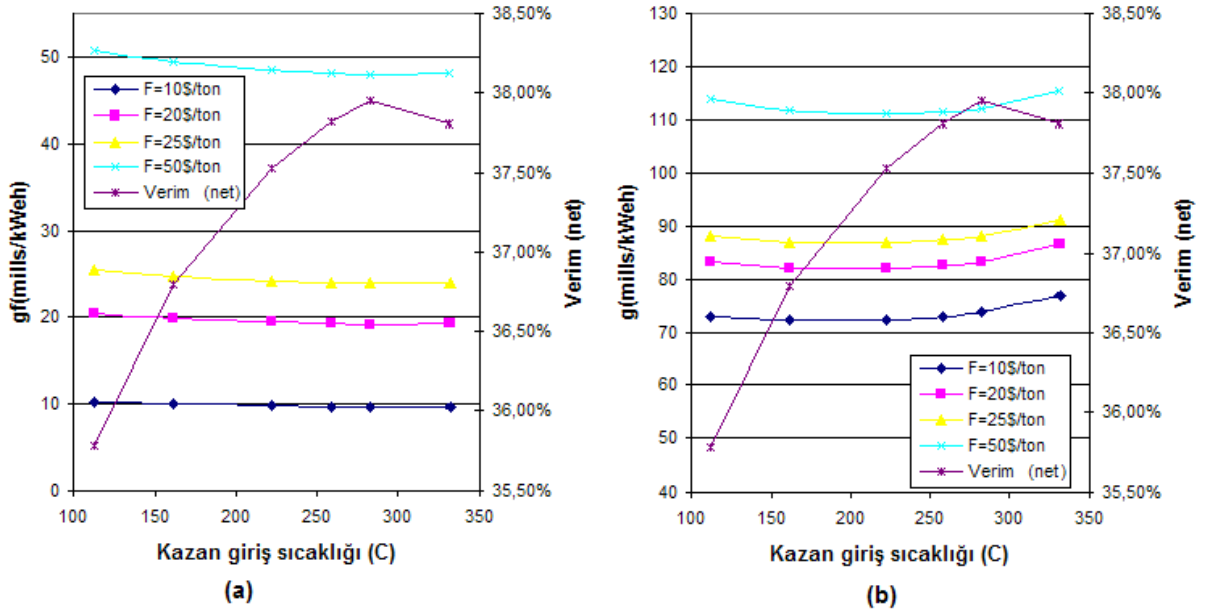


Şekil 9.5 n=5 için faiz oranını arttırdığımızda birim elektrik üretimi maliyetinin kazan giriş sıcaklığı ile değişimi.

Son olarak n=5 için faiz oranı sırasıyla %8, 10, 12 ve 14 olacak şekilde değiştirilerek birim elektrik üretim maliyetindeki değişim incelendi ve Şekil 9.5'de kazan giriş sıcaklığı ile değişimi gösterildi. Faiz oranı değişirken iskonto oranı da $r = i + \%2$ olacak şekilde faiz oranına bağlı olarak değiştirdik. Şekil 9.5'de görüldüğü gibi faiz ve iskonto oranları arttığında birim elektrik üretim maliyeti de arttı, ancak optimum kazan giriş sıcaklığı değişmedi ve yaklaşık olarak 161,6°C'de kaldı.

9.3.2 n=7 İçin Duyarlılık Analizleri

İlk olarak santralde kullanılan kömür fiyatının (F) 10, 20, 25 ve 50\$/ton olduğu durumlar için birim elektrik üretim ve birim yakıt masraflarındaki değişim incelendi ve Şekil 9.6'da kazan giriş sıcaklığı ile değişimleri gösterildi. Şekil 9.6 (a)'da görüldüğü gibi birim yakıt masrafları yakıt fiyatındaki artışla doğru orantılı olacak şekilde artış gösterdi. Birim elektrik üretim maliyeti de birim yakıt masraflarındaki artışa bağlı olarak Şekil 9.6 (b)'deki gibi artış göstermektedir. Kömür fiyatı 20\$/ton'dan 50\$/ton'a çıktığında birim elektrik üretim maliyetinin minimum olduğu kazan giriş sıcaklığı yaklaşık olarak %37,6 artarak 161,3°C'den 222,1°C'ye yükseldi.

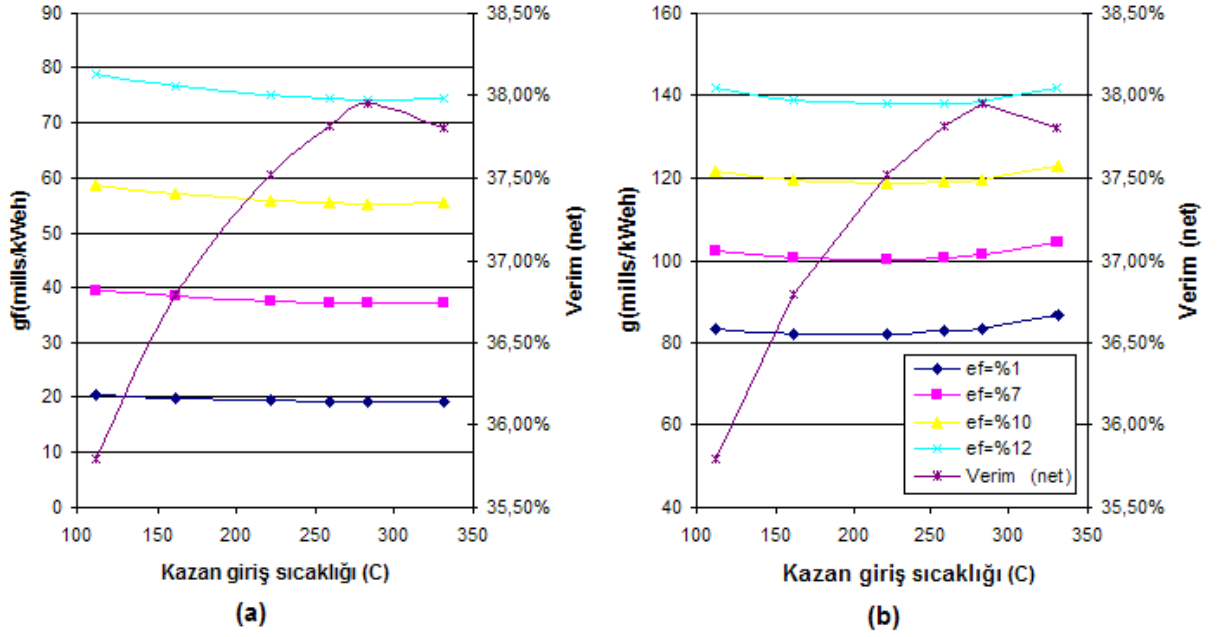


Şekil 9.6 n=7 için santralde kullanılan kömür fiyatını arttırdığımızda birim elektrik üretim maliyeti içindeki yakıt masraflarının (a) ve birim elektrik üretim maliyetinin (b) kazan giriş sıcaklığı ile değişimi.

Tablo 9.10 Şekil 9.6'daki birim yakıt ve birim elektrik üretim maliyetlerinin minimum olduğu noktalara ait değerler

Birim yakıt maliyetinin minimum olduğu noktalar			
F (\$/ton)	Tkg (C)	Verim (net)	gf (mills/kWeh)
10	282,9	37,95%	9,57
20	282,9	37,95%	19,15
25	282,9	37,95%	23,93
50	282,9	37,95%	47,87
Birim elektrik üretimi maliyetinin minimum olduğu noktalar			
F (\$/ton)	Tkg (C)	Verim (net)	g (mills/kWeh)
10	161,3	36,79%	72,24
20	161,3	36,79%	82,12
25	222,1	37,53%	86,96
50	222,1	37,53%	111,17

İkinci olarak yakıt fiyatlarındaki eskolasyonu sırasıyla %1, %7, %10 ve %12 olacak şekilde değiştirildiğinde birim yakıt ve birim elektrik üretim maliyetindeki değişim incelendi ve Şekil 9.7’de kazan giriş sıcaklığı ile değişimleri gösterildi. Şekil 9.7 (a)’den görüldüğü gibi birim yakıt masrafları yakıt fiyatlarındaki eskolasyon oranının artması ile arttı. Buna bağlı olarak da birim elektrik üretim maliyeti Şekil 9.8 (b)’deki gibi artış gösterdi. Yakıt fiyatlarındaki eskolasyon %1’den %7’ye çıktığında birim elektrik üretim maliyetini minimum yapan kazan giriş sıcaklığı yaklaşık olarak %37,7 artarak 161,3°C’den 222,1°C’ye yükseldi.

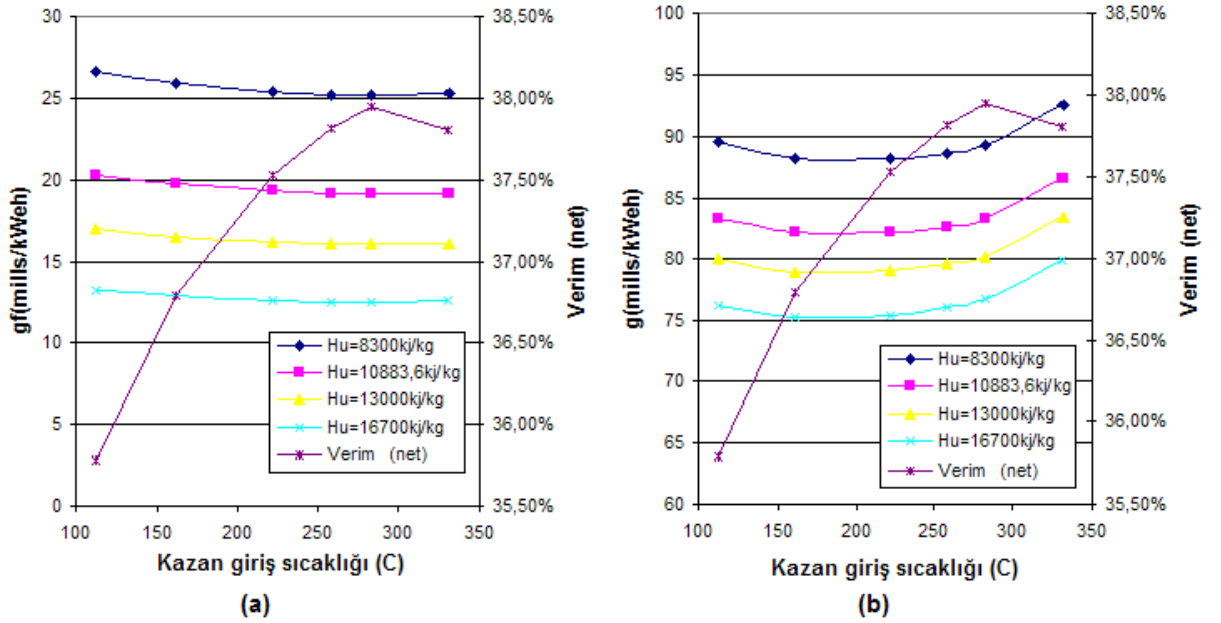


Şekil 9.7 n=7 için yakıt fiyatlarındaki eskolasyonu arttırdığımızda birim elektrik üretim maliyeti içindeki yakıt masraflarının (a) ve birim elektrik üretim maliyetinin (b) kazan giriş sıcaklığı ile değişimi.

Tablo 9.11 Şekil 9.7’deki birim yakıt ve birim elektrik üretim maliyetlerinin minimum olduğu noktalara ait değerler.

Birim yakıt maliyetinin minimum olduğu noktalar			
ef	Tkg (C)	Verim (net)	gf (mills/kWeh)
1%	282,9	37,95%	19,15
7%	282,9	37,95%	37,18
12%	282,9	37,95%	55,48
14%	282,9	37,95%	74,25
Birim elektrik üretimi maliyetinin minimum olduğu noktalar			
ef	Tkg (C)	Verim (net)	g (mills/kWeh)
1%	161,3	36,79%	82,12
7%	222,1	37,53%	100,36
12%	222,1	37,53%	118,85
14%	222,1	37,53%	137,83

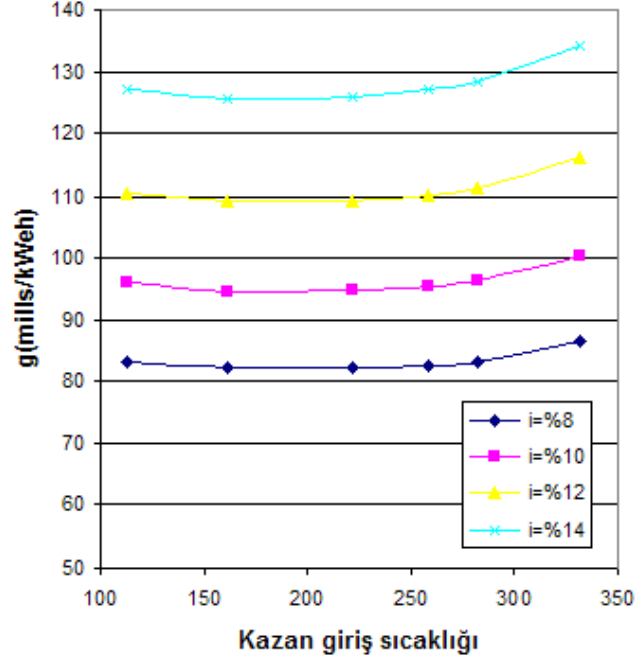
Üçüncü olarak kömürün alt ısıl değerini sırasıyla 8300, 10883,6, 13000 ve 16700kj/kg olacak şekilde değiştirilerek birim yakıt ve birim elektrik üretim masraflarındaki değişim incelendi ve kazan giriş sıcaklığı ile değişimleri Şekil 9.8’de gösterildi. Şekil 9.8 (a)’daki gibi kömürün alt ısıl değeri arttıkça birim yakıt masrafları ters orantılı olarak azaldı ve yaklaşık olarak minimum değerine verimi maksimum yapan noktada ulaştı. Kömürün alt ısıl değeri %101 arttığında birim yakıt masrafları yaklaşık %50 azalırken buna bağlı olarak da Şekil 9.8 (b)’den görüldüğü gibi birim elektrik üretim maliyeti de yaklaşık olarak %14,4 azaldı. Yakıtın alt ısıl değeri 8300kj/kg’dan 10883,6kj/kg’a çıktığında optimum kazan giriş sıcaklığı yaklaşık olarak %27,3 azalarak 222,1°C’den 161,3°C’ye düşerken birim elektrik üretim maliyeti de %6,84 azaldı.



Şekil 9.8 n=7 için santralde kullanılan kömürün alt ısıl değerini arttırdığımızda birim elektrik üretim maliyeti içindeki yakıt masraflarının (a) ve birim elektrik üretim maliyetinin (b) kazan giriş sıcaklığı ile değişimi.

Tablo 9.12 Şekil 9.8’deki birim yakıt ve birim elektrik üretim maliyetlerinin minimum olduğu noktalara ait değerler.

Birim yakıt maliyetinin minimum olduğu noktalar			
Hu (kj/kg)	Tkg (C)	Verim (net)	gf (mills/kWeh)
8300	282,9	37,95%	25,11
10883,6	282,9	37,95%	19,15
13000	282,9	37,95%	16,03
16700	282,9	37,95%	12,48
Birim elektrik üretimi maliyetinin minimum olduğu noktalar			
Hu (kj/kg)	Tkg (C)	Verim (net)	g (mills/kWeh)
8300	222,1	37,53%	88,15
10883,6	161,3	36,79%	82,12
13000	161,3	36,79%	78,9
16700	161,3	36,79%	75,24



Şekil 9.9 $n=7$ için faiz oranını arttırdığımızda birim elektrik üretimi maliyetinin kazan giriş sıcaklığı ile değişimi.

$n=7$ için son olarak faiz oranını sırasıyla %8, %10, %12 ve %14 ve $r = i + \%2$ olacak şekilde değiştiğinde birim elektrik üretim maliyetindeki değişim incelendi ve Şekil 9.9'da kazan giriş sıcaklığı ile değişimi gösterildi. Şekilden de görüldüğü gibi faiz oranı arttıkça birim elektrik üretim maliyeti de doğru orantılı olarak artış gösterdi. Her bir durumda birim elektrik üretim maliyetinin minimum olduğu kazan giriş sıcaklığı değişiklik göstermedi ve yaklaşık olarak $161,3^{\circ}\text{C}$ 'de sabit kaldı.

10. SONUÇLAR

Referans olarak aldığımız santralde ısıtıcı sayısı ve kazan giriş sıcaklığına bağlı olarak santral verimi ve gücündeki değişimi incelemek amacı ile yapmış olduğumuz termik santral simülasyonları ve elektrik üretim maliyeti hesaplamalarına ilişkin sonuçlar aşağıda verilmektedir.

- Referans santralimizde ön ısıtıcı sayısı arttığında santral termik verimi artmaktadır. Santral verimindeki en büyük artış ilk besleme suyu ön ısıtıcısı sisteme eklendiğinde görüldü. Ancak termik verimdeki bu artış ön ısıtıcı sayısı ile azalarak artış gösterdi.
- Sistemde ön ısıtıcı sayısı sabit tutulduğu ve kazan giriş sıcaklığı arttırıldığında sistemimizin termik verimi bir noktaya kadar arttı ve bu noktadan sonra azalmaya başladı. Kazan giriş sıcaklığını verimin maksimum değerden geçtiği bu noktadan daha yüksek sıcaklıklara çıkartmak istediğimizde santraldeki ön ısıtıcı sayısını arttırmak gerekmektedir. Aksi taktirde santralde ön ısıtıcı sayısı sabit iken kazan giriş sıcaklığını çok fazla arttırmamızın termik verim üzerinde olumlu bir etki yapmayacağı görülmektedir.
- Santralde ön ısıtıcı sayısı arttıkça termik verimi maksimum yapan kazan giriş sıcaklığı da artmaktadır. Örneğin santralde 1 ön ısıtıcı kullanıldığı durum için termik verimin maksimum olduğu kazan giriş sıcaklığı $162,7^{\circ}\text{C}$ olurken 7 ön ısıtıcı kullanıldığında bu değer $282,9^{\circ}\text{C}$ olmaktadır.
- $n=7$ için ön ısıtıcı ağındaki sıcaklık dağılımını Bölüm 5’de bahsettiğimiz eşit sıcaklık dağılımı ilkesince yaptığımızda bulduğumuz kazan giriş sıcaklığı $313,5^{\circ}\text{C}$ ve termik verim %37,85 olmaktadır. Diğer taraftan kazan giriş sıcaklığını itere ederek kazan giriş sıcaklığına göre ön ısıtıcılarda eşit sıcaklık dağılımı yaptığımızda termik verimin maksimum olduğu kazan giriş sıcaklığı 282°C ve santral verimi %37,94 olmaktadır. Bu iki yöntemde termik verimler birbirine yakın iken, giriş suyu sıcaklığı “eşit sıcaklık dağılımı yönteminde” daha yüksek ($313,5^{\circ}\text{C}$) olduğu görüldü. Ayrıca “eşit sıcaklık dağılımı yöntemi” ile hesaplanan santral gücü “kazan giriş sıcaklığına göre eşit sıcaklık dağılımı yöntemi” ile bulunan santral gücünden %7,28 daha az çıktı. Kazan giriş sıcaklığını itere ederek “kazan giriş sıcaklığına göre eşit sıcaklık dağılımı yöntemi” ile verimi maksimum yapan kazan giriş sıcaklığı daha doğru bir şekilde hesaplanmaktadır. Şekil 6.8’de ısıtıcı sayısına göre termik verimi maksimum yapan kazan giriş sıcaklıkları ikinci yöntem kullanılarak hesaplandı.

- Santralde ön ısıtıcı sayısı sabit tutulduğunda kazan giriş suyu sıcaklığı arttırılırsa ön ısıtıcılara çekilen ara buhar basıncı ve debisi artmaktadır. Çok yüksek kazan giriş suyu sıcaklıklarına çıkıldığında yüksek basınçlı ön ısıtıcılara çekilen ara buhar debileri düşük basınçlı ön ısıtıcılara çekilen ara buhar debilerininin 3-4 katına çıkmaktadır. Bunun nedeni yüksek basınçlı buharın düşük basınçlı buharın gizli ısısına oranla daha küçük olmasıdır. Bu sebepten dolayı kazan giriş sıcaklığındaki artışa bağlı olarak yüksek basınçlı ön ısıtıcılara çekilen ara buhar debisininin katlanarak artmasıyla santral gücünde yaklaşık olarak %30-40 arasında bir azalma meydana gelmektedir. Örneğin n=7 için kazan giriş suyu sıcaklığı 112°C'den 343,6°C'ye çıkartıldığında santral gücü 183,22MW'dan 121,22MW'a azalmaktadır. Isıtıcı sayısı 7'den daha az olduğu durumlarda santral gücünün kazan giriş suyu sıcaklığındaki artış ile daha fazla azaldığı görüldü. Örneğin n=1 olduğu durumda kazan giriş suyu sıcaklığını 116,3°C'den 344,7°C'ye çıkarttığımızda santral gücü %42,27 azalarak 180,61MW'dan 104,26MW'a düştü. Kazan giriş suyu sıcaklığındaki artışla santral gücünde meydana gelen azalmayı önlemek amacı ile ön ısıtıcılarda aşırı soğutma yapılabilir veya ön ısıtıcı ağında daha fazla ısıtıcı kullanılabilir. Ayrıca bunlara ek olarak düşük basınçlı ön ısıtıcılarda besleme suyu sıcaklığı yüksek basınçlı ön ısıtıcılardan daha fazla arttırılarak yüksek basınçlı ön ısıtıcıların yüklerinde ve ısıtıcılara çekilen ara buhar debilerinde azalma sağlanılarak santral gücü iyileştirilebilir.
- Ön ısıtıcılarda aşırı soğutmanın etkisini incelemek için DELTL'yi sırasıyla 6, 10 ve 15°C olacak şekilde değiştirerek simülasyonlar yaptık. Aşırı soğutma yapıldığında her bir ön ısıtıcı için türbinden çekilmesi gereken ara buhar debisinde bir miktar azalma meydana geldi. Ara buhar debisindeki en büyük azalma DELTL=6°C olduğu durumda gerçekleşti. Aşırı soğutma yapıldığında santral termik veriminde ve santral gücünde bir miktar artış meydana geldiği görüldü. Şekil 6.7'den görüldüğü gibi kazan giriş sıcaklığı arttıkça ön ısıtıcılara çekilen ara buhar debileri ve santral verimi üzerine aşırı soğutmanın etkisi arttı.
- Kazan giriş suyu sıcaklığı sabit tutularak santraldeki ön ısıtıcı sayısını arttırdığımızda Şekil 6.3'deki gibi santral veriminde ve gücünde bir miktar artış meydana gelmektedir. Bunun yanında türbinden çekilen ara buhar debileri de azalmaktadır. Ön ısıtıcı sayısı 5'den 13'e çıktığında ön ısıtıcılara çekilen arabuhar debileri 40,44kg/s'den 39,27kg/s'ye düştü. Diğer taraftan n=5 iken yüksek basınçlı ısıtıcılara 12,42kg/s ara buhar çekilirken n=7 için bu değer yarı yarıya azalarak 6,31kg/s olmaktadır. Giriş

suyu sıcaklığı sabitken ısıtıcı sayısının artması ile santral gücü ve verimindeki artışa ara buhar debilerindeki azalmanın neden olduğu sonucuna varılabilir.

- Optimum ön ısıtıcı sayısının ve kazan giriş suyu sıcaklığının belirlenmesinde termik verim ve güçteki değişim miktarları tek başına yeterli değildir. Genel olarak yöntemler incelendiğinde termik verim arttığında üretilen güç azalmaktadır. Hem termik verimi hem de güç üretimini içine alan ve karar vermede kullanılacak yeni bir kritere ihtiyaç vardır. Bu çalışmada birim elektrik üretim maliyeti hesaplanarak optimum ön ısıtıcı sayısının ve kazan giriş suyu sıcaklığının belirlenmesinde kullanılmıştır. Birim elektrik üretim maliyetine etki eden önemli parametrelerin başında ekipman maliyetleri gelmektedir. Kazan giriş suyu sıcaklığı ile ön ısıtıcı ağındaki sıcaklık dağılımı değiştikçe sistemimizi oluşturan türbin, kondenser, kazan, deaerator, jeneratör ve ön ısıtıcı ünitelerinin kapasiteleri de değişmektedir. Ön ısıtıcı sayısı sabit tutulduğunda artan kazan giriş suyu sıcaklığı ile ön ısıtıcı kapasiteleri ve buna bağlı olarak da ön ısıtıcılara yapılan yatırım masrafları arttı. Diğer taraftan kazan giriş suyu sıcaklığı arttırıldığında kondenser ve kazan yükleri ve buna bağlı olarak da kondenser ve kazan yatırım maliyetleri azaldı. Buna ek olarak kazan giriş suyu sıcaklığı ile santral verimi arttığından santraldeki birim yakıt masraflarında belirli bir kazan giriş suyu sıcaklığına kadar azalma gösterdi.
- Santrali oluşturan ekipmanlar için hesapladığımız yatırım maliyetlerini büyükten küçüğe doğru sıralayacak olursak; kazan, kondenser, türbin, jeneratör, deaerator, pompalar ve kapalı tip ön ısıtıcılar şeklinde bir sıralama oluşmaktadır. Ön ısıtıcı maliyetleri diğer ekipmanlara göre daha düşük olmasına rağmen ısıtıcı sayısının kazan giriş suyu sıcaklığının ve ısıtıcı sayısının belirlenmesinde etkili olduğu görülmüştür.
- $n=7$ için pompa, deaerator, ve kapalı tip ön ısıtıcılardan oluşan besleme suyu ön ısıtıcı ağının yatırım maliyeti kazan giriş suyu sıcaklığı ile değişmekle birlikte yaklaşık olarak toplam yatırım maliyetinin %1,96'sını ve $n=5$ için de %2'sini oluşturmaktadır. Kapalı tip ön ısıtıcı maliyetleri ve toplam yatırım maliyetleri kazan giriş suyu sıcaklığı ile değişmekle birlikte $n=7$ için toplam yatırım maliyetleri içinde kapalı tip ön ısıtıcıların payı %0,17 ve $n=5$ için ise %0,1 oldu.
- Şekil 9.1'de $n=5$ ve $n=7$ durumları için kazan giriş suyu sıcaklığı ile birim elektrik üretim maliyetindeki değişimi gösteren eğriler verilmektedir. Burada $n=7$ için bulunan birim elektrik üretim maliyeti değerinin $n=5$ için bulunan birim elektrik üretim maliyeti değerinden daha küçük çıktı. $n=7$ ve $n=5$ durumları için O&M masrafları

birbirine eşit çıktı ve kazan giriş suyu sıcaklığı ile değişmedi. Diğer taraftan birim yatırım ve birim yakıt masrafları her iki durum için farklı çıkarken kazan giriş suyu sıcaklığı ile değişim gösterdi. Kazan giriş suyu sıcaklığı arttıkça santralden elde edilen net güç toplam yatırım maliyetlerine oranla yüksek kazan giriş sıcaklıklarına doğru daha fazla azaldığı için ilk başlarda kazan giriş sıcaklığı ile birim yatırım maliyetleri azalırken belirli bir noktadan sonra artan kazan giriş sıcaklığı ile birim yatırım masrafları artış gösterdi. Bunun yanı sıra aynı kazan giriş suyu sıcaklığında n=7 için bulunan birim yakıt masrafları n=5 için bulunan birim yakıt masraflarından daha az çıktığı görüldü. Bunun sebebi n=7 durumunun termik veriminin n=5 durumundan daha yüksek olmasıdır. Ayrıca aynı kazan giriş suyu sıcaklığı için n=7'de santral gücü n=5'den daha büyük çıktığından birim yatırım maliyetleri de n=7 için daha az çıkmıştır. n=7 durumunda kapalı tip ön ısıtıcılara yapılan yatırım masrafları n=5 durumundan fazla olmasına rağmen birim elektrik üretim maliyetine etki edecek büyüklükte değildir. n=7 ve n=5 durumları için hesaplanan birim elektrik üretim maliyetlerinin farklılık göstermesinde her iki duruma ait güç ve termik verim değerlerinin farklı olmasının ısıtıcı maliyetlerine kıyasla daha etkili olduğu görüldü.

- n=5 için termik verimin maksimum olduğu kazan giriş sıcaklığı 295,5°C iken birim elektrik üretim maliyetinin minimum olduğu kazan giriş sıcaklığı yaklaşık olarak 161,6°C'dir. Aynı şekilde n=7 için verimin maksimum olduğu kazan giriş sıcaklığı 282,9°C iken birim elektrik üretim maliyetinin minimum olduğu kazan giriş sıcaklığı yaklaşık 200°C olarak bulundu. Her iki durumda da birim elektrik üretim maliyetini minimum yapan kazan giriş sıcaklığı termik verimi maksimum yapan kazan giriş suyu sıcaklığından daha düşük çıktı.
- Referans olarak aldığımız ÇAN termik santralının kazan giriş suyu sıcaklığı 249,8°C'dir. Bu değer hangi yöntemle göre belirlendiği bilinmemektedir. Birim elektrik üretim maliyeti hesapları sonucunda, Tablo 9.5'de yaptığımız kabullerle, n=7 durumu için optimum kazan giriş suyu sıcaklığını yaklaşık olarak 200°C bulundu. Birim elektrik üretim maliyeti bazı değişkenlerin etkisi altındadır. Bu değişkenlerin gelecekte alacağı değerler bilinmediğinden bu değerlerin değişiminin birim elektrik üretim maliyetine etkisini belirlemek amacı ile duyarlılık analizleri yapılmıştır.
- n=5 ve n=7 için santralde kullanılan kömürün fiyatını arttırdığımızda birim elektrik üretim maliyetinin minimum olduğu kazan giriş sıcaklığı n=5 için yaklaşık olarak

161,6°C'den 228,3°C'ye çıkarken, n=7 için birim elektrik üretim maliyetini minimum yapan kazan giriş sıcaklığı yaklaşık olarak 200°C'den 222,1°C'ye yükseldi.

- Yakıt fiyatlarındaki eskalasyonu %1'den %10'a çıkarttığımızda n=5 için birim elektrik üretim maliyetinin minimum olduğu kazan giriş suyu sıcaklığı yaklaşık olarak %41 artarak 161,6°C'den 228,3°C'ye yükseldi. n=7 için yakıt fiyatlarındaki eskalasyonu %1'den %7'ye çıkarttığımızda birim elektrik üretim maliyetini minimum yapan kazan giriş suyu sıcaklığı yaklaşık olarak %37,7 artarak 161,3°C'den 222,1°C'ye yükseldi.
- n=7 durumu için kömürün alt ısı değerini 10883,6kj/kg'dan 8300kj/kg'a düşürdüğümüzde birim elektrik üretim maliyetini minimum yapan kazan giriş suyu sıcaklığı yaklaşık olarak 222,1°C'ye yükseldi. n=5 için kömürün alt ısı değerini benzer şekilde değiştirdiğimizde optimum kazan giriş suyu sıcaklığında çok fazla bir değişim meydana gelmedi. Burada n=7 durumunun n=5 durumundan daha yüksek termik verime sahip olması nedeniyle kömürün alt ısı değerindeki değişime daha duyarlı sonuç verdiğini söyleyebiliriz.
- Yapılan duyarlılık analizleri sonucu yakıt fiyatları ve yakıt fiyatlarındaki eskalasyonun fazla olduğu durumlarda optimum kazan giriş suyu sıcaklığının arttığını gösterdi.
- Ön ısıtıcı sayısındaki değişim toplam yatırım maliyetlerini çok fazla etkilememektedir. Yaptığımız çalışmada ön ısıtıcıların maliyetlerinden çok sistem verimini arttırdıkları ve buna bağlı olarak da birim yakıt masraflarını azalttıkları için birim elektrik üretim maliyetine ve optimum kazan giriş suyu sıcaklığına direkt olmasa da dolaylı olarak etki yaptığı görüldü. Ayrıca optimum kazan giriş suyu sıcaklığının belirlenmesine yakıt fiyatları ve yakıt fiyatlarındaki eskalasyon ve kullanılan yakıtın alt ısı değerinin de etkili olduğu analizleri sonucu gözlemlendi. Yakıt fiyatlarının yüksek olduğu yerlerde verimi arttırmak için kazan giriş suyu sıcaklığını arttırmak birim elektrik üretim maliyetlerini azaltırken, yakıt fiyatlarının düşük olduğu yerlerde kazan giriş suyu sıcaklığının arttırılması santral gücünü azalttığı için birim elektrik üretim maliyetini olumsuz etkilemektedir.

KAYNAKLAR

- Ameri, M., Ahmadi, P. Ve Hamidi, A., (2009), "Energy, Exergy and Exergoeconomic Analysis of A Steam Power Plant: A Case Study", *International Journal of Energy Research*, 33:499-512.
- Antar, M.A., Zubair, S.M., (2007), "The Impact of Fouling on Performance Evaluation of Multi-Zone Feedwater Heaters", *Applied Thermal Engineering*, 27:2505-2513.
- Beér, J.M., (2007), "High Efficiency Electric Power Generation; The Environmental Role", *Progress in Energy and Combustion Science*, 33:107-134.
- Büyüktür, A.R., (2000), *Termodinamik Cilt2 Uygulama Esasları*, Birsen Yayınevi, İstanbul.
- Erdem, H.H., Akkaya, A.V., Çetin, B., Dağdaş, A., Sevilgen, S.H., Şahin, B., Teke, İ., Güngör, C. ve Atas, S., (2009), "Comparative Energetic and Exergetic Performance Analyses for Coal-Fired Thermal Power Plants in Turkey", *International Journal of Thermal Sciences*, xxx:1-8.
- Eskin, N., Güngör, A. ve Özdemir, K., (2009), "Effects of Operational Parameters on The Thermodynamic Performance of FBCC Steam Power Plant", *Fuel*, 88:54-66.
- Eyice, S., (1971), *Isı Ekonomisi Cilt 1*, Çağlayan Kitapevi, İstanbul.
- Farhad, S., Saffar-Avval, M. ve Younessi-Sinaki, M., (2008), "Efficient Design of Feedwater Heaters Network in Steam Power Plants Using Pinch Technology and Exergy Analysis", *International Journal of Energy Research*, 32:1-11.
- Genceli, O.F., (1999), *Isı Değiştiricileri*, Birsen Yayınevi, İstanbul.
- Guo, J., Xu, M., ve Cheng, L., (2009), "The Application of Field Synergy Number in Shell and Tube Heat Exchanger Optimization Design", *Applied Energy*, 86:2079-2087.
- Gupta, M.K. ve Kaushik, S.C., (2009), "Exergetic Utilization of Solar Energy for Feedwater Preheating in A Conventional Thermal Power Plant", *International Journey of Energy Research*, 10:1002-er.
- Hussaini, I.S., Zubair, S.M., ve Antar, M.A., (2007). "Area Allocation in Multi-Zone Feedwater Heaters", *Energy Conversion and Management*, 48:568-575.
- Oktay, Z., (2009), "Investigation of Coal-Fired Power Plants in Turkey and A Case Study: Can Plant", *Applied Thermal Engineering*, 29:550-557.
- Srinivas, T., Gupta, A.V.S.S.K.S. ve Reddy, B.V., (2007a), "Generalized Thermodynamic Analysis of Steam Power Cycles with 'n' Number of Feedwater Heaters", *Int.J. of Thermodynamics*, 10:177-185.
- Srinivas, T. Ve Gupta, A.V.S.S.K.S., (2007b), "Thermodynamic Analysis of Rankine Cycle with Generalization of Feedwater Heaters", *IE(I) Journal-MC*, 87:56-63.

Silveria, J.L. ve Tuna, C.E., (2003), "Thermoeconomic Analysis Method for Optimization of Combined Heat and Power Systems Part I", Progress in Energy and combustion Science, 29:479-485.

Şahin, B., (1995), Energy Maliyeti, Yıldız Teknik Üniversitesi Yayını, 1995.

ÖZGEÇMİŞ

Doğum tarihi	20.12.1985	
Doğum yeri	Samsun	
Lise	1998–2002	Samsun Anadolu Lisesi, Fen/Fen Bilimleri
Lisans	2002–2007	Yıldız Teknik Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü
Yüksek Lisans	2008–2010	Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Müh. Anabilim Dalı, Enerji Programı

Çalıştığı kurumlar

06/2005–08/2005	DLH Genel Müdürlüğü Atölye Stajları
06/2006–09/2006	Samsun Makine A.Ş Fabrika ve Organizasyon Geliştirme Stajları