

154166



T.C.
ULUDAĞ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

DOĞAL GAZ ÇEVİRİM SANTRALİNİN
METEOROLOJİK ŞARTLARA BAĞLI OLARAK
TERMODİNAMİK ANALİZİ

Ümit ÜNVER

DOKTORA TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

BURSA 2004

T.C.
ULUDAĞ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

DOĞAL GAZ ÇEVİRİM SANTRALİNİN
METEOROLOJİK ŞARTLARA BAĞLI OLARAK
TERMODİNAMİK ANALİZİ

Ümit ÜNVER

DOKTORA TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

Bu Tez 05 / 11 /2004 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından oybirliği/oy çokluğu ile kabul edilmiştir.



Prof. Dr. Muhsin KILIÇ
Danışman



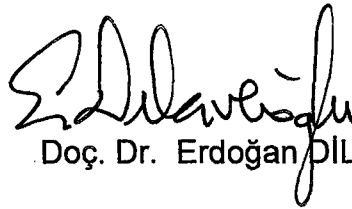
Prof. Dr. Veli ÇELİK



Prof. Dr. Recep YAMANKARADENİZ



Doç. Dr. Ahmet DURMAYAZ



Doç. Dr. Erdoğan DİLAVEROĞLU

ÖZET

Günümüzde enerji, ülkelerin devamlılığı için hassasiyetle üzerinde durdukları, büyük ölçüde stratejik önem taşıyan bir konu haline gelmiştir. Öyle ki devletler, dış politikalarını enerji kaynaklarına yakın olma çabası içerisinde belirlemektedir. Bu yaklaşımla, enerji üretim ve tüketiminin mümkün olan en verimli şekilde sağlanması için araştırmalar sürmektedir.

Doğal gazın diğer enerji kaynaklarına göre kolay temin edilebilmesi, doğal gazlı santrallerin kurulum süresinin kısa olması, verimlerinin yüksek olması nedeniyle doğal gaz kombine çevrim santralleri ülkemizde giderek yaygınlaşmaktadır.

Tezde, doğal gaz yakıtlı kombine güç santrallerinde kayıpların nerelerde ve hangi oranlarda olduğu, termodinamiğin birinci ve ikinci kanunlarını esas alan analizlerle tespit edilmiştir. Analizlerde, günümüze kadar yapılan çalışmalardan farklı olarak, sistemin bütünü ve sistemi oluşturan her bir ünite için, yeryüzü seviyesindeki atmosferik hava sıcaklıkları, basıncı, bağıl nemi ve yük durumu değişimlerinin sistemdeki enerji / ekserji akış hızları ile elektrik enerjisi, tersinir iş ve tersinmezlikler ve maliyetler üzerindeki etkilerinin belirlenmesi amaçlanmıştır. Uygulama merkezi olarak 1999 yılında kurulan ve ülkemizin elektrik enerjisi ihtiyacının, önemli bir bölümünü karşılama kapasitesine sahip olan Bursa / Ovaakça Doğal Gaz Kombine Çevrim Santrali seçilmiştir.

Çalışmada, dizayn verileri, işletme verileri ve ideal çevrim yaklaşımlarıyla üç ayrı analiz gerçekleştirilmiştir. Analizler sonucunda elde edilen bulgular grafikler halinde sunulmuş ve sonuçlar ayrıntılı olarak tartışılmıştır. İdeal çevrim yaklaşımları, dizayn değerleri ve işletme verileriyle yapılan analizler kıyaslanarak yorumlanmıştır.

Gerçekleştirilen her üç analizde de incelenen büyüklüklerin eğilimlerinin uyum içerisinde olduğu görülmüştür. Ancak gaz türbini ve ısı geri kazanım buhar üreticisinde işletme verileriyle hesaplanan tersinir iş ve tersinmezlik değerlerinin dizayn verileriyle hesaplanan değerlerle farklılıklar gösterdiği tespit edilmiş ve bu farklılıkların nedenleri belirlenmiş ve yorumlanmıştır.

Atmosferik hava sıcaklığındaki artışın sistemin genel verimini olumsuz, yük durumundaki artışın ise genel verimleri olumlu yönde etkilediği, atmosferik hava nemi ve basıncının sistem verimine etkilerinin ihmal edilebilir seviyede olduğu sonuçlarına ulaşılmıştır.

Anahtar Kelimeler: Ekserji analizi, Termodinamik analiz, Termo-ekonomik analiz, Atmosfer sıcaklığı, Yük, Kombine çevrim

ABSTRACT

Today, energy became an extraordinary phenomenon, which countries have great sense on it. Governments spent their efforts on developing strategies, which make them close to energy resources. With this approach, researches focus on the economic way of energy production and energy usage.

From this point of view, because to provide natural gas is easier than other resources, short construction period, and having high efficiency, natural gas fired combined cycle power plants become common in Turkey.

In this study, where and how much loss take place in combined cycle power plants was investigated, with the analysis based on first and second laws of thermodynamics. The aim of the analysis is to determine the effect of ground level atmospheric temperature, pressure, relative humidity and load variation on energy/exergy flow rates, reversible work, irreversibility, costs of these parameters, also performance. For case study, Bursa / Ovaakça Natural Gas Combined Cycle Power Plant, which was constructed in 1999 and have major capacity, was chosen.

In this study, three analyses; with design data, operational data, and ideal cycle approach were performed. The results of all analysis were presented graphically and discussed in details. The ideal cycle approach, design data analysis, and operation data analysis were also compared and discussed.

It was seen that, trends of design data, operational data, and ideal cycle approach analysis were in good agreement. However, some differences were investigated between the analyses which calculated by operational data and the design data, at the magnitudes of both reversible work and irreversibility at the gas turbine and heat recovery steam generator units. The causes of that diversity also evaluated and interpreted.

The increase in the atmospheric air temperature has a negative effect, and the increase in load has an affirmative effect, however relative humidity and pressure have negligible effect on both the first law and the second law efficiency of the system. In addition, the net values of these effects were investigated.

Keywords: Exergy analysis, Thermodynamic analysis, Thermo-economic analysis, Atmospheric temperature, Load, Combined cycle

İÇİNDEKİLER

Sayfa No

ÖZET	I
ABSTRACT	II
İÇİNDEKİLER	III
SİMGELER DİZİNİ	V
ŞEKİLLER DİZİNİ	IX
ÇİZELGELER DİZİNİ	XXI
1. GİRİŞ	1
2. KAYNAK ARAŞTIRMASI	5
2.1. Kombine Çevrim ve Kojenerasyon Sistemleri İçin Enerji ve Ekserji Analizleri	5
2.2. Diğer Güç Üretim Sistemleri İçin Enerji Ve Ekserji Analizleri	11
2.3. Farklı Sistemler İçin Enerji ve Ekserji Analizleri.....	16
2.4. Termo-Ekonomik Analizler.....	18
2.5. Atmosfer Sıcaklığına Bağlı Ekserji Analizleri	21
3. MATERYAL ve YÖNTEM	23
3.1 Santralin Tanıtımı	23
3.2 Teori	31
3.2.1 Termodinamik Yaklaşım	31
3.2.1.1 Brayton Çevrimi	35
3.2.1.2 Rankine Çevrimi.....	38
3.2.1.3 Kombine Çevrim	40
3.2.1.4 Güç Santrallerinin Enerji Analizi	42
3.2.1.5 Güç Santrallerinin Ekserji Analizi.....	42
3.2.2 Ekonomik Yaklaşım	50
4. ARAŞTIRMA SONUÇLARI ve TARTIŞMA	55
4.1 Dizayn Değerleriyle Yapılan Analiz	56
4.2 Gaz Türbini Ünitesinde İşletme Verileriyle Yapılan Analiz	63
4.2.1 Atmosfer Sıcaklığı Etkisi	63
4.2.2 Atmosfer Basıncı ve Bağlı Nemin Etkisi	73
4.3 Buhar Türbini Ünitesinde İşletme Verileriyle Yapılan Analiz.....	75
4.4 Buhar Kazanı Ünitesinde İşletme Verileriyle Yapılan Analiz.....	84
4.5 Kondenser Ünitesinde İşletme Verileriyle Yapılan Analiz	90
4.6 Pompalarda İşletme Verileriyle Yapılan Analiz.....	95

4.7	Ekonomik Analiz.....	99
4.8	Atmosfer Sıcaklığı Değişiminin İdeal Çevrimlerin Verimlerine Etkileri.....	112
4.8.1	İdeal Brayton Çevrimi Yaklaşımı İle Atmosfer Sıcaklığının Üst Çevrim Verimi Üzerine Etkilerinin İncelenmesi.....	112
4.8.2	İdeal Rankine Çevrimi Yaklaşımı İle Atmosfer Sıcaklığının Buhar Çevrimi Verimi Üzerine Etkilerinin İncelenmesi.....	114
4.9	Atmosfer Sıcaklığı Değişiminin Sistemin Genel Verimlerine Etkileri	116
4.10	Akış Faktörü Yöntemi Uygulamaları	121
4.10.1	Gaz Türbini İçin Akış Faktörleri	122
4.10.2	Buhar Türbini İçin Akış Faktörleri.....	125
4.10.3	Buhar Kazanı İçin Akış Faktörleri.....	129
4.10.4	Kondenser İçin Akış Faktörleri	133
4.10.5	Pompalar İçin Akış Faktörleri	136
4.11	Analizler ve Akış Faktörleri Hesap Yöntemi Üzerine Bazı Ek Yorumlar	140
4.12	Faydalı İş Üreten Üniteler İçin Genelleştirme Çalışması	142
5.	SONUÇLAR VE ÖNERİLER.....	144
5.1	Giriş.....	144
5.2	Dizayn Değerleriyle Yapılan Analiz Sonuçları	144
5.3	Gaz Türbini Ünitesinde İşletme Verileriyle Yapılan Analiz Sonuçları.....	145
5.4	Buhar Türbini Ünitesinde İşletme Verileriyle Yapılan Analiz.....	146
5.5	Buhar Kazanı Ünitesinde İşletme Verileriyle Yapılan Analiz.....	148
5.6	Kondenser Ünitesinde İşletme Verileriyle Yapılan Analiz	148
5.7	Pompalarda İşletme Verileriyle Yapılan Analiz.....	149
5.8	Ekonomik Analiz.....	149
5.9	Sistem Geneli İçin Verim Analizi	150
5.10	Akış Faktörü Uygulamaları	152
5.11	Genelleştirme.....	153
5.12	Sonuçların Genel Değerlendirmesi.....	153
5.13	Öneriler.....	154
	KAYNAKLAR	157
	EK 1 Türkiye’de Enerji ve Kaynak Durumu Çizelgeleri.....	162
	TEŞEKKÜR	165
	ÖZGEÇMİŞ	166

SİMGELER DİZİNİ

SİMGELER

C	: Toplam maliyet, \$ (ABD)
c_p	: Sabit basınçta özgül ısı, kJ/kgK
d	: Mühendislik maliyet oranı; dakika
e	: Kurulum maliyet oranı
\dot{E}	: Birim zamandaki enerji akış miktarı, kW
\dot{E}_k	: Birim zamandaki ekserji akış miktarı, kW
f	: Proje maliyet oranı
F	: Akış faktörü
g	: Maliyet artış oranı; Yer çekimi ivmesi, (9.81 m ² /s)
h	: Entalpi, kJ/kg
H_u	: Yakıtın alt ısı değeri, kW/kg
i	: Birim kütle başına tersinmezlik, kJ/kg
\dot{I}	: Birim zamandaki tersinmezlik, kW
k	: Faiz oranı; Özgül ısılar oranı
\dot{m}	: Kütleli debi, kg/s
$\dot{m}H_u$: Yakıtla birim zamanda verilen enerji, kW
$n;N$: Devir; Sistemin faydalı ömrü, yıl
P	: Basınç, bar; Santralde üretilen net elektrik gücü, kW
PW	: Paranın bu günkü değeri, \$ (ABD)
\dot{Q}	: Isıl güç, kW
r_p	: Sıkıştırma oranı
\dot{S}	: Birim zamanda gerçekleşen entropi transferi, kW/K
s, S	: Birim kütle başına entropi, kJ/kgK; Entropi, kJ/K
T	: Sıcaklık, °C
v	: hız, m/s; Özgül hacim, m ³ /kg
w	: Birim kütle başına iş, kJ/kg
\dot{W}	: Birim zamanda üretilen/tüketilen iş, kW
z	: Yükseklik, m
X	: Akış türü

ALT SİMGELER

00	: Referans durum
o	: Ölü hal, Atmosferik şartlarda
I	: Termodinamiğin Birinci Kanunu
II	: Termodinamiğin İkinci Kanunu
b	: Buhar
BK	: Buhar kazanı
Brayton	: İdeal Brayton çevrimine ait
BT	: Buhar türbini
CG	: Kojenerasyon
com	: İşletme ve bakım giderleri, \$ (ABD)
ç	: Çıkan akışkana ait
çev	: Çevreye atılan / verilen
E	: Elektrik gücü
f	: Yakıt
g	: Giren akışkana ait
G	: Doğal gaz
GT	: Gaz türbini çevrimi
H	: Yüksek sıcaklıktaki kaynak; Faydalı ısıl güç, kW
i	: i ünitesi
K	: Proses için kullanılan
kh, kv	: Kontrol hacmi
Kond	: Kondenser
L	: Düşük sıcaklıktaki kaynak
maks	: Maksimum
net	: Net değer
om	: İşletme ve bakım
P	: Pompa; Proses
Rankine	: İdeal Rankine çevrimine ait
s	: Kaynak
Sistem	: Sisteme ait

t	: Isıl
ter	: Tersinir
toplam, T	: Toplam
u	: Faydalı,
ür	: Üretilen
x	: x ünitesine ait
y	: Yakıta ait

ÜST SİMGELER

AG	: Araştırma geliştirme
Dİ	: Direk işçilik
F	: Finansman
GG	: Genel üretim
GY	: Genel yönetim
H	: Hizmet üretimi
HM	: Direk ilk madde malzeme, Hammadde
I	: Tersinmezlik faktörü
P	: Pazarlama ve satış
W_{tr}	: Tersinir iş faktörü
W_u	: Faydalı iş faktörü

YUNAN HARFLERİ

Δ	: Değişim, Fark
ψ	: Birim akış debisi için ekserji, kJ/kg
Ψ	: Birim zamandaki ekserji miktarı, kW
η	: Verim
$\sum \Psi_{00}$: Referans faktör, kW
Σ	: Toplam
\emptyset	: Tersinmezlik faktörü
λ_{co}	: Isıl gücün net elektrik gücüne oranı

KISALTMALAR

BT	: Buhar türbini, Buhar türbin jeneratör ünitesi
BK	: Buhar kazanı
Dea	: Deaeratör
DGKÇS	: Doğal gaz kombine çevrim santrali
EKO	: Ekonomizör
EVA	: Buharlaştırıcı
EYO	: Enerji yararlanma oranı
FESR	: (Fuel Energy Saving Ratio) Yakıt enerjisi kazanç oranı
GT	: Gaz türbini çevrimi
HRSG	: (Heat Recovery Steam Generator) Isı geri kazanımlı buhar üreticisi
HP	: Yüksek basınç
IC	: Yatırım maliyeti, \$ (ABD)
IP	: Orta basınç
JEN	: Jeneratör
Kond	: Kondenser
LCC	: (Life Cycle Cost) İşletme ömrü boyunca maliyet, \$ (ABD)
LOTHECO	: (Low Temperature Heat Integrated Cogeneration Cycle) Düşük sıcaklıklı ısı kaynağı entegre edilmiş kombine çevrim güç santrali
LP	: Alçak basınç
MHI	: Mitsubishi Heavy Industries
NHR	: (Net Heat Rate) Birim zamanda transfer edilen net ısı oranı
OB	: Orta basınç
OF	: Amaç fonksiyon
P, Pomp	: Pompa
SCOP	: (System Coefficient of Performance) Sistem performans katsayısı
STIG	: (Steam Injected Gas Turbine) Buhar enjeksiyonlu gaz türbini
YB	: Yüksek basınç

ŞEKİLLER DİZİNİ

	Sayfa No
Şekil 3.1	Ovaakça doğalgaz kombine çevrim santrali25
Şekil 3.2	Gaz türbini rotoru (sol üst), kesit görüntüsü (sağ üst), ve gaz türbini dairesi (alt).26
Şekil 3.3	Buhar türbini29
Şekil 3.4	Direk temaslı jet kondenser basınçlandırma sistemi30
Şekil 3.5	Açık Brayton çevriminin şematik gösterimi36
Şekil 3.6	İdeal Brayton çevriminin şematik gösterimi36
Şekil 3.7	Brayton çevrimi için P-v ve T-s diyagramı36
Şekil 3.8	İdeal Rankine çevriminin şematik gösterimi39
Şekil 3.9	Rankine çevrimi için T-s diyagramı39
Şekil 3.10	Kombine çevrimin şematik gösterimi41
Şekil 3.11	Kombine çevrim için T-s diyagramı42
Şekil 4.1	Santralin şematik gösterimi57
Şekil 4.2	%100 yük durumunda tersinmezliğin atmosfer sıcaklığı'na göre değişimi. (■:0 °C, □: 15 °C, ▨: 42 °C) 61
Şekil 4.3	15 °C atmosfer sıcaklığında tersinmezliğin yüke göre değişimi. (■: %50 yük, □:%75 yük, ▨: %100 yük) 61
Şekil 4.4	15 °C atmosfer sıcaklığı için sistemin basitleştirilmiş enerji dengesi diyagramı.62
Şekil 4.5	15 °C atmosfer sıcaklığı için sistemin basitleştirilmiş ekserji dengesi diyagramı.62
Şekil 4.6	Atmosfer sıcaklığı ve yükün birinci ve ikinci kanun verimine etkisi. (■: Isıl verim, ▨: İkinci kanun verimi) 62
Şekil 4.7	Gaz türbini çevriminde %70 yük durumu için birim zamanda faydalı güç ve tersinir gücün atmosfer sıcaklığı ile değişimleri (x: Tersinir güç, o: Faydalı güç)65
Şekil 4.8	Gaz türbini çevriminde %80 yük durumu için faydalı güç ve tersinir gücün atmosfer sıcaklığı ile değişimleri (x: Tersinir güç, o: Faydalı güç)65

Şekil 4.9	Gaz türbini çevriminde %90 yük durumu için faydalı güç ve tersinir gücün atmosfer sıcaklığı ile değişimleri (x: Tersinir güç, o: Faydalı güç)	65
Şekil 4.10	Gaz türbini çevriminde %95 yük durumu için faydalı güç ve tersinir gücün atmosfer sıcaklığı ile değişimleri (x: Tersinir güç, o: Faydalı güç)	66
Şekil 4.11	Gaz türbini çevriminde %100 yük durumu için faydalı güç ve tersinir gücün atmosfer sıcaklığı ile değişimleri (x: Tersinir güç, ■: Dizayn verileriyle yapılan analizlerle elde edilen tersinir güç, o: Faydalı güç, ●: Dizayn verileriyle yapılan analizlerle elde edilen faydalı güç)	66
Şekil 4.12	Gaz türbini çevriminde %70 yük durumu için birim zamandaki tersinmezliğin atmosfer sıcaklığı ile değişimi	67
Şekil 4.13	Gaz türbini çevriminde %80 yük durumu için birim zamandaki tersinmezliğin atmosfer sıcaklığı ile değişimi	67
Şekil 4.14	Gaz türbini çevriminde %90 yük durumu için birim zamandaki tersinmezliğin atmosfer sıcaklığı ile değişimi	67
Şekil 4.15	Gaz türbini çevriminde %95 yük durumu için birim zamandaki tersinmezliğin atmosfer sıcaklığı ile değişimi	68
Şekil 4.16	Gaz türbini çevriminde %100 yük durumu için birim zamandaki tersinmezliğin atmosfer sıcaklığı ile değişimi (o: Tersinmezlik, ●: Dizayn değerleriyle yapılan analizlerle elde edilen tersinmezlik).....	68
Şekil 4.17	Gaz türbini çevriminde %70 yük durumu için η_I ve η_{II} verimlerinin atmosfer sıcaklığı ile değişimleri (o: Isıl verim, x: İkinci kanun verimi).....	68
Şekil 4.18	Gaz türbini çevriminde %80 yük durumu için η_I ve η_{II} verimlerinin atmosfer sıcaklığı ile değişimleri (o: Isıl verim, x: İkinci kanun verimi).....	69
Şekil 4.19	Gaz türbini çevriminde %90 yük durumu için η_I ve η_{II} verimlerinin atmosfer sıcaklığı ile değişimleri (o: Isıl verim, x: İkinci kanun verimi).....	69

Şekil 4.20	20 Gaz türbini çevriminde %95 yük durumu için η_I ve η_{II} verimlerinin atmosfer sıcaklığı ile değişimleri (o: Isıl verim, x: İkinci kanun verimi)	69
Şekil 4.21	Gaz türbini çevriminde %100 yük durumu için η_I ve η_{II} verimlerinin atmosfer sıcaklığı ile değişimleri (o: Isıl verim, x: İkinci kanun verimi)	70
Şekil 4.22	Gaz türbini çevriminde %70 yük durumu için özgül yakıt sarfiyatının atmosfer sıcaklığı ile değişimi.....	71
Şekil 4.23	Gaz türbini çevriminde %80 yük durumu için özgül yakıt sarfiyatının atmosfer sıcaklığı ile değişimi.....	71
Şekil 4.24	Gaz türbini çevriminde %90 yük durumu için özgül yakıt sarfiyatının atmosfer sıcaklığı ile değişimi.....	72
Şekil 4.25	Gaz türbini çevriminde %95 yük durumu için özgül yakıt sarfiyatının atmosfer sıcaklığı ile değişimi.....	72
Şekil 4.26	Gaz türbini çevriminde %100 yük durumu için özgül yakıt sarfiyatının atmosfer sıcaklığı ile değişimi.....	72
Şekil 4.27	Atmosferik hava bağıl nem değişiminin faydalı güç üzerine etkisi	73
Şekil 4.28	Atmosferik hava bağıl nem değişiminin tersinir güç üzerine etkisi	73
Şekil 4.29	Atmosferik hava bağıl nem değişiminin tersinmezlik üzerine etkisi.....	73
Şekil 4.30	Atmosferik hava basıncı değişiminin faydalı güç üzerine etkisi	74
Şekil 4.31	Atmosferik hava basıncı değişiminin tersinir güç üzerine etkisi.....	74
Şekil 4.32	Atmosferik hava basıncı değişiminin tersinmezlikler üzerine etkisi	75
Şekil 4.33	BT'de %70 yük durumu için faydalı güç ve tersinir gücün atmosfer sıcaklığı ile değişimleri (+: Tersinir güç, o: Faydalı güç)	77
Şekil 4.34	BT'de %80 yük durumu için faydalı güç ve tersinir gücün atmosfer sıcaklığı ile değişimleri (+: Tersinir güç, o: Faydalı güç)	77
Şekil 4.35	BT'de %90 yük durumu için faydalı güç ve tersinir gücün atmosfer sıcaklığı ile değişimleri (+: Tersinir güç, o: Faydalı güç)	77
Şekil 4.36	BT'de %95 yük durumu için faydalı güç ve tersinir gücün atmosfer sıcaklığı ile değişimleri (+: Tersinir güç, o: Faydalı güç)	78
Şekil 4.37	BT'de %100 yük durumu için faydalı güç ve tersinir gücün atmosfer sıcaklığı ile değişimleri (+: Tersinir güç, ●: Dizayn	

	verileriyle yapılan analizlerle elde edilen tersinir güç, o: faydalı güç, ■: Dizayn verileriyle yapılan analizlerle elde edilen faydalı güç)78	78
Şekil 4.38	Buhar türbini ünitesinde %70 yük durumu için tersinmezliğin atmosfer sıcaklığı ile değişimi78	78
Şekil 4.39	Buhar türbini ünitesinde %80 yük durumu için tersinmezliğin atmosfer sıcaklığı ile değişimi79	79
Şekil 4.40	Buhar türbini ünitesinde %90 yük durumu için tersinmezliğin atmosfer sıcaklığı ile değişimi79	79
Şekil 4.41	Buhar türbini ünitesinde % 95 yük durumu için tersinmezliğin atmosfer sıcaklığı ile değişimi79	79
Şekil 4.42	Buhar türbini ünitesinde %100 yük durumu için tersinmezliğin atmosfer sıcaklığı ile değişimi (▲: Tersinmezlik, ■: Dizayn değerleriyle yapılan analizlerle elde edilen tersinmezlik)80	80
Şekil 4.43	Buhar türbini ünitesinde %70 yük durumu için η_I ve η_{II} verimlerinin atmosfer sıcaklığı ile değişimleri (x: Isıl verim, o: İkinci kanun verimi)80	80
Şekil 4.44	Buhar türbini ünitesinde %80 yük durumu için η_I ve η_{II} verimlerinin atmosfer sıcaklığı ile değişimleri (x: Isıl verim, o: İkinci kanun verimi)80	80
Şekil 4.45	Buhar türbini ünitesinde %90 yük durumu için η_I ve η_{II} verimlerinin atmosfer sıcaklığı ile değişimleri (x: Isıl verim, o: İkinci kanun verimi)81	81
Şekil 4.46	Buhar türbini ünitesinde %95 yük durumu için η_I ve η_{II} verimlerinin atmosfer sıcaklığı ile değişimleri (x: Isıl verim, o: İkinci kanun verimi)81	81
Şekil 4.47	Buhar türbini ünitesinde %100 yük durumu için η_I ve η_{II} verimlerinin atmosfer sıcaklığı ile değişimleri (x: Isıl verim, o: İkinci kanun verimi)81	81
Şekil 4.48	Buhar türbini ünitesinde %70 yük durumu için ÖYS'nin atmosfer sıcaklığı ile değişimi82	82

Şekil 4.49	Buhar türbini ünitesinde %80 yük durumu için ÖYS'nin atmosfer sıcaklığı ile değişimi	82
Şekil 4.50	Buhar türbini ünitesinde %90 yük durumu için ÖYS'nin atmosfer sıcaklığı ile değişimi	82
Şekil 4.51	Buhar türbini ünitesinde %95 yük durumu için ÖYS'nin atmosfer sıcaklığı ile değişimi	83
Şekil 4.52	Buhar türbini ünitesinde %100 yük durumu için ÖYS'nin atmosfer sıcaklığı ile değişimi	83
Şekil 4.53	%70 yük durumu için buhar kazanı giriş ve çıkışında toplam ekserji akış miktarlarının atmosfer sıcaklığı ile değişimi (x: Ekserji Giriş, o: Ekserji Çıkış)	85
Şekil 4.54	%80 yük durumu için buhar kazanı giriş ve çıkışında toplam ekserji akış miktarlarının atmosfer sıcaklığı ile değişimi (x: Ekserji Giriş, o: Ekserji Çıkış)	85
Şekil 4.55	%90 yük durumu için buhar kazanı giriş ve çıkışında toplam ekserji akış miktarlarının atmosfer sıcaklığı ile değişimi (x: Ekserji Giriş, o: Ekserji Çıkış)	86
Şekil 4.56	%95 yük durumu için buhar kazanı giriş ve çıkışında toplam ekserji akış miktarlarının atmosfer sıcaklığı ile değişimi (x: Ekserji Giriş, o: Ekserji Çıkış)	86
Şekil 4.57	57 %100 yük durumu için buhar kazanı giriş ve çıkışında toplam ekserji akış miktarlarının atmosfer sıcaklığı ile değişimi (x: Girişteki ekserji akış miktarı, ■: Girişte dizayn değerleriyle yapılan analizlerle elde edilen ekserji akış miktarı, o: Çıkış ekserji akış miktarı, ●: Çıkışta dizayn değerleriyle yapılan analizlerle elde edilen ekserji akış miktarı).....	86
Şekil 4.58	%70 yükte durumu için buhar kazanında birim zamanda meydana gelen tersinmezliğin atmosfer sıcaklığı ile değişimi	87
Şekil 4.59	%80 yük durumu için buhar kazanında birim zamanda meydana gelen tersinmezliğin atmosfer sıcaklığı ile değişimi	87
Şekil 4.60	%90 yük durumu için buhar kazanında birim zamanda meydana gelen tersinmezliğin atmosfer sıcaklığı ile değişimi	87

Şekil 4.61	%95 yük durumu için buhar kazanında birim zamanda meydana gelen tersinmezliğin atmosfer sıcaklığı ile değişimi	88
Şekil 4.62	%100 yük durumu için buhar kazanında birim zamanda meydana gelen tersinmezliğin atmosfer sıcaklığı ile değişimi (o: Tersinmezlik, ■: Dizayn değerleriyle yapılan analizlerle elde edilen tersinmezlik)	88
Şekil 4.63	%70 yük durumu için kondenserde ekserji akış miktarlarının atmosfer sıcaklığı ile değişimi (o: Ekserji giriş, +: Ekserji çıkış).....	91
Şekil 4.64	%80 yük durumu için kondenserde ekserji akış miktarlarının atmosfer sıcaklığı ile değişimi (o: Ekserji giriş, +: Ekserji çıkış).....	91
Şekil 4.65	%90 yük durumu için kondenserde ekserji akış miktarlarının atmosfer sıcaklığı ile değişimi (o: Ekserji giriş, +: Ekserji çıkış).....	92
Şekil 4.66	%95 yük durumu için kondenserde ekserji akış miktarlarının atmosfer sıcaklığı ile değişimi (o: Ekserji giriş, +: Ekserji çıkış).....	92
Şekil 4.67	%100 yük durumu için kondenserde ekserji akış miktarlarının atmosfer sıcaklığı ile değişimi (o: Ekserji giriş, +: Ekserji çıkış).....	92
Şekil 4.68	%70 yük durumu için kondenser için birim zamanda meydana gelen tersinmezliğin atmosfer sıcaklığı ile değişimi	93
Şekil 4.69	%80 yük durumu için kondenser için birim zamanda meydana gelen tersinmezliğin atmosfer sıcaklığı ile değişimi	94
Şekil 4.70	%90 yük durumu için kondenser için birim zamanda meydana gelen tersinmezliğin atmosfer sıcaklığı ile değişimi	94
Şekil 4.71	%95 yük durumu için kondenser için birim zamanda meydana gelen tersinmezliğin atmosfer sıcaklığı ile değişimi	94
Şekil 4.72	Şekil 4.72 %100 yük durumu için kondenser için birim zamanda meydana gelen tersinmezliğin atmosfer sıcaklığı ile değişimi (o: Tersinmezlik, ■: Dizayn değerleriyle yapılan analizlerle elde edilen tersinmezlik)	95
Şekil 4.73	%70 yük durumu için pompa gücü ve tersinir gücün atmosfer sıcaklığı ile değişimi (o: Tersinir iş, +: Faydalı iş).....	96
Şekil 4.74	%80 yük durumu için pompa gücü ve tersinir gücün atmosfer sıcaklığı ile değişimi (o: Tersinir güç, +: Faydalı güç).....	96

Şekil 4.75	%90 yük durumu için pompa gücü ve tersinir gücün atmosfer sıcaklığı ile değişimi (o: Tersinir güç, +: Faydalı güç).....	96
Şekil 4.76	%95 yük durumu için pompa gücü ve tersinir gücün atmosfer sıcaklığı ile değişimi (o: Tersinir güç, +: Faydalı güç).....	97
Şekil 4.77	%100 yük durumu için pompa gücü ve tersinir gücün atmosfer sıcaklığı ile değişimi (o: Tersinir güç, ●: Dizayn verileriyle yapılan analizlerle elde edilen tersinir güç, +: Pompa gücü, ■: Dizayn verileriyle yapılan analizlerle elde edilen pompa gücü).....	97
Şekil 4.78	%70 yük durumu için pompalarda birim zamanda meydana gelen tersinmezliğin atmosfer sıcaklığı ile değişimi	97
Şekil 4.79	%80 yük durumu için pompalarda birim zamanda meydana gelen tersinmezliğin atmosfer sıcaklığı ile değişimi	98
Şekil 4.80	%90 yük durumu için pompalarda birim zamanda meydana gelen tersinmezliğin atmosfer sıcaklığı ile değişimi	98
Şekil 4.81	%95 yük durumu için pompalarda birim zamanda meydana gelen tersinmezliğin atmosfer sıcaklığı ile değişimi	98
Şekil 4.82	%100 yük durumu için pompalarda birim zamanda meydana gelen tersinmezliğin atmosfer sıcaklığı ile değişimi (o: Tersinmezlik, ■: Dizayn değerleriyle yapılan analizlerle elde edilen tersinmezlik).....	99
Şekil 4.83	%70 yük durumu için gaz türbini çevriminde üretilen faydalı gücün brüt maliyetinin atmosfer sıcaklığı ile değişimi.....	100
Şekil 4.84	%80 yük durumu için gaz türbini çevriminde üretilen faydalı gücün brüt maliyetinin atmosfer sıcaklığı ile değişimi.....	100
Şekil 4.85	%90 yük durumu için gaz türbini çevriminde üretilen faydalı gücün brüt maliyetinin atmosfer sıcaklığı ile değişimi.....	101
Şekil 4.86	%95 yük durumu için gaz türbini çevriminde üretilen faydalı gücün brüt maliyetinin atmosfer sıcaklığı ile değişimi.....	101
Şekil 4.87	%100 yük durumu için gaz türbini çevriminde üretilen faydalı gücün brüt maliyetinin atmosfer sıcaklığı ile değişimi.....	101
Şekil 4.88	%70 yük durumu için bir blokta üretilen faydalı gücün toplam brüt maliyetinin atmosfer sıcaklığı ile değişimi.....	102

Şekil 4.89	%80 yük durumu için bir blokta üretilen faydalı gücün toplam brüt maliyetinin atmosfer sıcaklığı ile değişimi.....	103
Şekil 4.90	%90 yük durumu için bir blokta üretilen faydalı gücün toplam brüt maliyetinin atmosfer sıcaklığı ile değişimi.....	103
Şekil 4.91	%95 yük durumu için bir blokta üretilen faydalı gücün toplam brüt maliyetinin atmosfer sıcaklığı ile değişimi.....	103
Şekil 4.92	%100 yük durumu için bir blokta üretilen faydalı gücün toplam brüt maliyetinin atmosfer sıcaklığı ile değişimi	104
Şekil 4.93	%70 yük durumunda gaz türbini çevrimi için tersinir gücün brüt maliyetinin atmosfer sıcaklığı ile değişimi.....	104
Şekil 4.94	%80 yük durumunda gaz türbini çevrimi için tersinir gücün brüt maliyetinin atmosfer sıcaklığı ile değişimi.....	105
Şekil 4.95	%90 yük durumunda gaz türbini çevrimi için tersinir gücün brüt maliyetinin atmosfer sıcaklığı ile değişimi.....	105
Şekil 4.96	%95 yük durumunda gaz türbini çevrimi için tersinir gücün brüt maliyetinin atmosfer sıcaklığı ile değişimi.....	105
Şekil 4.97	%100 yük durumunda gaz türbini çevrimi için tersinir gücün brüt maliyetinin atmosfer sıcaklığı ile değişimi.....	106
Şekil 4.98	%70 yük durumunda bir blokta üretilen tersinir gücün toplam brüt maliyetinin atmosfer sıcaklığı ile değişimi.....	106
Şekil 4.99	%80 yük durumunda bir blokta üretilen tersinir gücün toplam brüt maliyetinin atmosfer sıcaklığı ile değişimi.....	107
Şekil 4.100	%90 yük durumunda bir blokta üretilen tersinir gücün toplam brüt maliyetinin atmosfer sıcaklığı ile değişimi.....	107
Şekil 4.101	%95 yük durumunda bir blokta üretilen tersinir gücün toplam brüt maliyetinin atmosfer sıcaklığı ile değişimi.....	107
Şekil 4.102	%100 yük durumunda bir blokta üretilen tersinir gücün toplam brüt maliyetinin atmosfer sıcaklığı ile değişimi.....	108
Şekil 4.103	%70 yük durumunda gaz türbini için tersinmezliğin brüt maliyetinin atmosfer sıcaklığı ile değişimi.....	108
Şekil 4.104	%80 yük durumunda gaz türbini için tersinmezliğin brüt maliyetinin atmosfer sıcaklığı ile değişimi.....	109

Şekil 4.105	%90 yük durumunda GT için tersinmezliğin brüt maliyetinin atmosfer sıcaklığı ile değişimi.....	109
Şekil 4.106	%95 yük durumunda GT için tersinmezliğin brüt maliyetinin atmosfer sıcaklığı ile değişimi.....	109
Şekil 4.107	%100 yük durumunda GT için tersinmezliğin brüt maliyetinin atmosfer sıcaklığı ile değişimi.....	109
Şekil 4.108	%70 yük durumunda bir blok için tersinmezliğin toplam brüt maliyetinin atmosfer sıcaklığı ile değişimi.....	111
Şekil 4.109	%80 yük durumunda bir blok için tersinmezliğin toplam brüt maliyetinin atmosfer sıcaklığı ile değişimi.....	111
Şekil 4.110	%90 yük durumunda bir blok için tersinmezliğin toplam brüt maliyetinin atmosfer sıcaklığı ile değişimi.....	111
Şekil 4.111	%95 yük durumunda bir blok için tersinmezliğin toplam brüt maliyetinin atmosfer sıcaklığı ile değişimi.....	112
Şekil 4.112	%100 yük durumunda bir blok için tersinmezliğin toplam brüt maliyetinin atmosfer sıcaklığı ile değişimi.....	112
Şekil 4.113	Şekil 4.113 210 MW sabit elektrik gücünün elde edildiği durum için Brayton çevriminde yakıt debisi, yakıtla verilen enerji ve gaz türbininden elde edilen gücün atmosfer sıcaklığı ile değişimi (x: Yakıtla verilen enerji, o: Yakıt debisi, ■: Elektrik gücü)	113
Şekil 4.114	210 MW sabit elektrik gücünün elde edildiği durumun için ısıl veriminin atmosfer sıcaklığı ile değişimi.(■ : İdeal Bryton çevrimi ısıl verimi, o : İşletme verileriyle hesaplanan ısıl verim)	114
Şekil 4.115	%70 yük durumunda ideal Rankine çevrimi yaklaşımıyla elde edilen veriminin atmosfer sıcaklığı ile değişimi.....	115
Şekil 4.116	%80 yük durumunda ideal Rankine çevrimi yaklaşımıyla elde edilen veriminin atmosfer sıcaklığı ile değişimi.....	115
Şekil 4.117	%90 yük durumunda ideal Rankine çevrimi yaklaşımıyla elde edilen veriminin atmosfer sıcaklığı ile değişimi.....	115
Şekil 4.118	%95 yük durumunda ideal Rankine çevrimi yaklaşımıyla elde edilen veriminin atmosfer sıcaklığı ile değişimi.....	116

Şekil 4.119	%100 yük durumunda ideal Rankine çevrimi yaklaşımıyla elde edilen ısı verimin atmosfer sıcaklığı ile değişimi (o: ideal Rankine çevrimi yaklaşımıyla elde edilen ısı verim, x: işletme verileriyle elde edilen ısı verim)	116
Şekil 4.120	% 70 yük durumu için ısı verimin atmosfer sıcaklığı ile değişimi.....	116
Şekil 4.121	% 80 yük durumu için ısı verimin atmosfer sıcaklığı ile değişimi.....	117
Şekil 4.122	% 90 yük durumu için ısı verimin atmosfer sıcaklığı ile değişimi.....	117
Şekil 4.123	% 95 yük durumu için ısı verimin atmosfer sıcaklığı ile değişimi.....	117
Şekil 4.124	% 100 yük durumu için termal verimin atmosfer sıcaklığı ile değişimi.....	118
Şekil 4.125	% 70 yük durumu için ikinci kanun veriminin atmosfer sıcaklığı ile değişimi.....	118
Şekil 4.126	% 80 yük durumu için ikinci kanun veriminin atmosfer sıcaklığı ile değişimi.....	118
Şekil 4.127	% 90 yük durumu için ikinci kanun veriminin atmosfer sıcaklığı ile değişimi.....	119
Şekil 4.128	% 95 yük durumu için ikinci kanun veriminin atmosfer sıcaklığı ile değişimi.....	119
Şekil 4.129	% 100 yük durumu için ikinci kanun veriminin atmosfer sıcaklığı ile değişimi.....	119
Şekil 4.130	% 70 yük durumunda gaz türbininde tersinir güç ve faydalı güç faktörlerinin atmosfer sıcaklığı ile değişimi (x: Tersinir iş faktörü, o: Faydalı iş faktörü).....	122
Şekil 4.131	% 80 yük durumunda gaz türbininde tersinir güç ve faydalı güç faktörlerinin atmosfer sıcaklığı ile değişimi (x: Tersinir iş faktörü, o: Faydalı iş faktörü).....	122
Şekil 4.132	% 90 yük durumunda gaz türbininde tersinir güç ve faydalı güç faktörlerinin atmosfer sıcaklığı ile değişimi (x: Tersinir iş faktörü, o: Faydalı iş faktörü).....	122
Şekil 4.133	% 95 yük durumunda gaz türbininde tersinir güç ve faydalı güç faktörlerinin atmosfer sıcaklığı ile değişimi (x: Tersinir iş faktörü, o: Faydalı iş faktörü).....	123

Şekil 4.134	% 95 yük durumunda gaz türbininde tersinir güç ve faydalı güç faktörlerinin atmosfer sıcaklığı ile değişimi (x: Tersinir iş faktörü, o: Faydalı iş faktörü).....	123
Şekil 4.135	% 70 yük durumunda gaz türbininde tersinmezlik faktörünün atmosfer sıcaklığı ile değişimi.....	123
Şekil 4.136	% 80 yük durumunda gaz türbininde tersinmezlik faktörünün atmosfer sıcaklığı ile değişimi.....	124
Şekil 4.137	% 90 yük durumunda gaz türbininde tersinmezlik faktörünün atmosfer sıcaklığı ile değişimi.....	124
Şekil 4.138	% 95 yük durumunda gaz türbininde tersinmezlik faktörünün atmosfer sıcaklığı ile değişimi.....	124
Şekil 4.139	% 100 yük durumunda gaz türbininde tersinmezlik faktörünün atmosfer sıcaklığı ile değişimi.....	125
Şekil 4.140	% 70 yük durumunda buhar türbininde tersinir güç ve faydalı güç faktörlerinin atmosfer sıcaklığı ile değişimi (x: Tersinir güç faktörü, o: Faydalı güç faktörü).....	126
Şekil 4.141	% 80 yük durumunda buhar türbininde tersinir güç ve faydalı güç faktörlerinin atmosfer sıcaklığı ile değişimi (x: Tersinir güç faktörü, o: Faydalı güç faktörü).....	126
Şekil 4.142	% 90 yük durumunda buhar türbininde tersinir güç ve faydalı güç faktörlerinin atmosfer sıcaklığı ile değişimi (x: Tersinir güç faktörü, o: Faydalı güç faktörü).....	126
Şekil 4.143	% 95 yük durumunda buhar türbininde tersinir güç ve faydalı güç faktörlerinin atmosfer sıcaklığı ile değişimi (x: Tersinir güç faktörü, o: Faydalı güç faktörü).....	127
Şekil 4.144	% 100 yük durumunda buhar türbininde tersinir güç ve faydalı güç faktörlerinin atmosfer sıcaklığı ile değişimi (x: Tersinir güç faktörü, o: Faydalı güç faktörü).....	127
Şekil 4.145	% 70 yük durumunda buhar türbininde tersinmezlik faktörünün atmosfer sıcaklığı ile değişimi.....	127
Şekil 4.146	% 80 yük durumunda buhar türbininde tersinmezlik faktörünün atmosfer sıcaklığı ile değişimi.....	128

Şekil 4.147	% 90 yük durumunda buhar türbininde tersinmezlik faktörünün atmosfer sıcaklığı ile değişimi.....	128
Şekil 4.148	% 95 yük durumunda buhar türbininde tersinmezlik faktörünün atmosfer sıcaklığı ile değişimi.....	128
Şekil 4.149	% 100 yük durumunda buhar türbininde tersinmezlik faktörünün atmosfer sıcaklığı ile değişimi.....	129
Şekil 4.150	% 70 yük durumunda buhar kazanı giriş ve çıkış noktalarında ekserji faktörünün atmosfer sıcaklığı ile değişimi (o: Ekserji giriş faktörü, x: Ekserji çıkış faktörü).....	130
Şekil 4.151	% 80 yük durumunda buhar kazanı giriş ve çıkış noktalarında ekserji faktörünün atmosfer sıcaklığı ile değişimi (o: Ekserji giriş faktörü, x: Ekserji çıkış faktörü).....	130
Şekil 4.152	% 90 yük durumunda buhar kazanı giriş ve çıkış noktalarında ekserji faktörünün atmosfer sıcaklığı ile değişimi (o: Ekserji giriş faktörü, x: Ekserji çıkış faktörü).....	130
Şekil 4.153	% 95 yük durumunda buhar kazanı giriş ve çıkış noktalarında ekserji faktörünün atmosfer sıcaklığı ile değişimi (o: Ekserji giriş faktörü, x: Ekserji çıkış faktörü).....	131
Şekil 4.154	% 100 yük durumunda buhar kazanı giriş ve çıkış noktalarında ekserji faktörünün atmosfer sıcaklığı ile değişimi (o: Ekserji giriş faktörü, x: Ekserji çıkış faktörü).....	131
Şekil 4.155	% 70 yük durumunda buhar kazanında tersinmezlik faktörünün atmosfer sıcaklığı ile değişimi.....	131
Şekil 4.156	% 80 yük durumunda buhar kazanında tersinmezlik faktörünün atmosfer sıcaklığı ile değişimi.....	132
Şekil 4.157	% 90 yük durumunda buhar kazanında tersinmezlik faktörünün atmosfer sıcaklığı ile değişimi.....	132
Şekil 4.158	% 95 yük durumunda buhar kazanında tersinmezlik faktörünün atmosfer sıcaklığı ile değişimi.....	132
Şekil 4.159	% 100 yük durumunda buhar kazanında tersinmezlik faktörünün atmosfer sıcaklığı ile değişimi.....	133

Şekil 4.160	% 70 yük durumunda kondenser giriş ve çıkış noktalarında ekserji faktörünün atmosfer sıcaklığı ile değişimi (x: Ekserji giriş faktörü, o: Ekserji çıkış faktörü)	133
Şekil 4.161	% 80 yük durumunda kondenser giriş ve çıkış noktalarında ekserji faktörünün atmosfer sıcaklığı ile değişimi (x: Ekserji giriş faktörü, o: Ekserji çıkış faktörü)	133
Şekil 4.162	% 90 yük durumunda kondenser giriş ve çıkış noktalarında ekserji faktörünün atmosfer sıcaklığı ile değişimi (x: Ekserji giriş faktörü, o: Ekserji çıkış faktörü)	134
Şekil 4.163	% 95 yük durumunda kondenser giriş ve çıkış noktalarında ekserji faktörünün atmosfer sıcaklığı ile değişimi (x: Ekserji giriş faktörü, o: Ekserji çıkış faktörü)	134
Şekil 4.164	% 100 yük durumunda kondenser giriş ve çıkış noktalarında ekserji faktörünün atmosfer sıcaklığı ile değişimi (x: Ekserji giriş faktörü, o: Ekserji çıkış faktörü)	134
Şekil 4.165	% 70 yük durumunda kondenserdeki tersinmezlik faktörünün atmosfer sıcaklığı ile değişimi	135
Şekil 4.166	% 80 yük durumunda kondenserdeki tersinmezlik faktörünün atmosfer sıcaklığı ile değişimi	135
Şekil 4.167	% 90 yük durumunda kondenserdeki tersinmezlik faktörünün atmosfer sıcaklığı ile değişimi	135
Şekil 4.168	% 95 yük durumunda kondenserdeki tersinmezlik faktörünün atmosfer sıcaklığı ile değişimi	136
Şekil 4.169	% 100 yük durumunda kondenserdeki tersinmezlik faktörünün atmosfer sıcaklığı ile değişimi	136
Şekil 4.170	% 70 yük durumunda pompalarda tersinir güç ve faydalı güç faktörlerinin atmosfer sıcaklığı ile değişimi (o: Tersinir güç faktörü, x, Faydalı güç faktörü)	137
Şekil 4.171	% 80 yük durumunda pompalarda tersinir güç ve faydalı güç faktörlerinin atmosfer sıcaklığı ile değişimi (o: Tersinir güç faktörü, x, Faydalı güç faktörü)	137

Şekil 4.172	% 90 yük durumunda pompalarda tersinir güç ve faydalı güç faktörlerinin atmosfer sıcaklığı ile değişimi (o: Tersinir güç faktörü, x, Faydalı güç faktörü).....	137
Şekil 4.173	% 95 yük durumunda pompalarda tersinir güç ve faydalı güç faktörlerinin atmosfer sıcaklığı ile değişimi (o: Tersinir güç faktörü, x, Faydalı güç faktörü).....	138
Şekil 4.174	% 100 yük durumunda pompalarda tersinir güç ve faydalı güç faktörlerinin atmosfer sıcaklığı ile değişimi (o: Tersinir güç faktörü, x, Faydalı güç faktörü).....	138
Şekil 4.175	% 70 yük durumunda pompalarda tersinmezlik faktörünün atmosfer sıcaklığı ile değişimi	138
Şekil 4.176	% 80 yük durumunda pompalarda tersinmezlik faktörünün atmosfer sıcaklığı ile değişimi	139
Şekil 4.177	% 90 yük durumunda pompalarda tersinmezlik faktörünün atmosfer sıcaklığı ile değişimi	139
Şekil 4.178	% 95 yük durumunda pompalarda tersinmezlik faktörünün atmosfer sıcaklığı ile değişimi	139
Şekil 4.179	% 100 yük durumunda pompalarda tersinmezlik faktörünün atmosfer sıcaklığı ile değişimi	140

ÇİZELGELER DİZİNİ

	Sayfa No
Çizelge 4.1 Santralden alınan verilere göre istasyonların tanımları	58
Çizelge 4.2 %100 yükte 0 °C, 15 °C ve 42 °C atmosfer sıcaklığı için hesaplanan enerji ve ekserji akış miktarları.....	59
Çizelge 4.3 %100 yükte 0 °C, 15 °C ve 42 °C atmosfer sıcaklığı için hesaplanan birim zamandaki tersinmezlik, faydalı güç ve tersinir güç.....	59
Çizelge 4.4 15 °C atmosfer sıcaklığında %50, %75 ve %100 yük durumları için hesaplanan enerji ve ekserji akış miktarları.....	60
Çizelge 4.5 15 °C atmosfer sıcaklığında %50, %75 ve %100 yük durumları için hesaplanan birim zamandaki tersinmezlik, faydalı güç ve tersinir güç.	60
Çizelge 4.6 Buhar kazanı ünitesi enerji akış miktarları	89
Çizelge 4.7 Buhar kazanı ünitesi ekserji akış miktarları.....	90
Çizelge 4.8 Gaz türbini ünitesinde faydalı güç korelasyonu için katsayılar	142
Çizelge 4.9 Buhar türbini ünitesinde faydalı güç korelasyonu katsayılar	143
Çizelge 4.10 Faydalı güç korelasyonları için hata analizi değerleri	143
Çizelge EK1.1 Türkiye Elektrik Enerjisi Talep Projeksiyonu ve Yenilenebilir Kaynak Kullanımı.....	162
Çizelge EK1.1 (Devam) Türkiye Elektrik Enerjisi Talep Projeksiyonu ve Yenilenebilir Kaynak Kullanımı.....	163
Çizelge EK1.2 Elektrik enerjisi kurulu güç ve üretim değerleri	164
Çizelge EK1.3 Yakıt cinslerine üretim değerleri dağılımı (son dört yıl).	164

1. GİRİŞ

Enerji, ekonomik ve sosyal kalkınma için ülkelerin temel girdilerinden birisi durumundadır. Artan nüfus, şehirleşme, sanayileşme, teknolojinin yaygınlaşması ve refah seviyesine paralel olarak enerji tüketimi de kaçınılmaz bir şekilde büyümektedir. Buna karşılık enerji tüketiminin mümkün olan en alt düzeyde tutulması, enerjinin verimli şekilde kullanılması ve üretilmesi gerekmektedir. Çünkü;

- Enerji kaynaklarının üretim ve temin maliyeti yüksektir.

- Küresel kirlenme uluslararası alanda ortak politikalar oluşturulması gereken konulardan biri haline gelmiştir. Enerji kaynaklarının bir çoğu da üretim ve tüketim aşamasında çevreyi olumsuz etkileyen özelliklere sahiptir. Enerji üretiminde çevresel sorunların giderilmesi ise önemli bir maliyet unsurudur.

- Enerji projeleri, uzun planlama, gelişim ve yatırım süreleri, yüksek finansman ve ileri teknoloji gerektiren yatırımlardır.

- Petrol ve doğal gaz gibi en yaygın şekilde kullanılan fosil yakıt varlığı zaman içinde azalırken, bu kaynakların önemi yükselmektedir, bu kaynakların yerini dolduracak yeni enerji kaynakları geliştirilmediği sürece, fiyatları artış eğilimi içinde olacaktır.

- Enerji kaynakları açısından zengin olmayan ülkemizde, halen % 62 düzeyinde bulunan dışa bağımlılık, tüketimle birlikte zaman içinde artacaktır.

Ülkemizdeki elektrik tüketiminin, 1999 yılında 118.5 milyar kWh seviyelerinde iken, Çizelge EK1.1'te verilen, 2020 yılına kadar Türkiye'de elektrik enerjisi ve talep projeksiyonunda da görülebileceği gibi, bu seviyenin 2005 yılında 180 milyar kWh'e 2010 yılında ise 300 milyar kWh'e ulaşacağı ön görülmektedir Akalın (2004). Tüketim içerisindeki doğalgaz payının %50'sinin elektrik üretiminde, %30'unun sanayide ve %20 sinin binalarda kullanılması planlanmaktadır ¹⁾. Üretimde ise, elektrik enerjisi kurulu güç ve üretim değerlerini veren Çizelge Ek 1.2 ve yakıt cinslerine göre üretim değerleri dağılımını veren Çizelge EK1.3 de görüldüğü gibi, kurulu güç 2000 yılında 27391 MW iken bu değer 2005 yılında 42783 MW'a 2010 yılında ise 63100 MW'a ulaşması beklenmektedir. Üretimde doğalgaz payının, termik enerji üretim içerisinde %50 toplam enerji üretimi içerisinde %36 seviyesinde olması öngörülmektedir ²⁾.

¹⁾ <http://plan8.dpt.gov.tr/> : DPT 8. 5yıllık kalkınma planı

²⁾ <http://www.die.gov.tr/istTablolar.htm>

Ülkemizde doğal kaynakların sınırlı ile birlikte dışa bağımlı olması ve talebin sürekli artması bir takım acil önlemler alınmasını gerektirmektedir. Bu önlemlerden bazıları şu şekilde sıralanabilir;

1. Kısa vadede çözüm getirebildiği için doğal gaz kombine çevrim santrallerine ve kojenerasyon uygulamalarına öncelik verilmeli ve yeni teknolojiler yakından takip edilerek uzun vadede ülkemizde bulunan doğal kaynakların kullanıldığı santrallerin yatırımlarına önem verilmelidir.
2. Santral teknolojilerindeki gelişmeler dikkatle takip edilerek ülke koşullarına uygun temiz ve verimli teknolojilerin uygulanması sağlanmalıdır.
3. Elektrik talebi, bölgesel olarak, mevsimlik, günlük ve saatlik farklılıklar göstermektedir. En yüksek yükte en düşük yük arasında iki kata yakın bir farklılık olabilmektedir. Talebin kendine özgü bu yapısı ve elektrik enerjisinin depolanamaması nedeniyle, yük-talep eğrisine en iyi şekilde cevap verebilecek bir santral sistemi kurulmalıdır.
4. Elektrik üretim sistemleri planlanırken, santrallerin farklı özellikleri ve talebin bölgesel gelişimi dikkate alınmalı ve talebi en uygun santral tipiyle, en düşük kayıp ve maliyetlerle karşılayabilecek optimum üretim ve iletim sistemleri planlanmalıdır.

Enerji üretim ve tüketiminde, ekonomik ve sosyal gelişimi destekleyecek, çevreyi en az düzeyde kirletecek, minimum maliyette enerji arzı hedef alınmak durumundadır. Enerji sektöründe temel amaç, artan nüfusun ve gelişen ekonominin enerji ihtiyaçlarının sürekli, kesintisiz bir şekilde ve mümkün olan en düşük maliyetlerle, güvenli bir arz sistemi içinde karşılanabilmesidir. Enerji üretim sistemlerinin bu yaklaşım içinde yapılandırılmasında ve geliştirilmesinde, enerji politikalarının da bu doğrultuda oluşturulmasında yarar görülmektedir.

Bu sayılanlar doğrultusunda, tez kapsamında, ülkemizde yüksek verim ve kısa zamanda işletmeye alma imkanı gibi avantajlarından dolayı son yıllarda en çok tercih edilen, doğalgaz yakıtlı kombine çevrim santrallerinin analizi uygun görülmüş, uygulama merkezi olarak en ileri teknolojiyle üretim yapan ve ülkemizin elektrik enerjisi ihtiyacının büyük bölümünü karşılayan Bursa / Ovaakça Doğalgaz Kombine Çevrim Santrali tercih edilmiştir. Analizlerde, sistem-çevre ve üretim-yakıt ilişkileri, kullanılabilir enerji miktarının tespiti, tersinmezliklerin tespiti, enerji kalitesi, buhar

kalitesi, kayıplar ve türünün maliyeti gibi bir çok parametreyi birlikte inceleme imkanı verdiğiinden, termodinamiğin birinci ve ikinci kanunları birlikte uygulanmıştır.

Tezin amacı, ülkemizin enerji üretim sektöründe önemli payı olan doğal gaz yakıtlı kombine güç santrallerinin incelenmesi, kayıpların nerelerde ve hangi oranlarda oluştuğunun, termodinamiğin birinci ve ikinci kanunlarını esas alan enerji ve ekserji analizleriyle tespit edilmesidir. Analizlerde, sistemin bütünü ve sistemi oluşturan her bir ünite için, yer yüzü seviyesindeki atmosferik hava sıcaklığı, basıncı, bağıl nemi ve sistemin yük durumu değişimlerinin sistemdeki enerji ve ekserji akış hızları üzerindeki etkileri incelenmiştir. Tez kapsamında, mevcut enerji üretim merkezlerinin daha verimli kullanılabilmesine ve yeni santrallerin tasarımında verimin artırılmasına yönelik araştırmalar için kaynak olabilecek bir çalışma hedeflenmiştir.

Çalışmada, atmosferik hava sıcaklığı, basıncı, bağıl nemi ve sistemin yük değişimlerinin santrali oluşturan elemanlardaki (gaz ve buhar türbinleri, ısı geri kazanım buhar üreticisi ve diğer santral üniteleri) enerji dengesi, birim zamandaki ekserji akış miktarı, bunlara bağlı kayıpları ve sistem performansını ne ölçüde etkilediği detaylı olarak incelenmiştir. Bu kapsamda santralin bir çok noktasında alınan günlük işletme verileri tasnif edilerek ve sınıflandırılarak grafiklerle literatüre kazandırılmıştır. Bu veriler, bundan sonraki çalışmalara kaynak oluşturacaktır.

Santral işletmesi tarafından sağlanan veriler, öncelikle sistemi oluşturan bütün ünitelerin giriş ve çıkış noktalarında, her gün –günün tek saatlerinde- on üç ay boyunca işletme dosyalarına kaydedilmiştir. Daha sonra, dosyalarda kayıtlı 3.5 milyon üzerindeki veri, bilgisayara aktarılıp ayrıştırılarak her bir ünite için ayrı veri tabanı oluşturulmuş ve analizlerde kullanılmıştır.

Çalışmada elde edilen sonuçlarla, elektrik enerjisi arzının daha güvenli olabilmesi için, talebin yükseldiği dönemlerde atmosferik hava sıcaklığı ve yük değişimleri ile arzı karşılama durumu hakkında daha gerçekçi tahminler yürütülebilecektir.

Ayrıca anlık olarak sistemin ürettiği enerjinin yakıt cinsinden brüt maliyetinin hesaplanması mümkün olabilecek, bunun ötesinde net maliyetlerin hesaplanmasını kolaylaştıracak hatta anlık olarak yakılan yakıt cinsinden net maliyet tespitine imkan tanıyacak sonuçlar elde edilmiştir.

Sonuç olarak bu çalışmada literatürdeki diğer çalışmalardan farklı olarak, ilk defa bir kombine güç santralının tamamı, santral üretim yaparken kaydedilen işletme değerleri kullanılarak analiz edilmiş, bulgular atmosferik hava sıcaklığı, basıncı, bağıl nem ve yük durumuna göre sıralanmış, sonuçlar bu kriterlere göre elde edilerek yorumlanmıştır.

Tezin ikinci bölümünde “Kojenerasyon ve kombine çevrim sistemlerinin ekserji analizleri”, “Diğer güç üretim sistemlerinin enerji ve ekserji analizleri”, “Farklı sistemler için enerji ve ekserji analizleri”, “Termoekonomik analizler”, “Atmosferik hava sıcaklığına bağlı ekserji analizleri” başlıkları altında literatür araştırması verilmiştir. Tezin materyal ve yönteminin tanıtıldığı üçüncü bölümde, tez kapsamında incelenen kombine çevrim santrali tanıtılmış, “teori” başlığı altında termodinamik çevrimlerin teorisi verilmiş, kombine çevrim santrallerinin enerji ve ekserji analiz yöntemleri tanıtılarak tez kapsamında ele alınan sisteme uygulanmış, algoritmada kullanılan matematiksel eşitlikler verilmiş, ayrıca akış faktörleri metodu tanıtılmış ve ekonomik analiz yöntemi kapsamlı bir şekilde sunulmuştur. Araştırma sonuçları ve tartışmanın yer aldığı dördüncü bölümde ise, dizayn değerleri, işletme verileri ve ideal çevrim yaklaşımı ile üç ayrı analiz gerçekleştirilmiş, analizlerin sonuçları ayrı başlıklar altında grafiklerle sunulmuştur. Her üç analizin ayrıntılı kıyaslamalarının da bulunduğu bölümde, analizlerden elde edilen sonuçların uyum ve farklılıklar gösterdiği noktalar belirtilmiş, ayrıca tespit edilen farklılıkların sebepleri tartışılmıştır. Aynı bölümde akış faktörleri analizleri ve maliyet analizi ile elde edilen bulgular verilerek yorumlanmıştır. Son olarak gaz türbini ve buhar türbini ünitelerinde üretilen elektrik gücü için geliştirilen korelasyonlar ile doğrulama testi değerleri verilmiştir. Beşinci bölümde ise, dördüncü bölümde verilen analiz, kıyaslama ve yorumlardan elde edilen sonuçlar, bundan sonra yapılacak çalışmalar ile enerji üretim sistemlerinin işletilmesinde daha düşük maliyet ve daha yüksek verim elde edilebilmesi için öneriler bulunmaktadır.

2. KAYNAK ARAŞTIRMASI

Yakın gelecekte karşılaşılmaması kaçınılmaz olan enerji sıkıntısı konusu yalnızca ülkemizde değil bütün dünyanın gündeminde önemli bir yere sahiptir. Bu açıdan, birincil enerji kaynaklarının mümkün olan en verimli şekilde kullanılabilmesi için, yalnızca enerjinin değil, kullanılabilirliğin de araştırılması gerekir. Konunun önemi nedeniyle literatürde termodinamiğin birinci ve ikinci kanununu esas alan, çok sayıda çalışma mevcuttur.

Bu bölümde kombine çevrim sistemleri için enerji ve ekserji analizleri, farklı enerji üretim sistemlerinin ekserji analizleri, farklı çevrimler için ekserji analizleri, termo-ekonomik analizler ve atmosfer sıcaklığına bağlı termodinamik analizler alt başlıklarıyla konuyla ilgili literatürde yer alan çalışmalardan bazıları verilecektir.

2.1 Kombine Çevrim ve Kojenerasyon Sistemleri İçin Enerji ve Ekserji Analizleri

El-Wakil (1984) kombine güç çevrimlerini gaz ve buhar türbinlerinin birlikte kullanıldığı çevrimler olarak tarif etmiş ve kombine çevrim fikrinin basit Brayton çevriminin verimini, egzoz gazlarından atılan ısı enerjisini geri kazanarak yükseltme fikrinden hareketle ortaya çıktığını belirtmiştir. Ayrıca kombine güç çevrimleri geçen yüzyılın başından beri tasarlanan sistemler olmasına rağmen ilk kombine çevrim santralini 1950'de kurulduğunu, daha sonra hızla artan uygulamaları ile günden güne gelişim gösterdiğini bildirmektedir.

Yüksek verim ve güç elde imkanının yanında kombine çevrimlerin esnek işletme koşullarına uygun, çabuk devreye alınabilen, tam yük ve değişken yük durumlarına kolay adapte olabilen, hatta değişken yük durumlarında da yüksek verimle çalışma özelliklerine sahip olduğu vurgulanmıştır. Bir çok kombine çevrim türlerinden en önemlilerini;

- Ek yanmalı/yanmasız atık ısı geri kazanım buhar üreticili
- Rejeneratörlü ve/veya besleme suyunun ısıtıldığı buhar üreticili
- Çok basınç kademeli atık ısı geri kazanım buhar üreticili
- Buhar çevriminde besleme suyu ısıtması ile kapalı çevrim gaz türbin sistemi

olarak sıralamıştır.

Feng ve ark (1998) analizlerde kullanılan muhtelif kriterlerle birlikte “kojenerasyon verimi” adıyla yeni bir kriteri tanımlamıştır. Kriterin yalnızca enerjinin kalitesini değil aynı zamanda ısıtma sürecinde tersinmezliklerin etkisini de yansıttığı vurgulamış, konseptin anlaşılır, hesaplamasının da basit olduğunu belirtmiştir. Çalışmada mevcut performans kriterleri şu şekilde tarif edilmiştir.

i) Enerji yararlanma oranı (EUF)

$$EUF = \frac{\dot{W} + \dot{Q}_u}{\dot{m}H_u} \quad (2.1)$$

Burada, \dot{W} birim zamanda alınan faydalı iş, \dot{Q}_u kojenerasyon sistemlerinden elde edilen $T_u > T_o$ sıcaklığında faydalı ısı güç ve $\dot{m}H_u$ birim zamanda yakıtla verilen enerjidir. Ancak bu kriter basit olmasına rağmen elektrik gücü ile ısı güç arasında farklı sıcaklıklarda \dot{Q}_u ’nun değişimlerini göz ardı etmekte ve kojenerasyon sistemleri için kullanıldığında buhar kalitesi ne olursa olsun karşı basınç türbin setinin her zaman sistemin en verimli ünitesi olduğu sonucunu vermektedir.

ii) Yapay ısı verim

Burada kojenerasyon sistemine yakıtla sağlanan enerjinin bir kısmının \dot{Q}_u ısı gücünü elde etmek amacıyla η_{BK} verimli bir kazanda harcadığı varsayılır. Bu durumda yapay ısı verim (η_y)

$$\eta_y = \frac{\dot{W}}{\dot{m}H_u - \frac{\dot{Q}_u}{\eta_{BK}}} \quad (2.2)$$

olarak tanımlanır. Kullanımı kolay olduğundan uygulanabilir ancak bu kriter de farklı sıcaklıklar için \dot{Q}_u değerinin değişimini göz ardı eder.

iii) Yakıt enerjisi kazanç oranı (FESR)

Bu kriterde istenilen elektrik ve ısı güçleri karşılamak için harcanan enerjinin, ayrı bir konvansiyonel santralde aynı gücü elde etmek için verilen enerji ile farkının oranlanması esastır. Yakıt enerjisi kazanç oranı şu şekilde tanımlanır

$$FESR = \frac{\dot{Q}_u / \eta_{BK} + \dot{W} / \eta_o - \dot{m}H_u}{\dot{Q}_u / \eta_{BK} + \dot{W} / \eta_o} \quad (2.3)$$

Burada η_B yanmasız kazan verimi ve η_o sistemin genel verimidir. Kriter, kojenerasyon sistemlerinde yakıt kazancını ve enerji kullanımını gösterdiğinden kullanışlı olabilir ancak ısı ve elektrik güçlerinin maliyet ayrımı söz konusu değildir.

iv) Ekserji verimi η_E

Ek_H , \dot{Q}_u 'nun içerisindeki birim zamandaki ekserji akış miktarı olmak üzere

$$\eta_E = \frac{\dot{W} + Ek_H}{\dot{m}H_u} \quad (2.4)$$

Bu kriter, ekserji ile enerjideki kalite farklarını ortaya koyduğundan, makul kabul edilir. Ancak, aslında ısıtma süreçlerinde hem ekserji hem de tersinmezlikten faydalanılır ve eğer tersinmezliğin etkisi tamamen göz ardı edilirse, kojenerasyon sistemlerinde enerji kullanımının etkisi doğru şekillendirilmemiş olacaktır.

v) Kojenerasyon sistemleri için yeni performans kriteri η_{CG}

$$\eta_{CG} = \frac{\dot{W} + Ek_H + \phi(\dot{Q}_u - Ek_H)}{\dot{m}H_u} \quad (2.5)$$

Burada, $\phi (\dot{Q}_u - Ek_H)$ terimi ısıtmada tersinmezliğin etkisi ya da \dot{Q}_u ısı gücünün sağlandığı durumda önlenemeyen ekserji kaybıdır. $\phi = 0$ olduğu durumda $\eta_{CG} = \eta_E$ ve $\phi = 1$ olduğu durumda $\eta_{CG} = EUF$ olur. Bu kriter ısı güç ve birim zamanda

üretilem iş arasındaki farkı ve ısı enerjisinin farklı sıcaklıklardaki değişimini dikkate aldığı gibi aynı zamanda kojenerasyon sistemleri için ısıtmada tersinmezliğin etkisini de gösterir ve kullanışlı bir kriterdir.

Correas ve ark. (1999) güç santrallerinde kullanılan ölçüm tekniklerinin cinsine göre ölçüm hataları varsayımı ile santralin maksimum güvenilir ısı balansını araştırmışlardır. Çalışmada her bir ünitenin arıza durumlarını da kapsayan yakıt-ürün ilişkilerinin optimum değerleri tespit edilmiştir. 280 MW gücünde bir kojenerasyon santralının incelendiği çalışmada gerçek işletme verileri kullanılarak performans teşhisi konulmuştur. Sonuç olarak verilerdeki uyumun termodinamik analizlerin güvenilirliğini doğruladığı ve fiziksel nedenlerin yakıt üzerindeki tahmini etkisini gösterdiği belirtilmiştir.

Guarinello ve ark. (2000) çalışmasında Brezilyanın Cobo bölgesinde çalışmakta olan santralin birinci ve ikinci kanun tabanlı olarak, elektrik ve buhar maliyetlerinin tespiti için, Ekserji Maliyetleri Teorisi kullanılarak termo-ekonomik analiz yapmıştır. Çalışmada buhar püskürtmeli gaz türbinli santraller incelenmiş ve buhar püskürtme sisteminin yanma verimini olumlu yönde etkilediği sonucuna ulaşılmıştır.

Verhivker ve Kosoy (2001) konvansiyonel güç santralleri ve nükleer santrallerin ekserji performansını araştırmışlar, çalışmada güç santrallerine termodinamiğin ikinci kanunu tabanlı analiz ve ekonomik analiz uygulamışlardır. Çalışmada ısıtıcılardaki sıcaklık farkının azaltılmasıyla ekserji kaybında düşüş sağlanabileceği belirtilmiştir. 1. kademe ve 2. kademe türbin arasına yerleştirilen tekrar ısıtıcının, türbin çıkışında elde edilen buharın daha kaliteli olmasını ve çevrimdeki kaynatıcının daha yüksek basınçlara ulaşmasını, böylece yakıtın, akışkan ekserjisi içindeki kimyasal ekserjinin transformasyonuna bağlı ekserji kaybının da azaltılmasını sağladığı belirtilmiştir. Ayrıca, nükleer santrallerin ısı dizayn ve optimizasyon yönteminin geliştirilmesi için sistem performans katsayısına (SCOP: System Coefficient of Performance) bağlı olarak bütün santralin performansının göz önüne alınması gerektiği de vurgulanmıştır.

Smith ve Few (2001) evsel kullanım amaçlı ısı pompası destekli bir kojenerasyon sisteminin gelişimini incelemiş ve sisteme enerji ve ekserji analizi uygulamışlardır. Ekserji analizinde basıncın egzoz gazları üzerindeki etkisi ihmal edilebilir olduğundan hesaba katılmadığı belirtilmiştir.

Çalışmada tersinmezlik kayıpları önlenebilir kayıplar ve temel kayıplar olarak ikiye ayrılmıştır. Temel kayıpların, sonlu sıcaklık farklı ısı transferi ya da gerçek gazların tersinmezliğinin etkileri yolu ile meydana gelen kayıplar olduğu belirtilmiştir. Önlenebilir kayıpların, mekanik, türbülans ve elektrik kayıpları olduğu ve bu kayıpların sistemdeki her bir ünite için pratikte azaltılabilen kayıplar olduğu belirtilmiştir.

Çengel ve Boles (2002) kombine güç çevrimlerini şu şekilde tanıtmışlardır: “Daha yüksek ısıl verim sağlayabilmek için yürütülen çalışmalar, konvansiyonel santrallerde yeni düzenlemeleri de beraberinde getirmiştir. Bu düzenlemelerden biri de gaz akışkanlı güç çevrimini buharlı bir güç çevriminin üst çevrimi olarak kullanmaktır.

Gaz türbini çevriminin yüksek sıcaklıklarda çalışmasının sağladığı kazançlardan yararlanmak ve sıcak yanma sonu gazlarını buharlı güç çevrimi gibi bir alt çevrimde ısı kaynağı olarak değerlendirmek yoluyla gerçekleştirilen çevrim, kombine çevrimlerdir. Bu çevrimde egzoz gazlarının enerjisinden, bir ısı değiştiricisi yardımıyla, alt çevrimde buhar üretiminde faydalanılır.” Ayrıca kombine güç çevrimlerinde termodinamik analiz metodunu tanıtmış, örnek sistemler üzerinde bazı uygulamalarını vermişlerdir.

Arpacı ve Binark (2002) gaz türbini ünitesini kompresör, yanma odası ve türbin olarak 3 ayrı bölümde incelemiş ve ünitenin bu bölümlerine ekserji analizi uygulamışlardır. Çalışmada sistemin bölümlerine ait kullanılabilir işin yanı sıra, tesirlilik ifadesi de hesaplanmıştır.

Çalışmada giriş hava sıcaklığının (atmosfer sıcaklığı T_0) gaz türbini üzerindeki etkileri incelenmiştir. Giriş havası sıcaklığının artmasıyla, sistemin tersinmezliğinin azaldığı tespit edilmiş ve herhangi bir ısıl sistem için kullanılabilir olan ekserji denge denklemi verilmiştir. Ekserji denge denkleminin, ekserjinin ekonomik analizi içinde gaz türbini kojenerasyon sisteminde çeşitli giriş fiyatlarına bağlı olan üretim fiyatlarını tahmin etmede kullanılabilirliği belirtilmiştir.

Erdil ve Yılmaz (2002) kojenerasyon sistemlerinin performans analizi için kullanılan kriterlerin en çok bilinenlerini; enerji yararlanma oranı, yapay ısıl verim, yakıt enerjisi tasarruf oranı, ekserji verimi ve kojenerasyon verimi olarak sıralamışlar ve sonlu zaman ısı transferi tersinmezliklerini dikkate alarak, bu performans kriterlerine dayalı analiz yapmışlardır.

Sonuç olarak iş/proses ısı/ısı oranı arttıkça çevrimden elde edilebilecek maksimum ekserji, maksimum ekserjideki ısı yararlanma oranı ve ekserji veriminin

azaldığı tespit edilmiştir. Ayrıca, proses için gerekli olan akışkan sıcaklığının enerji yararlanma oranı ve ekserji verimi değerlerini olumsuz etkilediği belirtilmiştir.

Üst ve Şahin (2002) ara buhar almalı kojenerasyon sisteminin sonlu-zaman eş değer modelini araştırmışlar ve bu model için sonlu-zaman ısı transferi tersinmezlikleri, iç tersinmezlikler ve ısı kayıplarını da dikkate alarak, tanımlanmış bulunan ekolojik fonksiyonun optimizasyon çalışmasını yapmışlardır. Dizayn parametreleri ve tersinmezliklerin ekolojik performans üzerindeki etkileri incelenmişlerdir. Diğer bir deyişle tersinmez sonlu zaman kojenerasyon modeli için termoeolojik bir optimizasyon gerçekleştirmişler ve bu bağlamda tanımlanmış olan ekolojik amaç fonksiyonunu maksimum yapan optimum dizayn parametrelerini araştırmışlardır.

Çalışmada, kojenerasyon tesislerinin performans analizinin, klasik termodinamik teorisi yerine sonlu zaman termodinamiği teorisiyle daha anlaşılır hale gelmesinin mümkün olduğu vurgulanmıştır. Maksimum ekoloji ve maksimum ekolojideki ekserji verimi şartlarına göre dizayn parametrelerinin kolaylıkla elde edilebileceği, diğer bir deyişle, kullanma yeri ve amacına göre hem maksimum ekolojiye hem de maksimum ekserjiye göre optimum dizayna ulaşmanın mümkün olduğu sonucuna ulaşılmıştır. Çalışmada sunulan analizin ve optimizasyon metodunun, ekolojik ve ekserjistik yönden optimum dizayna ulaşmada temel teşkil edebileceği belirtilmiştir.

Zaporowski ve Szczerbowski (2003) doğalgaz yakıtlı kojenerasyon santrallerinin elektrik üretiminde daha verimli olduğu, çevreye olan zararlı etkilerin daha az olduğu, daha az yatırım gerektirdiği ve daha kısa sürede inşa edilebildiklerinden cazip olduğunu belirtmişlerdir. Ayrıca vakum kondenser sistemli buhar türbini olan ve karşı basınç kondenserli doğalgaz yakıtlı kombine ısı ve güç santralleri için iki farklı durumda simülasyon hesaplamaları yapmışlardır.

Çalışmada vakumlu tip kondenserli buhar türbini olan kombine ısı güç çevrimlerinin daha yüksek verimli oldukları, yaz mevsiminde de yüksek verimle çalıştıkları ve doğal gazlı sistemlerin sadece veriminin yüksek olması değil, çevreye zararlı etkilerinin de daha az olması nedeniyle daha cazip olduğu sonucuna ulaşılmıştır.

Arrieta ve Lora (2004) çevre sıcaklığının kombine güç çevrimleri üzerine etkilerini incelemiştir. Tez kapsamında incelenen santralle benzer bir yapıya sahip kojenerasyon santralının ele alındığı sistemde ek olarak ısı geri kazanımlı buhar kazanında yardımcı yanma sistemi mevcuttur. Çalışmada ek yanma ünitesinin, net

elektrik gücünü artırırken ısı verimi azalttığı ve çevre havası sıcaklığının 35 °C artmasıyla ısı veriminin azaldığı, ayrıca net elektrik gücün 640 MW' tan 540 MW'a düşerek ve % 16 oranında azaldığı belirtilmiştir.

2.2 Diğer Güç Üretim Sistemleri İçin Enerji ve Ekserji Analizleri

Wall (1989), 3MW gücündeki Kalina buhar çevrimine ekserji metodu uygulamışlardır. Kalina çevrimi olarak adlandırılan sistem, klasik çevrimlerdeki buhar tarafına soğutma kuleleri yerine kullanılan absorpsiyonlu soğutma çevrimi ile sağlanmaktadır.

Çalışmada Kalina çevrimi için enerji-değerlendirme diyagramı verilmiş ve yorumlanmıştır. Ayrıca diyagramdan yine Kalina çevrimindeki enerji dönüşümlerinin karakteristikleri hakkında da bilgi edinilebilmektedir.

Çalışmada sonuç olarak, kaynaticıdaki ekserji kayıplarının diğer alt sistemler içerisinde en büyük oranda olduğu belirtilmiştir.

Bathie (1996) gaz türbinlerinde performansı arttırmak için rejeneratör eklenebileceğini ve bu eklentinin en azından teorik olarak elde edilen net işi etkilemeyeceğini ifade etmiştir. Ayrıca ara soğutma ile yüksek basınç kompresörüne giriş havası sıcaklığının düşürülmesinin de çevrimden alınan net işi arttıracığı belirtilmiş, ara soğutmanın, türbinden alınan işi etkilemeden kompresörde birim zamanda harcanan işi azaltıcı etkiye sahip olduğunu vurgulamıştır.

Valero ve ark. (1996) 350 MW gücündeki katı yakıtlı bir güç santraline termodinamiğin ikinci kanunu uygulamış ve çıkış gücü sabit tutarak hangi ünitenin hangi bölgesinde ve ne şekilde kaynak tüketiminden tasarruf sağlanabileceği sorularına yanıt aramıştır.

Maliyet hesabı yöntemi;

II. Kanun → Verim → Giderler → Maliyet

olarak sıralanmıştır. Çalışmada tanıtılan maliyet denklemleri kullanılarak yöntem, sisteme uygulanmıştır.

Kim ve ark. (1998) kompleks enerji sistemleri için ekserji ve ekonomik analizleri birlikte uygulamışlardır. Sistemdeki bütün ünitelere uygulanabilecek genel bir maliyet dengesi denklemi tanımlanmıştır. İş yapan akışkanın ekserjisi ısı, mekanik, kimyasal ekserji akış hızları ve entropi üretimi akışları şeklinde ayrıştırılmıştır. Her bir ünitenin ekserji akış hızının münferit olarak maliyetlendirildiği bu yöntemde sistemin her bir noktasında veya ünitesinde akışkanın maliyet dengesi denklemlerinin uygulanmasıyla hesaplanabileceği belirtilmiştir.

Fischi ve Manfrida (1998) yarı kapalı kombine gaz türbini çevriminin ekserji tabanlı olarak analizini gerçekleştirmişlerdir. Değişik işletme şartlarında her bir eleman için ekserji kaybı hesaplanmış ve çevrimin kritik üniteleri tespit edilmiştir.

Çalışmada yanma, atık ısı kazanı, su püskürtme/karıştırma ve su geri kazanım sistemleri kayıpların olduğu ana bölgeler olarak belirtilmiş ve toplam ekserji kaybının %80'den fazlasını teşkil ettiği tespit edilmiştir. Elde edilen değerlerin standart açık çevrimlere oldukça yakın olduğu ancak kombine çevrimlerin ani yüklenmelerde daha kullanışlı olduğu ifade edilmiştir. Ancak ani yüklenme durumlarında kısmi ya da toplam su püskürtme uygulanması durumunda ekserji kaybının bir miktar daha artabileceği vurgulanmıştır. Araştırma sonucunda işletme parametrelerinin değişimine hassas olan yoğunmalı tip kondenserin sistem verimini en fazla etkileyen eleman olduğu saptanmıştır.

Holanda ve Balestieri (1999) katı atık yakıtlı enerji üretim sistemlerini incelemişlerdir. Özellikle ısı ve elektrik enerjisinin birlikte kullanılabilirdiği endüstriyel bölgelerde katı atık yakıtlı sistemlerin gelecekte enerji üretim sistemleri arasında iyi bir alternatif olabileceğini belirtmişlerdir. Ayrıca kojenerasyon sistemlerinin hidroelektrik ve konvansiyonel güç santrallerine göre avantajları, kapasite ve yatırım maliyetleri açılarından karşılaştırılmış, kojenerasyon sistemlerinin tanımı ve diğer sistemlerden farkı belirtilmiştir.

Araştırmada katı atık yakıt kullanılan çevrimlerin çevresel ve sosyal avantajları da göz önüne alındığında daha cazip olduğu, üst çevrimde doğal gaz yakıtlı gaz türbini ve alt çevrimde katı atık yakıtlı buhar kazanı kullanılan alternatif sistemin geri ödeme süresi uzun olduğundan uygun olmadığı sonucuna varılmıştır.

Heyen ve Kalitventzeff (1999) mevcut bir enerji üretim sisteminde üç farklı geliştirme yöntemini ekserji verimini esas alarak araştırmıştır. Önerilen her bir

geliştirme yönteminin maliyetleri açısından da incelendiği çalışmada ayrıca bu yöntemlerin, sistemlerin işletme esnekliği üzerindeki etkileri de tartışılmıştır. Sonuçlar Rankine çevrimi ile karşılaştırılarak sunulmuştur.

Heper (2001) buhar santrallerini ayrıntılı olarak ele almış, özellikle işletmeciler için geniş kapsamlı bilgiler sunmuştur. Teknolojik gelişmelerin araştırmacılar tarafından takip edilmesi amacıyla hazırlanan kaynakta; Gaz ve buhar termodinamiği, yakıtlar, yanma, buhar santrallerinin tarihçesi gelişimi ve konumu, buhar santrallerinin tanımı, buhar santrali çevrimleri, buhar kazanı ve yardımcıları, buhar türbinleri ve yardımcıları, elektroteknik donanımlar, otomasyon, kontrol ve koruma, buhar santralleri ve çevre, buhar santrallerinin işletilmesi, bakım ve arıza, su, malzeme ve buhar santrallerinin testi konuları ayrıntılı olarak yer almaktadır.

Durmayaz ve Yavuz. (2001) Türkiye’de kurulması öngörülen bir nükleer güç santraline termodinamiğin birinci ve ikinci kanunu tabanlı analizleri birlikte uygulamışlardır. Çalışmada enerji üretim sistemlerine uygulanabilecek ekserji analizi için yöntem tanımlanmış ve her bir ünite için açıklanmıştır. Ayrıca sistemin ve sistemi oluşturan her bir ünitenin tersinmezlikleri hesaplanarak kıyaslanmış, sistemde gerçekleşen tersinmezliğin dağılımını tablolar halinde sunmuşlardır.

El-Nashar (2001), güç ve damıtma santralleri için seçim, optimum çalışma aralığının tespiti ve ekonomik analiz yöntemi üzerinde durmuştur. Analiz için santrallerin farklı yüklerdeki durumları dikkate alınmıştır. Elektrik üretiminde kullanılan farklı tiplerdeki santralleri tarif ederek uygun santralin seçim yöntemi verilmiştir.

Çalışmada kojenerasyon santrallerinin performansının tespitine yönelik güç/su oranı, yakıt enerjisi kazançları oranı, net ısı oranı yöntemleri tarif edilerek kullanılmıştır. Ayrıca mevcut kojenerasyon teknolojileri ve performansları tablolar halinde sunulmuştur. Tablolarda dikkat çeken bir nokta ise, farklı santral tiplerinin performans değerleri ve işletme durumlarının, yük durumuna göre, her bir dış ortam sıcaklığı için ayrıca verilmiş olmasıdır.

Sistemlerin işletme masrafları ve ekonomik analizi dördüncü başlık altında incelenmiştir. Su ihtiyacına göre optimum sistemin seçimi incelenmiştir.

Çalışmada şu sonuçlar elde edilmiştir.

- Elektrik üreten ve damıtma işlemi yapan santrallerde performans ve ekonomik analiz yapılacaksa bir bilgisayar simülasyonu kaçınılmazdır.
- Kojenerasyon sistemlerinin optimum çalışma şartları yıla yayılı yük durumuyla büyük oranda ilgilidir. Aylık elektrik ve su ihtiyacı bilgisayar modeline girdi olabilirler.
- Güç / Su oranı optimum kojenerasyon sisteminin seçilmesinde önemli bir faktördür.
- Ekonomik analiz santralin kullanım ömrü boyunca yapılmalı ve analiz için artış gösteren yakıt, işletme ve bakım masrafları fiyatları dikkate alınmalıdır.

Kim ve ark. (2001) çift basınç kademeli kombine çevrim santrallerinde buhar çevriminin geçici rejim davranışlarını incelemişlerdir. Sistemin ayrıntılı modelini oluşturabilmek için, her bir üniteye tek boyutlu geçici rejim korunum denklemlerini vermişlerdir. Ayrıca simülasyonda su seviyesi ve türbin gücü etkileri de hesaplara yansıtılmıştır. Çalışmada iki işletme koşulu incelenmiştir. Birinci işletme koşulu, Ovaakça Santralinde olduğu gibi sistemin istenen yük durumuna göre şaft gücünü ayarladığı durumdur. İkinci işletme koşulu ise yük durumuna göre şaft gücünün buhar debisiyle ayarlandığı durumdur. Her iki operasyon koşulu içinde sistemin yüksek basınç ve alçak basınç kademelerinde işletme parametrelerinin değişimi incelenmiştir.

Çalışmada amaç, çift basınç kademeli sistemlerin buhar tarafının dizayn özelliklerinin belirtilmesi, giriş gaz debisi ve yük durumu gibi harici etkilere sistemin ne şekilde karşılık vereceğinin analizidir. Bu amaçla çalışmada iki temel çalışma modu için geçici rejim işletme şartlarının karakteristiği araştırılmıştır.

Sonuç olarak bağımsız basınç değişimi olan sistemlerde sistem cevabının sürekli rejime geçiş zamanı, gaz türbini sistemlerine göre 10 kat daha fazla olduğu, genel olarak buhar parametrelerinin (kütlesel debi, basınç ve sıcaklık) değişimler gösterdiği, en büyük değişimin ise alçak basınç domundaki su seviyesinde gerçekleştiği belirtilmiştir.

d'Accadia (2001) karmaşık güç santrallerinde optimum çalışma şartlarını araştırmıştır. Çalışmada sistemin işletilmesi esnasında en ekonomik işletme koşullarının saptanması amaçlanmıştır. Maliyet, minimize edilmesi gereken tipik zorlanmış optimizasyon problemi şeklinde amaç fonksiyonu olarak tanımlanmıştır. Ele alınan maliyet fonksiyonu ürün maliyeti yerine işletme maliyeti olarak seçildiğinden, ekserji dengesi

tabanlı denklemler kullanılmamış, sisteme olan maliyetin akışları önemsenmemiş ve enerji dengesi tabanlı yaklaşım tercih edilmiştir.

Bhargava ve ark. (2002) mevcut bir gaz türbini ünitesine reküperasyon, ara soğutma ve tekrar ısıtma ünitelerinin uygulanması için dizayn metodu vermiştir. Üç farklı gaz türbini için sonuçları değerlendirmiştir.

Uygulama yöntemi yeni kompresör dizaynı, yeni türbin dizaynı başlıkları altında ayrıntılı olarak tarif edilmiştir. Sonuç olarak mevcut gaz türbininin modifiye edilmesi durumunda gaz türbininden elde edilebilecek verimin, Brayton çevrimi ilaveli bir kombine çevrimden elde edilebilecek verim değerine kadar yükseltilebileceği ve gaz türbininin termodinamik performansı ile üretilen gücün artacağı saptanmıştır. Ayrıca yapılacak bir iyileştirmenin ekonomik boyutunun da cazip olduğu belirtilmiştir.

Bhargava ve Meher-Homji. (2002) değişik gaz türbinlerinde buharlaştırma ve spreyleme metotlarıyla giriş havası nemlendirilmesinin, gaz türbini performans parametreleri üzerine etkilerini araştırmışlardır. Çalışmada nemlendirme işleminin gaz türbini verimini olumlu etkilediği belirtilmiş, ancak atmosferik bağıl nemin %0-100 arasında değiştiği durumlarda türbin parametrelerindeki değişimin %1'in altında kaldığı ifade edilmiştir.

Santoyo ve Cifuentes (2003) enerji tasarrufu için yeni bir yöntem olarak tri-jenerasyon sistemini tanıtmışlardır. Rejeneratif kojenerasyon çevrimi ile yeni tri-jenerasyon sistemlerinin avantajları ve işletme kriterleri tartışılmıştır. Tri-jenerasyon sisteminin taşra tipi enerji üretim sistemleri için tercih edildiği ve aynı kapasitedeki bir kojenerasyon sistemine göre % 50 daha fazla verim elde edildiği, bununla beraber çevreye olan zararlı etkilerinin de daha az olduğu vurgulanan çalışmada şu sonuçlar elde edilmiştir.

- Gaz türbinine giren havadaki nem oranının artışı, yanma odasında daha fazla ısı enerjisi gerektirdiğinden, gaz türbininde daha fazla yakıt sarfiyatına neden olmaktadır.
- Atık ısı enerjisinin kullanıldığı bir absorpsiyonlu soğutma sistemi ilavesi, kojenerasyon sistemlerinde yakıt sarfiyatını azaltmaktadır. Tri-jenerasyon kullanımıyla yakıt sarfiyatının azaltılması ise termodinamik ve mali açıdan % 10'a varan tasarruf sağlamaktadır.

Haselbacher ve Fischer (2004) yeni bir uygulama olan LOTHECO (Combined cycle power plant with integrated low temperature heat) kombine çevrim güç santralleri tanıtmışlardır. Açık çevrim gaz türbinlerinin modifiye edilmesi ve bu konudaki sıkıntılar anlatılmış, alternatif güç santralleri ile termodinamik potansiyelleri karşılaştırılmıştır.

Sonuç olarak LOTHECO sistemlerinin endüstriyel kullanımlı standart gaz türbininin modifiye edilerek uygulanmasıyla en iyi performansın sağlanabileceği belirtilmiştir.

Karakas ve ark. (2004) LOTHECO doğalgaz yakıtlı kombine çevrim konseptini incelemişlerdir. LOTHECO sistemleri tarif edilmiş ve çeşitli güçlerde gaz türbinini kullanan güç sistemleri ile kıyaslanmıştır. Ayrıca çalışmada sisteme termodinamiğin ikinci kanunu uygulanmış ve her bir prostedeki tersinmezlikler verilmiştir. Ekonomik analizde yüksek güç kapasiteli gaz türbinlerinde elektrik enerjisi elde etmek için en uygun yükün dizayn yük durumu (%100 yük) olduğu tespit edilmiştir. Küçük ölçekli uygulamalarda ise LOTHECO konseptinin makul maliyetlerle aynı performansı elde etmek için daha uygun olduğu belirtilmiştir.

Çalışmada, basit gaz türbini, kombine çevrim gaz türbini, buhar püskürtmeli gaz türbini, nemli hava kullanan gaz türbini ve LOTHECO olmak üzere beş farklı tür türbin kıyaslanmış ve küçük ölçekli güç üretimi için buhar püskürtmeli (STIG) ve LOTHECO sistemlerinin daha kullanışlı olduğu sonucuna ulaşılmıştır.

Tonon (2004) enerji, ekserji ve ekonomi kavramlarını kapsayan oldukça ayrıntılı bir analiz metodunu tanıtmış ve hidroelektrik, termoelektrik ve bioetanol üretimi yapan enerji dönüşüm sistemlerine uygulamıştır. Ayrıca bu sistemlerin çevreye olan etkilerini tartışmış ve performans için uygun göstergeler belirleyerek kıyaslamıştır. Çalışmada enerji üretimi ve dönüşümü sektörlerinde çalışanlar, enerji politikalarını belirleyenler, operatörler, işletmeciler ve dizayn yapanlar için uygulamalar ve kıyaslamalar içeren faydalı bir yöntemi tanıtmak amaçlanmıştır. Bu yöntemle santrallerin performansı ve muhtemel geliştirme metodları hakkında önemli bilgiler sağlanabileceği vurgulanmıştır.

2.3 Farklı sistemler İçin Enerji ve Ekserji Analizleri

Rosen ve Dinçer (1996) Türkiye'nin değişik sektörleri için enerji ve ekserji etkinliğinin çıkarılması ve sektörel enerji kullanımı için bir model geliştirilmesi

konusunu ele almışlar ve bu sektörlere enerji ve ekserji analizi uygulamışlardır. Isıtma, iş üretimi, elektrik üretimi ve kinetik enerji üretimi için verim ifadeleri çıkarılmış, yapılan analizlerin enerji-kullanım analizleri için faydalı bir yöntem olduğu belirtilmiştir.

Or ve Seyhan (1996) Türkiye'nin enerji sistemlerinin entegre, makro, statik ve lineer matematiksel modelinin geliştirilmesi amaçlamışlardır. Bu kapsamda geliştirilen matematik modelin ülkedeki bütün birincil enerji kaynaklarını, bütün enerji dönüşüm santrallerini, rafinerilerini, ana talep sektörlerini ve ihtiyaç duyulduğunda devreye alınabilme imkanı olan alternatif enerji kaynaklarını ve teknolojilerini içermesini sağlamaya çalışılmıştır.

Amaç fonksiyonu "Enerji sisteminin toplam maliyetinin minimizasyonu" olarak belirlenmiştir. Ayrıca çalışmada, Türkiye'nin ana enerji kaynakları ve işletme ve çevrim teknolojileri başlıklar halinde verilmiştir.

Göğüş ve Ataer (1998) enerji üretim sistemlerinde değişen çevre sıcaklığı ve buna bağlı olarak kaynak sıcaklığı değişimi, talep değişimi, ekserji depolama kabiliyeti ve sonlu zaman etkisinin analiz etmişlerdir.

Çalışmada enerji üretim sistemlerinde çevresel etkilerin değişiminin ısıl performansı pozitif ya da negatif yönde etkileyebileceği ve bu etkinin sistemin içerisinde meydana gelen ekserji kayıplarına oranla daha az olduğu belirtilmiştir. Bu yüzden, ekserji uygulamalarında genelde ortalama çevre sıcaklığı kullanılmaktadır. Çalışmada sonlu zaman etkisi incelenirken, T_s kaynak sıcaklığı olmak üzere, zaman periyodunun değişmediği kabulü ile, sistemin verimi trigonometrik fonksiyon olarak tarif edilmiştir

Sonuç olarak çevre sıcaklığı değişiminin, jeotermal ve güneş enerjisi sistemlerinde ihmal edilemeyecek etkisinin olabileceği vurgulanmıştır. Çevre sıcaklığına bağlı olarak işletme oranı değişiminin sistemin genel veriminde artışa neden olabileceği belirtilmiştir.

Ünver ve ark. (2002) içten yanmalı motorlarda ekserji analizi için gerekli prosedürü tanıtmışlar ve bir dizel motorlu test ünitesi için, elde ettikleri deneysel sonuçları kullanarak, enerji ve ekserji analizini yapmışlardır. Analizlerde motorlardaki enerji dağılımları tespit edilmiş ve sistemin giriş-çıkışlarındaki veriler kullanılarak kayıp enerjideki ekserji ve sistemin toplam ekserji değerleri bulunmuştur. Birinci ve ikinci kanun verimleri tespit edilerek karşılaştırmalar yapılmıştır. Çalışmada motorlarda

yapılabilecek iyileştirmelerle ulaşılabilecek verim artışlarının belirlenebileceği gösterilmiştir.

Kaynaklı ve ark. (2003) soğutucu akışkan olarak LiBr/H₂O çiftini kullanan, tek kademeli absorpsiyonlu soğutma sistemi için enerji ve ekserji analizi uygulamışlardır. Absorpsiyonlu soğutma sistemleri için ekserji analizi prosedürü tanıtılmış ve bu prosedür kullanılarak her bir üniteye giriş-çıkış ve kayıp ekserjiler tespit edilmiştir. En yüksek tersinmezliğin jeneratör ünitesinde gerçekleştiği tespit edilmiş ve toplam tersinmezliklere oranı %59 olarak hesaplanmıştır. Jeneratör ünitesindeki tersinmezliğe sebep olarak iş yapan akışkan ile ısı kaynağı arasındaki sıcaklık farkı gösterilmiştir.

Serova ve Brod (2004) seçilen çevre özelliklerinin termodinamik analizler üzerindeki etkilerini araştırmışlardır. Verilen metodun yalnızca termodinamik problemlerin çözümlerinde kolaylık sağlaması açısından değil, biyoloji ve ekonomi bilimlerini de içeren disiplinler arası bir ekserji metodu olması bakımından, kullanışlı olduğu vurgulanmıştır.

2.4 Termo-ekonomik Analizler

Kotas (1995) ekserji analiz parametrelerini

- Kontrol kütlesi analizi
- Kontrol bölgesi analizi (Kontrol hacmi)
- Önlenebilir ve gerçek tersinmezlikler
- Performans kriteri
- Ekserji denge diyagramı gösterimi (Grassman diyagramı)
- Ekserji tabanlı özellik diyagramları
- Yeni termal santrallerin termodinamik fizibilite çalışmaları

olarak sıralamıştır. Ayrıca termo-ekonomik analizlerin aynı tip ve yapıya sahip sistemlerde genel olarak aynı prensibe dayandığını ve sistemlerden birinde yapılan iyileştirmenin maliyeti dikkate alınarak sistem performansındaki değişmelerin yorumlandığı ifade edilmiştir. Szargut tarafından bu metodun genellenerek şu şekilde ifade edildiği belirtilmiştir.

$$C^c = C_o^c + \dot{E}k_\zeta k \left(\frac{\psi}{1-\psi} \right)^m \quad (2.11)$$

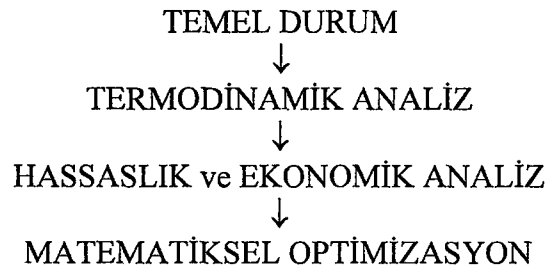
Burada C^c santralin maliyeti, C_o^c santral verimini etkilemeyen ünite maliyeti, $\dot{E}k_\zeta$ sistemden çıkan nominal ekserji, k ve m santral tipini karakterize eden ampirik sabitler ve ψ santralin rasyonel verimidir. Ek olarak c_M bakım onarım maliyetleri ve C_o^R yıllık sabit işletme giderleri olmak üzere, santrali işletmenin maliyeti.

$$C^c = \dot{E}k_\zeta t_{op} \left(\frac{c_N^\varepsilon}{\psi} + c_M \right) + C_o^R \quad (2.12)$$

şeklinde verilmiş ve bu denklemlerin amaç fonksiyonunun parametreleri olduğu belirtilmiştir.

Gong ve Wall (1997) çalışmalarında ekserji analizlerinin sistemler için önemi vurgulanmış ve bu analizlerle sistemdeki kayıpların yerleri ile muhtemel çözümlerin elde edilebileceği vurgulanmıştır. (LCEA, Life Cycle Exergy Analysis) kullanım ömrü boyunca ekserji analizi tanıtılmış ve çevresel koşulları karşılamada daha iyi bir analiz metodu olarak tavsiye edilmiştir. Termo-ekonomik analizler üzerinde durulmuş ve termo-ekonomik optimizasyon için amaç fonksiyonu tanıtılmıştır.

Manninen ve Zhu (1998) güç santrallerinin dizaynı için, termodinamik karlılığı, ekonomi ve matematiksel optimizasyonu kapsayan yeni bir yöntemi tanıtmışlardır. Metod, analiz ve dizayn basamakları olmak kaydıyla iki bölümden oluşmaktadır. Birinci bölümde termodinamik analiz hassaslık analizi ve ekonomik analiz bulunmaktadır. İkinci bölümde ise matematiksel optimizasyon yer almaktadır. Çalışmada tanıtılan yöntemin akış şeması şu şekilde verilmiştir.



Beyne (2002) ısı geri kazanım sistemlerinin bazı önemli uygulamaları için genel bir değerlendirme yapmışlardır. Çalışmada kombine güç santralleri için basitleştirilmiş yöntem tanıtılmıştır. Maliyet denklemleri verilmiş ve alternatif kombine güç santralinde enerji maliyeti terimleri tanıtılmıştır. Çeşitli örnekler üzerinde uygulamalar gösterilmiş ve yapılan analizle yalnızca maliyetlerin değil emisyonların da yöntemle verilen korelasyonlarla tespit edilebileceği vurgulanmıştır.

Nixdorf ve ark. (2002) gaz türbininden elde edilen faydalı iş miktarını arttırmaya yönelik olarak, şartlandırılmış farklı türbin giriş havası sıcaklıkları için elde edilen faydalı iş miktarının ne şekilde değiştiğini, atmosfer sıcaklığı değişimlerinin kompresör giriş havası sıcaklığı ve değişik soğutma ünitelerinin ısı yükleri üzerine etkilerini incelemiştir. Ayrıca önerilen sistemlerin termo-ekonomik analizleri de maliyet optimizasyonu tabanlı olarak gerçekleştirilmiştir.

Rosen ve Dinçer (2003) modern kömür yakıtlı, fuel oil yakıtlı ve nükleer enerji santrallerindeki üniteler için termodinamik kayıplar ve maliyetler arasındaki ilişkiyi araştırmışlardır. Bu kapsamda dört analiz tekniğini;

Ekserji-ekonomik maliyet hesabı

Ekserji-ekonomik hesap analizi

Ekserji-ekonomik benzerlik sayısı

Ürün / Maliyet etkenlik diyagramları olarak sıralamışlardır.

Çalışmada, kömür, fuel oil ve uranyum yakıtlı sistemlerdeki ekserji kaybı ve maliyet arasında sistematik bir korelasyon olduğu sonucuna varılmış iç ekserji tabanlı ortalama termodinamik kaybın maliyete oranında da bir ilişki olduğu belirtilmiştir.

Kwak ve ark. (2003) 500 MW anma gücünde bir kombine çevrim güç santraline ekserji ve termo-ekonomik analiz uygulamışlardır. Analizlerde sistemdeki her bir ünite kütlesi ve enerjinin korunumu prensipleri uygulanmış, her bir ünite için ve sistemin bütünü için enerji ve ekserji maliyeti dengesi sağlanmıştır. Sistemin üretim yapısını ortaya koyan ekserjiye bağlı ekonomik model oluşturmuş, maliyet tablosunda ve üniteler arasındaki üretim etkileşimi gösterilmiştir.

Yakıt dışı akışkan ve yakıtın kütleli debilerinin oranları ile ekserji verimi terimlerini içeren bir maliyet denklemi verilmiş ve birim elektrik üretimi için, bazı yük durumlarında, gaz türbininin buhar türbininden daha ekonomik olduğu vurgulanmıştır.

2.5 Atmosfer Sıcaklığına Bağlı Ekserji Analizleri

Göğüş ve Ataer (1998) çalışmalarında çevresel koşulların değişiminin enerji dönüşüm sistemlerini ne şekilde etkileyeceği araştırmışlardır. Carnot makinesindeki sıcak ve soğuk kaynakların sıcaklıklarının sinüs fonksiyonu ile orantılı olarak değiştiği varsaymış ve bu durumda sistem ekserjisindeki değişim, sonlu zaman etkisi, depolamanın fiyat üzerindeki etkisi gibi başlıklar incelemişlerdir. Ayrıca çalışmada çevresel şartların bir düzeltme terimi ile birlikte kullanılmak kaydıyla sabit bir fonksiyon olarak alınabileceği belirtilmiştir.

Çamdalı (1999) örnek bir sistemde birim zamandaki ekserji akış miktarlarını tarif etmiş ve sistemi, Termodinamiğin İkinci Kanunu tabanlı olarak analiz etmiştir. Çalışmada sistem ekserjisinin değişimini, çevre sıcaklığının sinüzoidal değiştiği varsayımıyla, incelemiştir.

Göğüş ve Çamdalı (2001) çalışmalarında çevre koşullarındaki değişimlerin, çeşitli güç üretim sistemlerin ekserji bilançolarına olan etkilerini incelemişlerdir. Hareketli sistemlerin ekserji bilançolarına düzeltme terimi eklenmesi gerektiğini ifade etmişlerdir.

Erdem ve ark. (2001) çevre sıcaklığının performansa etkilerini incelemiş ve iklim bölgelerine göre gaz türbinindeki performans kayıplarının azaltılması ya da kazançların artırılması için dizayn parametrelerinin olası büyüklük aralıklarını belirlemişlerdir

Çalışmada, gaz türbinleri çevre sıcaklığının arttığı saatlerde pik yük talebi olan yerlerde kullanılıyorsa elektrik üretiminin düşeceği, elektriğin değerli olduğu saatlerde üretimin düşmesinin üreticileri zor durumda bırakacağı ve üretim maliyetlerinin yükseleceği belirtilmiştir.

Çalışmada sonuç olarak, çevre sıcaklığının düşmesiyle tüm performans değerlerinin iyileştiği ve sıcaklığın artması ile performansın düştüğü, bu nedenle iklim özelliklerine bağlı olarak sıcak bölgelerde kullanılan gaz türbinlerinin dizayn

parametrelerinin seçiminde performanstaki azalmanın da göz önünde bulundurulması gerektiği kaydedilmiştir. Ayrıca gaz türbinlerinde kompresör basınç oranının düşük ve çevrim maksimum sıcaklığının yüksek olması çevre sıcaklığından dolayı performans değerlerindeki kötüleşmeleri azalttığı, bu durumda gaz türbininin performans değerlerinin çevre sıcaklığına duyarlılığının da azaldığı belirtilmiştir.



3. MATERYAL ve YÖNTEM

Güç santrallerinde, bütün sistemlerde olduğu gibi, kayıpların azaltılması sistemin veriminin artmasını sağlayacaktır. Bu nedenle santraldeki her bir üniteye gerçekleşen tersinmezliklerin belirlenmesi, kayıpların azalması ve santralin genel veriminin artırılmasına yönelik çalışmalar için çok önemlidir. Bu çalışmada, Doğal Gaz Kombine Çevrim Santralleri'nin ana elemanları ve alt sistemlerinin tersinmezliklerinin bulunması amacıyla ikinci kanun tabanlı ekserji analizi bir uygulama ile verilmiş ve metot detaylı olarak anlatılmıştır. Genel olarak ekserji analizlerinde ekserji kayıplarının kaynağını, yerini ve miktarını tespit etmek amaçlanır. Bu çalışmada ise ekserji kayıplarının analizinin yanında, sistemdeki ana ve alt çevrimler için tersinir iş, tersinmezlik ve üretimle beraber bu parametrelerin maliyetlerinin ve sistemin genel veriminin yer seviyesindeki atmosferik hava sıcaklığı (tezin geri kalan kısmında atmosfer sıcaklığı olarak anılacaktır), basıncı, bağlı nemi ve yük durumundan ne şekilde etkilendiğinin tespiti hedeflenmiştir.

3.1 Santralin Tanıtımı

DGKÇS'de her biri 700 MW gücünde iki kombine çevrim bloğu, her blokta iki adet gaz türbin-jeneratör ünitesi ile bir adet buhar türbin-jeneratör ünitesi bulunmaktadır. Kondenserde soğutma suyu kapalı çevrimde, kuru tip, doğal çekişli, hiperbolik soğutma kuleleri vasıtasıyla soğutulmaktadır. Ayrıca santralde gaz türbinlerine bağlı dört adet buhar üreten ilave yanmasız (HRSG: Heat recovery steam generator) ısı geri kazanım buhar üretim ünitesi (Tezin bundan sonraki kısımlarında "buhar kazanı" olarak anılacaktır) ile diğer yardımcı tesisler bulunmaktadır. Santralin şematik bir gösterimi Şekil 4.1 de verilmiştir.

Yakıt olarak doğal gaz kullanılan gaz türbinlerinden elde edilen elektrik enerjisinin yanı sıra türbin egzozundan 550 °C civarında sıcaklığa sahip egzoz gazlarının atık ısısının kazana verilmesiyle ilave bir yakıt kullanılmaksızın elde edilen buhar ile buhar türbinlerinden de ek elektrik üretimi sağlanmaktadır.

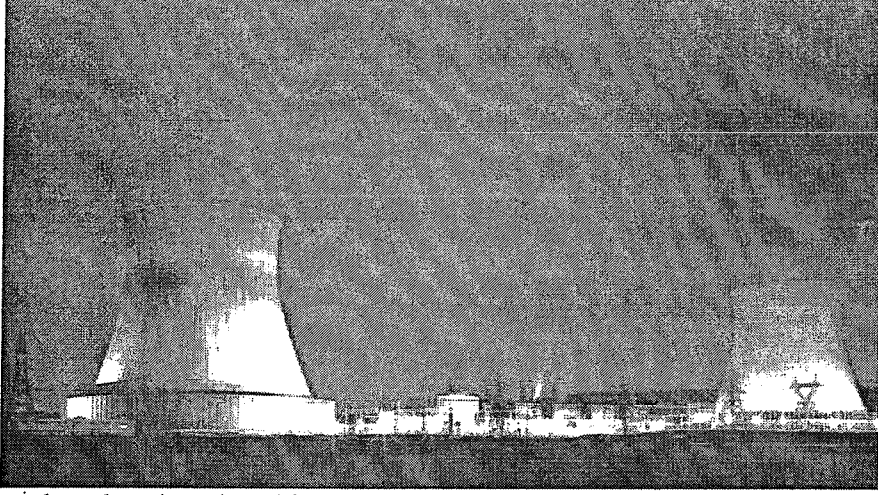
Bir gaz türbini için yakıt tüketimi tam yükte ve 15 °C atmosfer sıcaklığında yaklaşık 14 kg/s ve dört gaz türbininin toplam yakıt tüketimi yaklaşık 55 kg/s'dir. Yakıtın alt ısı değeri, santral idaresi tarafından sağlanan aylık doğalgaz analiz sonuçlarının bir yıl için ortalaması alınarak hesaplanmıştır ve yaklaşık 45000 kJ/kg'dır. % 100 yükte 2 Gaz Türbini (GT) + 1 Buhar Türbini (BT) için 6550 kJ/kWh ısı enerjisi sarfiyatında net ısı verimi % 55 civarında, 1 GT + 1 BT için ise 6660 kJ/kWh ısı enerjisi sarfiyatında net ısı verimi % 54 civarındadır. Santral aşağıda belirtilen ünite ve sistemlerden oluşmaktadır.

- Gaz türbin – jeneratör üniteleri
- Buhar kazanı
- Buhar türbin – jeneratör üniteleri
- Soğutma suyu ve buhar yoğunlaşma sistemi
- Su arıtma (demineralizasyon) sistemi
- Şalt ve elektrik sistemleri
- Kontrol ve kumanda sistemleri

Gaz Türbin-Jeneratör Üniteleri

Santralde Mitsubishi Heavy Industries (MHI) firmasının 701 F serisi olan gaz türbini kullanılmaktadır. 701 F in yanma sistemi 20 adet yanma odasından oluşur. Yeni sistem yakıcı ile NO_x sınırlarını aşağıya çekmiştir. Yanma odaları iki kademeli bir yakıcı ile bir by-pass vanasından oluşur. Türbin bölümü soğutma devreleri, rotor soğutma devresi ve 4 adet sabit soğutma devresinden oluşur. Soğutma havası, kompresörün değişik kademelerinden alınan hava ile sağlanmaktadır.

Yakıt olarak doğal gazın kullanıldığı gaz türbinlerinde kompresör ve türbin, iki yataklı tek şaft üzerindedir. Bakım ve tamirat işlerini kolaylaştırmak için, türbin ve kompresör muhafazaları yatay eksenlerinden iki parçaya ayrılacak şekilde, çevresel yanma odaları ise NO_x kontrolünü ve düşük emisyonu sağlayacak şekilde dizayn edilmiştir. Gaz türbinleri ile buhar kazanı arasında by-pass bacası ve damper bulunmadığından, gaz türbininin egzoz gazı, yatay doğrultuda bir bağlantı kanalı ile doğrudan buhar kazanına verilmektedir.



Şekil 3.1 Ovaakça doğalgaz kombine çevrim santrali

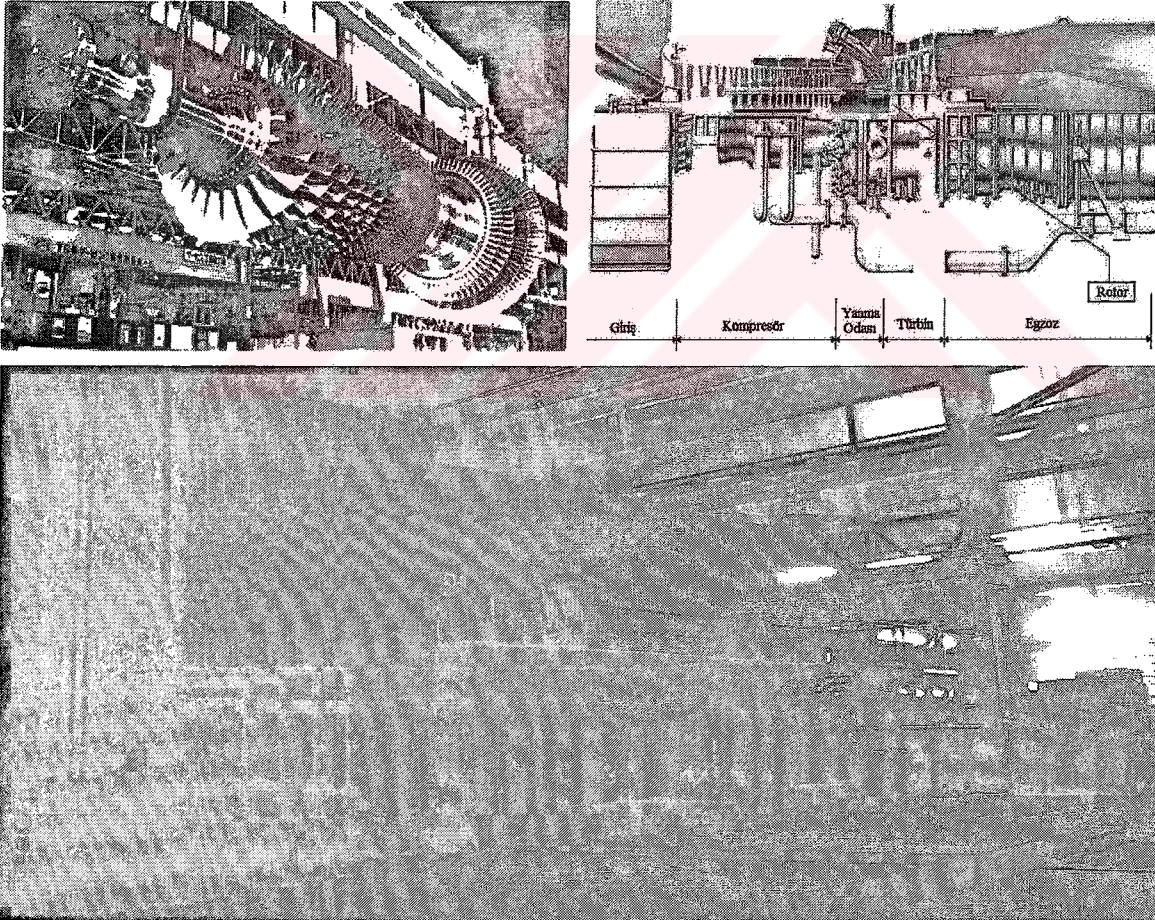
Gaz türbini için genel bilgiler ve özellikler;

İmalatçı Firma	: Mitsubishi Heavy Industries / Japonya
Tipi	: Eksenel Akışlı – 701 F
Brüt Çıkış Gücü / Verim	: 239 000 kW / ~ % 37
NO _x emisyonu	: 50 mg/m ³
Kanat Kademe Sayısı	: 4
Giriş Sıcaklığı	: 1350 °C (ISO)
Eksoz Sıcaklığı	: 558 °C
Devir	: 3000 devir/dak.
Kritik Devir (devir/dakika)	: 1. Kritik 930, 2. Kritik 2550
Harekete geçme süresi	: 1200 saniye
Yanma Odası Tipi / Sayısı	: Çok bölmeli / 20
Ateşleme	: Kıvılcımlı
Kompresör Tipi	: Eksenel akışlı
Kademe Sayısı	: 17
Basınç Oranı	: 16
Hava debisi (ISO)	: 649 kg/s (%100 yük, 15 °C)

GT jeneratörü

Hidrojen soğutmalı tipte olan jeneratör, gaz türbin rotoru tarafından esnek bir kaplin bağlantısı ile doğrudan tahrik edilmektedir.

Tipi	: 3 Faz senkron
Nominal gücü	: 281.210 MVA
Çıkış gerilimi	: 13.8 kV
Frekansı	: 50 Hz
Güç faktörü	: 0.85
Devir	: 3000 devir/dak.
Soğutma sistemi	: Hidrojen soğutmalı



Şekil 3.2 Gaz türbini rotoru (sol üst), kesit görüntüsü (sağ üst), ve gaz türbini dairesi (alt).

Buhar kazanı

Her gaz türbini çıkışında bir adet ilave yanmasız, üç basınç kademeli, tekrar kızırdırmalı (re-heater) buhar kazanı vardır. İki buhar kazanı bir buhar türbinini beslemektedir. Buhar kazanında, gaz türbini egzozundan çıkan sıcak gazlar yatay kanal vasıtasıyla gelir. Sıcak gazlar daha sonra genişletilerek dikey doğrultuda yönlendirilir. Yoğunluk farkı nedeniyle yükselen sıcak gazlar, yatay olarak yerleştirilmiş boruların yüzeyleri ile temas ederek ısı transferini gerçekleştirir, daha sonra bir üst bölüme geçerek atmosfere bırakılırlar. Bütün ısı transfer yüzeyleri, yatay olarak yan yana yerleştirilmiş giriş ve çıkış kolektörleri arasında destekleyici plakalarla tutturulmuştur.

Buhar kazanı özellikleri şu şekilde sıralanabilir

- 3 kademe basınç sistemi
- Her evaporatör arası doğal sirkülasyon
- Spiral kanatlı borular
- Hazır modüller

Kazanlar doğal sirkülasyonludur ve aşağıdaki kısımlardan oluşurlar:

- Alçak basınç kısmı (LP) : Ekonomizör – Drum – Evaporatör – Kızırdırıcı
- Orta basınç kısmı (IP) : Ekonomizör – Drum – Evaporatör – Kızırdırıcı
- Yüksek basınç kısmı (HP): Ekonomizör – Drum – Evaporatör – Kızırdırıcı
- Tekrar kızırdırıcı kısmı
- Ön ısıtıcı kısmı

Buhar kazanı dikdörtgen kesitli ve düşey doğrultudadır. Boru demetleri yatay doğrultuda monte edilmişlerdir. Baca yüksekliği 50 m dir ve çıkışında gürültü seviyesinin düşürülmesi amacıyla susturucular yerleştirilmiştir.

Buhar kazanının teknik özellikleri

Yükseklik	: 17.6 m
Genişlik	: 17.9 m
Derinlik	: 20.3 m

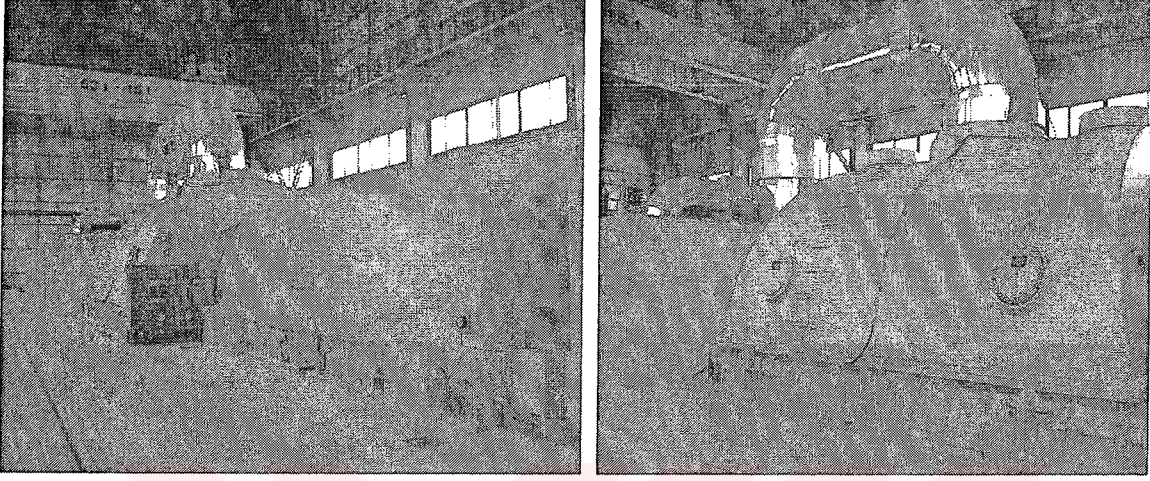
GT Egzoz gaz basıncı	: 1.047 mbar
Kazan giriş basıncı	: 1.043 mbar
Yanma ürünü gazların debisi	: 2 391 900 kg/h
Ön ısıtıcılar çıkış basıncı	: 1.017 mbar
HP/IP/LP buhar debisi	: 239 100 / 53 300 / 48 300 kg/h
HP/IP/LP buhar sıcaklığı	: 537 / 275 / 251 °C
HP/IP/LP buhar basıncı	: 121.2 / 36 / 5.5 bar
Tekrar kızdırıcı buhar debisi	: 281 700 kg/h
Tekrar kızdırıcı buhar sıcaklığı	: 537 °C
Tekrar kızdırıcı buhar basıncı	: 33.3 bar
HP/IP/LP besleme suyu debisi	: 48 300 / 53 300 / 239 100 kg/h
Püskürtme suyu debisi	: 200 kg/h
Püskürtme suyu sıcaklığı	: 137 °C
Toplam LP / IP / HP basınç düşümleri	: 3.9 / 0.98 / 1.0 bar
Toplam tekrar kızdırıcı basınç düşümü	: 1.97 bar

Buhar Türbin-Jeneratör Üniteleri

Sistemde, iki buhar kazanında elde edilen buhar, bir buhar türbinine verilmektedir. Buhar türbini 3 basınç kademeli olup yüksek ve orta basınç kısmı ile alçak basınç kısmından oluşmaktadır. Sabit işletme şartlarında yüksek verime sahip buhar türbininin çıkış gücü 237 MW civarındadır. Yüksek ve orta basınçlar bir kasada, alçak basınç ise diğer bir kasadadır ve kompakt bir yapıya sahiptirler. Değişik basınç işletmeleri sayesinde ara yük verimliliği arttırılmıştır.

Buhar türbininin kararlı çalışması, çeşitli işletme koşullarına uyum sağlaması ile gerçekleşir. Buhar türbini, gaz türbininin egzoz gazı sıcaklığındaki değişiklikler göz önüne alınarak, buhar sıcaklığı değişikliklerinde de yüksek performansla çalışabilmesi için, rotor şekli ısı gerilimi azaltacak şekilde yapılmıştır. Buhar türbini, gaz türbini ünitesinin çalışma rejiminden etkilenmemesi için değişken basınçlı çalışma modlarında (sliding pressure mode) çalışabilmektedir.

BT jeneratörü hidrojen soğutmalı tipte olup buhar türbin rotoru tarafından bir kaplin bağlantısı ile doğrudan tahrik edilmektedir.



Şekil 3.3 Buhar türbini

Buhar Türbini özellikleri

İmalatçı firma	: MHI / Japonya
Çıkış gücü	: 237.5 MW
Isı sarfiyatı	: 9975 kJ/kWh
Hızı	: 3000 devir/dak.
Karşı Basınç	: 0.0775 ata, (- 0.905 bar)
HP Taze buhar basıncı / sıcaklığı / debisi	: 11960 kPa / 535 °C / 132.86 kg/s
IP Taze buhar basıncı / sıcaklığı / debisi	: 3320 kPa / 535 °C / 156.55 kg/s
LP Taze buhar basıncı / sıcaklığı / debisi	: 460 kPa / 249.8 °C / 96.76 t/h
Acil Trip	: 3270 – 3330 devir/dak.

BT Jeneratörü özellikleri:

Tipi	: 3 Faz senkron
Nominal gücü / Güç faktörü	: 279.415 MVA / 0.85
Çıkış gerilimi / Frekansı	: 13.8 kV / 50 Hz
Devir	: 3000 devir/dak.

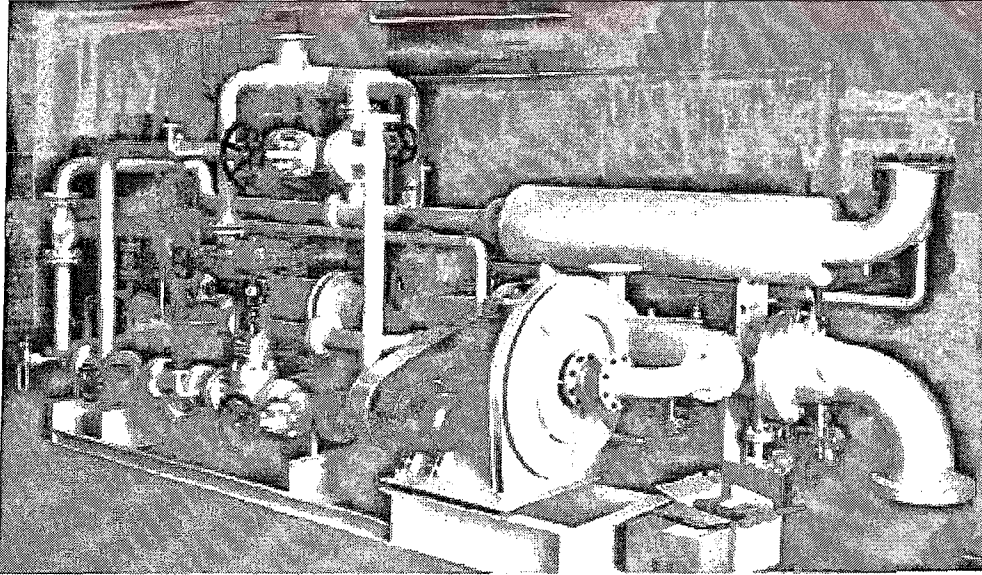
Kondenser ve soğutma suyu sistemi

Soğutma kulelerinden gelen soğuk su, paralel bağlanmış iki hidrolik türbinden geçtikten sonra, kondenserdeki buharı yoğuşturmakta kullanılır. Soğutma suyu-buhar karışımı kondenserin dibinde (Hott-well) birikir ve %50 kapasiteyle çalışan 2 pompa ile soğutma kulesine soğutulmak üzere tekrar gönderilir. Bu akışın, yoğuşturulan buhara karşılık gelen %2 kadarı kazana besleme suyu olarak kondensat pompaları aracılığıyla gönderilir. Soğutma işlemi, soğutma kulelerinin altında paralel olarak bölünmüş soğutma deltaları ile gerçekleştirilir. Bu deltalardaki soğutma işlemi ise, doğal çekişli kuru tip hiperbolik soğutma kulelerindeki hava akışı ile sağlanır.

Ana soğutma suyu sistemi genel olarak şu kısımlardan meydana gelmektedir.

- a. Doğrudan temaslı jet kondenser:
- b. Pompaları: (2 Adet)
- c. Soğutma kulesi: (Heller Tipi)

Kondenser ile soğutma kulesi arasında kapalı çevrimde dolaşan soğutma suyu, doğal çekişli, kuru tip, hiperbolik, betonarme soğutma kuleleri vasıtasıyla soğutulmakta ve direkt temaslı jet kondenserde kondenser yüzeyine püskürtülerek buhar türbini egzoz buharının yoğuşması sağlanmaktadır.



Şekil 3.4 Direk temaslı jet kondenser basınçlandırma sistemi

Kondenser özellikleri

İmalatçı firma	: GEA / EGI
Tipi	: DC Jet
Kasa malzemesi	: Karbon çeliği
Kasa et kalınlığı	: 12 mm
Toplam ağırlık	: 210 000 kg
Maksimum basınç	: 100 kPa
Maksimum sıcaklık	: 120 °C
Su kapasitesi	: 130 m ³
Gücü	: 420 MW
Soğutma suyu debisi	: 8.6 m ³ /s
Soğutma suyu giriş/çıkış sıcaklığı	: 28.3 / 40°C
Buhar debisi	: 190 kg/s
Kodensat basıncı	: 430 kPa
Nozul sayısı	: 4992
Türbin egzozuna bağlantı şekli	: Lastik kompensatör

3.2 Teori

3.2.1 Termodinamik Yaklaşım

Termodinamiğin birinci kanunu enerjinin yok edilemeyeceğini, ancak dönüştürülebileceğini ifade eder. Bu ifade tüm sistemler için geçerlidir ancak mühendislik uygulamalarında tek başına her zaman kullanışlı olmayabilir. Bu durumda ısı sistemlerin, termodinamiğin birinci ve ikinci kanunlarının birlikte uygulanarak analiz edilmesi daha uygundur. Hesaplamalarda kolaylık sağlması açısından tek boyutlu akışın olduğu ve ekserji dengesi bağıntısının uygulandığı kontrol-hacmi üzerinde analizler yapılabilir.

Termodinamiğin ikinci yasasıyla birlikte entropi adlı yeni bir özellik de tanımlanmıştır. Entropi bir sistemin mikroskobik düzeyde düzensizliğinin nicel bir ölçüsüdür. Entropinin tanımı Clausius eşitsizliğine dayanmaktadır. Bu eşitsizlik:

$$\oint \frac{\delta Q}{T} \leq 0 \quad (3.1)$$

bağıntısıyla verilmektedir. Burada, tersinir hal değişimleri için eşitlik, tersinmez hal değişimleri için ise eşitsizlik geçerlidir. Entropi, tersinir sistemler için, çevrim boyunca integrali sıfır olan bir özeldir ve diferansiyel boyutlardaki değişimi aşağıdaki denklemle tanımlanır.

$$dS = \left(\frac{\delta Q}{T} \right)_r \quad (3.2)$$

Bir hal değişimi sırasında entropi değişimi (3.2) bağıntısı integre edilerek bulunur.

$$\Delta S = S_2 - S_1 = \int_1^2 \left(\frac{\delta Q}{T} \right)_r \quad (3.3)$$

Bu integralin hesaplanması kolay değildir, çünkü Q değerinin T'nin fonksiyonu olarak nasıl değiştiğinin bilinmesi gerekir. Özel bir durum olan, içten tersinir ve sabit sıcaklıkta hal değişimleri için integrasyon kolaylıkla yapılabilir ve şu sonucu verir.

$$\Delta S = \frac{Q_{12}}{T} \quad (3.4)$$

Clausius eşitsizliği ile entropinin tanımı birleştirildiği zaman, entropinin artışı ilkesi adı verilen eşitsizlik elde edilir;

$$dS \geq \frac{\delta Q}{T} \quad (3.5)$$

Bir hal değişimi sırasındaki toplam entropi değişimi, hal değişimi gerçek veya tersinmez ise sıfırdan büyük, tersinir ise sıfıra eşittir. Bir hal değişimi sırasında toplam

entropi değişimi, bu hal değişimi için entropi üretimine eşittir ve sistemle çevresinin entropi değişimlerinin toplamıdır. Bir sistemin veya çevresinin entropisi bir hal değişimi sırasında azalabilir, fakat ikisinin toplamı mutlaka pozitif olmak zorundadır. Bu ilke hem kapalı sistemler, hem de açık sistemler için geçerlidir.

Ekserji ya da kullanılabilirlik:

Enerji “tasarrufu” konusunda uzmanlar ve politikacılar tarafından sıklıkla uyarılırız. Mühendisler olarak enerjinin korunumunun temel bir yasa olduğunu biliyoruz. Bu durumda asıl “tasarruf” edilmesi gereken kullanılabilirlik veya enerjiden yararlı iş elde etme olanağıdır. Çünkü kullanılabilirlik bir kez harlandıktan sonra aynı oranda geri kazanılamaz.

Bir sistemden, verilen bir halden çevresiyle denge duruma gelene kadar elde edilebilecek maksimum potansiyel iş, kullanılabilirlik olarak adlandırılır. Kullanılabilirlik, sistem ve çevrenin halleriyle ilişkili bir özelliktir. Çevresiyle fiziksel ve ısıl denge halinde olan bir sistemin enerjisinin kullanılabilirliği sıfırdır. Bu durumda iken sistem ölü haldedir.

Enerjinin kinetik ve potansiyel enerji gibi mekanik biçimleri tümüyle kullanılabilir enerjidir. Sürekli akışlı birden fazla giriş ve çıkışı bulunan ısıl sistemlerde T_k sıcaklığındaki ortama \dot{Q}_k miktarda ısı geçişi olduğu kabul edilir, birinci ve ikinci yasa bağıntıları yazılıp çevreyle ısı geçişini gösteren terim yok edilirse, tersinir iş

$$\dot{W}_{ir} = \sum \dot{m}_g \left(h_g + \frac{V_g^2}{2} + g \cdot z_g - T_o \cdot s_g \right) - \sum \dot{m}_\phi \left(h_\phi + \frac{V_\phi^2}{2} + g \cdot z_\phi - T_o \cdot s_\phi \right) \quad (3.6)$$

$$\dot{W}_{ir} = \sum \dot{m}_g \cdot \psi_g - \sum \dot{m}_\phi \cdot \psi_\phi \quad (3.7)$$

olarak bulunur. Burada, ψ ekserji, g indisi giriş halini, ϕ indisi çıkış halini ve o indisi P_o basınç ve T_o sıcaklığındaki çevre şartlarını göstermektedir ve ısı transferinin sadece sistem ve çevre arasında olduğu kabul edilmektedir. Eğer sistemde tek giriş ve tek çıkış bulunuyorsa

$$\dot{W}_{tr} = \dot{m} \left((h_g - h_\varphi) + \frac{V_g^2 - V_\varphi^2}{2} + (g \cdot z_g - g \cdot z_\varphi) - T_o \cdot (s_g - s_\varphi) \right) \quad (3.8)$$

$$\dot{W}_{tr} = \dot{m}_g \cdot \psi_g - \dot{m}_\varphi \cdot \psi_\varphi \quad (3.9)$$

şeklinde sadeleşir. Tersinir iş W_{tr} ile yararlı iş W_u arasındaki fark hal değişimi sırasındaki tersinmezlikten kaynaklanır ve tersinmezlik (I) olarak tanımlanır. Açık sistemler için birim zamandaki tersinmezlik aşağıdaki bağıntılarla ifade edilir.

$$\dot{I} = \dot{W}_{tr} - \dot{W}_u = T_o \dot{S}_{\text{üretim}} \quad (3.10)$$

veya birim kütle için,

$$i = w_{tr} - w_u = T_o s_{\text{üretim}} \quad (3.11)$$

Burada, hal değişimi sırasında toplam kütle için birim zamandaki entropi üretimi $\dot{S}_{\text{üretim}}$ ve birim kütle için $s_{\text{üretim}}$ olur. Tersinir bir hal değişimi için, tersinir iş ve yararlı iş terimleri eşittir ve tersinmezlik sıfırdır.

Birinci yasa verimi mühendislik sistemlerinin değerlendirilmesinde tek başına her zaman yeterli bir ölçü olmayabilir. Bu durumda, birinci yasaya ek olarak, aynı giriş ve çıkış halleri arasında sistemden tersinir hal değişimi sırasında elde edilebilecek gücün, üretilen net güçle karşılaştırılması bir parametre olarak tanımlanabilir. Bu parametre ikinci yasa verimi (η_{II}) olarak adlandırılır. Birinci ve ikinci kanun verimleri sürekli akışlı ısı sistemleri için aşağıdaki denklemlerle hesaplanabilir:

$$\eta_{II} = \frac{\sum \dot{W}_u}{\sum \dot{Q}_g} \quad (3.12a)$$

ve

$$\eta_{II} = \frac{\sum \dot{W}_u}{\sum \dot{W}_{tr}} \quad (3.12b)$$

3.2.1.1 Brayton Çevrimi

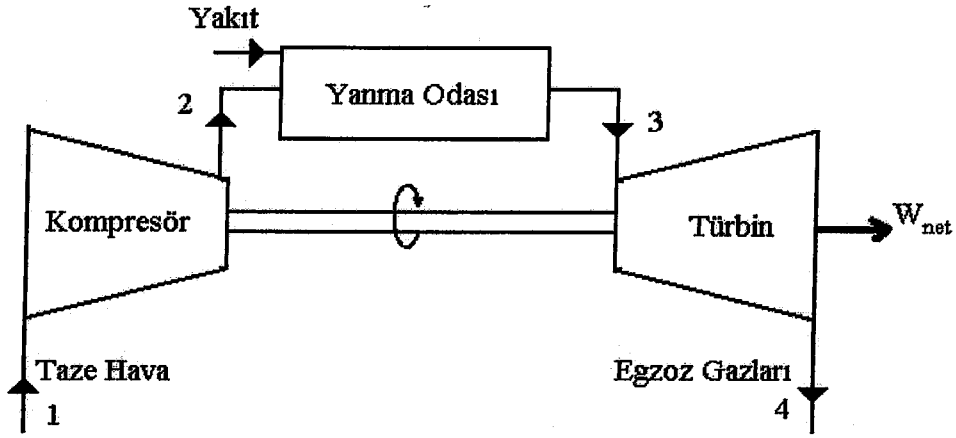
Brayton çevrimi ilk olarak 1870'li yıllarda , George Brayton tarafından, kendi geliştirdiği yağ yakan pistonlu motorlarda kullanılmak üzere gerçekleştirildi. Bu gün Brayton çevriminin kullanımı, gaz türbinleriyle sınırlıdır. Gaz türbinleri genellikle Şekil 3.5'de görüldüğü gibi açık çevrimde çalışırlar (Çengel 2002).

Çevre koşullarındaki hava, kompresör tarafından emilerek sıkıştırılır, basıncı ve sıcaklığı artar. Yüksek basınçlı hava daha sonra, yakıtın sabit basınçta yakıldığı yanma odasına girer. Yanma sonunda oluşan yüksek sıcaklıktaki gazlar türbinde çevre basıncına genişlerken iş yapar. Türbinden çıkan egzoz gazları atmosfere atılır. Böylece açık çevrim gerçekleşmiş olur.

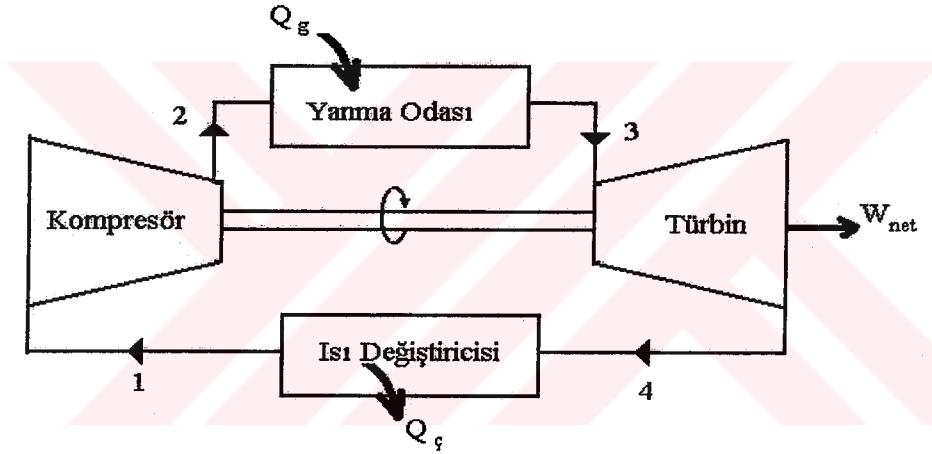
Bu sistem, hava standardı kabulleri olarak bilinen

- i) iş yapan akışkanın sürekli kapalı çevrimde sirküle eden ve her zaman ideal gaz gibi davranan hava olduğu,
- ii) çevrimdeki bütün proseslerin içten tersinir olduğu,
- iii) yanma işleminin yerine bir dış kaynaktan ısı geçişi olduğu ve,
- iv) egzoz işlemi yerine çevrimde dolaşan akışkanın giriş durumuna getirildiği ısı atma işleminin olduğu,

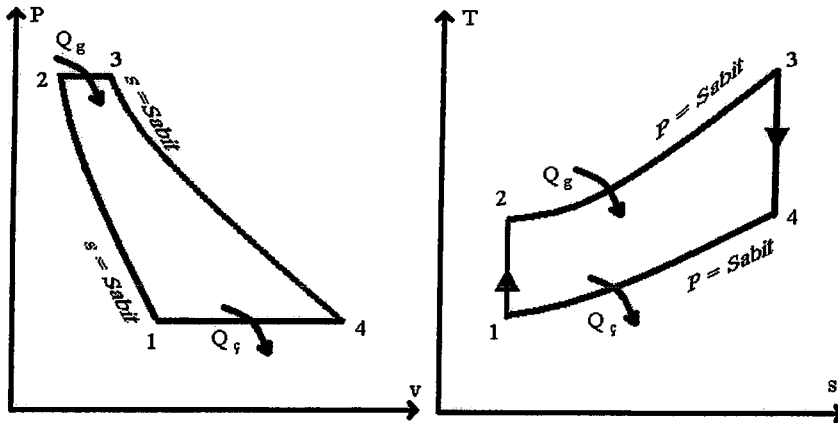
kabullerini uygulayarak Şekil 3.6'da görüldüğü gibi kapalı bir çevrim olarak da düşünülebilir. Kapalı çevrimde sıkıştırma ve genişleme işlemleri değişmemektedir, fakat yanma işleminin yerini çevrime sabit basınçta ısı geçişi, egzoz işleminin yerini ise çevreye sabit basınçta ısı verilmesi almaktadır. Aracı akışkanın kapalı bir çevrimde dolaştığı ideal çevrim Brayton çevrimi diye adlandırılır ve dört içten tersinir hal değişiminden oluşur.



Şekil 3.5 Açık Brayton çevriminin şematik gösterimi



Şekil 3.6 İdeal Brayton çevriminin şematik gösterimi



Şekil 3.7 Brayton çevrimi için P-v ve T-s diyagramları

- 1-2 Kompresörde izantropik sıkıştırma
- 2-3 Sisteme sabit basınçta ısı geçişi
- 3-4 Türbinde izantropik genişleme
- 4-1 Çevreye sabit basınçta ısı geçişi

İdeal Brayton çevriminin P-v ve T-s diyagramları Şekil 3.7’de verilmiştir. Brayton çevriminin dört hal değişiminin de sürekli akışlı sistemlerde gerçekleştiği göz önüne alınarak çözümlenmesi uygun olacaktır. Kinetik ve potansiyel enerji değişimleri ihmal edildiği zaman, sürekli akışlı açık sistemler için enerjinin korunumu denklemi birim kütle için şu şekilde ifade edilir.

$$q-w = h_{\phi} - h_g \quad (3.13)$$

Özgül ısıların oda sıcaklığında sabit kaldığı kabul edilirse (soğuk hava standardı kabulü) sisteme ve sistemden çevreye ısı geçişleri şu şekilde yazılabilir.

$$q_g = q_{23} = h_3 - h_2 = c_p (T_3 - T_2) \quad (3.14)$$

$$q_{\phi} = q_{41} = h_4 - h_1 = c_p (T_4 - T_1) \quad (3.15)$$

Bu denklemler kullanılarak, ideal Brayton çevriminin verimi aşağıdaki gibi ifade edilir.

$$\eta_{i,Brayton} = \frac{w_{net}}{q_g} = 1 - \frac{q_{\phi}}{q_g} = 1 - \frac{c_p (T_4 - T_1)}{c_p (T_3 - T_2)} = 1 - \frac{T_1 (T_4 / T_1 - 1)}{T_2 (T_3 / T_2 - 1)} \quad (3.16)$$

1-2 ve 3-4 hal değişimlerinin izantropik ve $P_2 = P_3$, $P_4 = P_1$ olduğu hatırlanarak

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{(k-1)/k} = \left(\frac{P_3}{P_4}\right)^{(k-1)/k} = \frac{T_3}{T_4} \quad (3.17)$$

yazılabilir. Bu bağıntılardan ısı verim

$$\eta_{i,Brayton} = 1 - \frac{T_1}{T_2} \quad (3.18)$$

$$\eta_{i,Brayton} = 1 - \frac{1}{r_p^{(k-1)/k}}$$

olur. Burada $r_p = \frac{P_2}{P_1}$ olarak tanımlanan basınç oranı ve k özgül ısılar oranıdır.

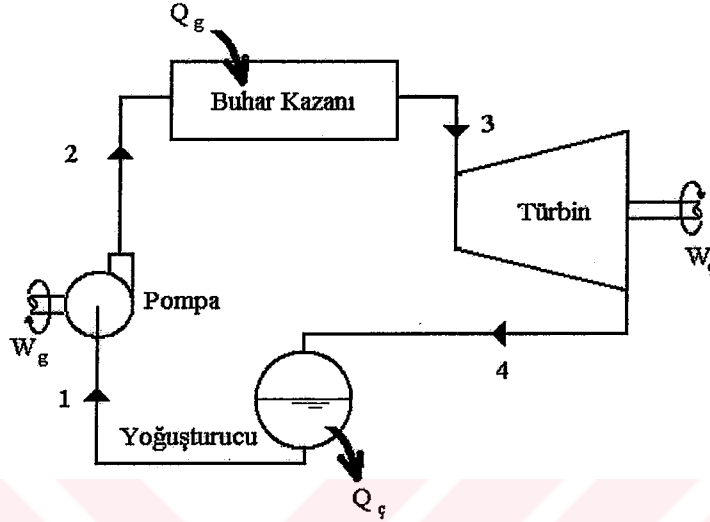
3.2.1.2 Rankine Çevrimi

Rankine çevrimi buharlı güç santralleri için ideal çevrimdir. İdeal Rankine çevriminde içten tersinir dört hal değişimi vardır. Bunlar,

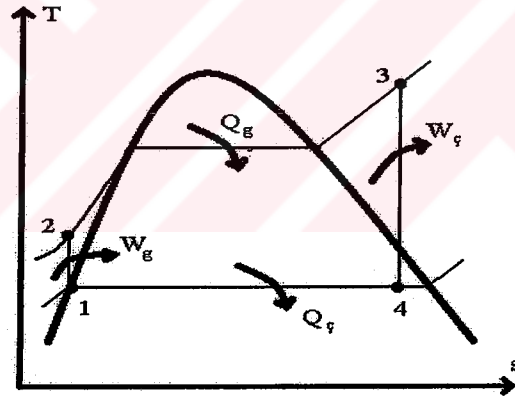
- 1-2 Pompayla izantropik sıkıştırma
- 2-3 Kazanda sisteme sabit basınçta ısı geçişi
- 3-4 Türbinde izantropik genişleme
- 4-1 Yoğuşturucuda, sistemden sabit basınçta ısı atılmasıdır

Su, pompaya doymuş sıvı olarak girer ve izantropik hal değişimiyle kazan basıncına kadar sıkıştırılır. Su sıcaklığı, izantropik sıkıştırma işlemi sırasında, özgül hacminin bir miktar azalmasından dolayı, biraz artar. Su, kazana sıkıştırılmış sıvı olarak girer ve sabit basınçta ısı geçişi ile kazandan kızgın buhar olarak çıkar. Kızgın buhar türbinlerde izantropik olarak genişler ve bir mili döndürerek iş yapar. Türbin milleri genellikle elektrik üretimi için bir jeneratöre bağlıdır. Genişleme işlemi sırasında buharın basıncı ve sıcaklığı azalır. Buhar türbinden çıktıktan sonra yoğuşturucuya girer. Yoğuşturucuya giren buhar genellikle yüksek kuruluk derecesinde doymuş sıvı-buhar karışımı halindedir. Bu üniteye sabit basınçta sistemden çevreye ısı atılır ve akışkan doymuş sıvı halinde yoğuşturucuyu

terk eder. Böylece Rankine çevrimi tamamlanmış olur. Şekil 3.8 de ideal Rankine çevriminin şematik gösterimi, Şekil 3.9'da çevrimin T-s diyagramı verilmiştir.



Şekil 3.8 İdeal Rankine çevriminin şematik gösterimi



Şekil 3.9 Rankine çevrimi için T-s diyagramı

Buharlı güç santrallerini oluşturan makinelerin tamamı sürekli akışlı makinelerdir, bu nedenle Rankine çevrimi de dört hal değişiminden oluşan çevrim olarak incelenebilir. Buharın kinetik ve potansiyel enerjilerindeki değişim genellikle ısı geçişi ve işe oranla küçüktür, bu nedenle göz ardı edilebilir. Böylece buharın birim kütlesi için sürekli akışlı açık sistemde enerjinin korunumu denklem (3.19) ile ifade edilebilir. Kazan ve yoğuşturucuda iş alış verişi yoktur, ayrıca pompa ve türbindeki hal değişimleri izantropik

kabul edilebilir. Bu durumda her bir sistem için enerjinin korunumu denklemi şu şekilde yazılabilir.

$$\begin{aligned}
 w_{pompa} &= h_2 - h_1 \\
 q_{kazan} &= h_3 - h_2 \\
 w_{türbin} &= h_3 - h_4 \\
 q_{yoğ} &= h_4 - h_1
 \end{aligned}
 \tag{3.19}$$

Bu durumda Rankine çevrimi için ısı verim :

$$\eta_{i,Rankine} = \frac{w_{net}}{q_g} = 1 - \frac{q_f}{q_g}
 \tag{3.20}$$

olarak yazılabilir.

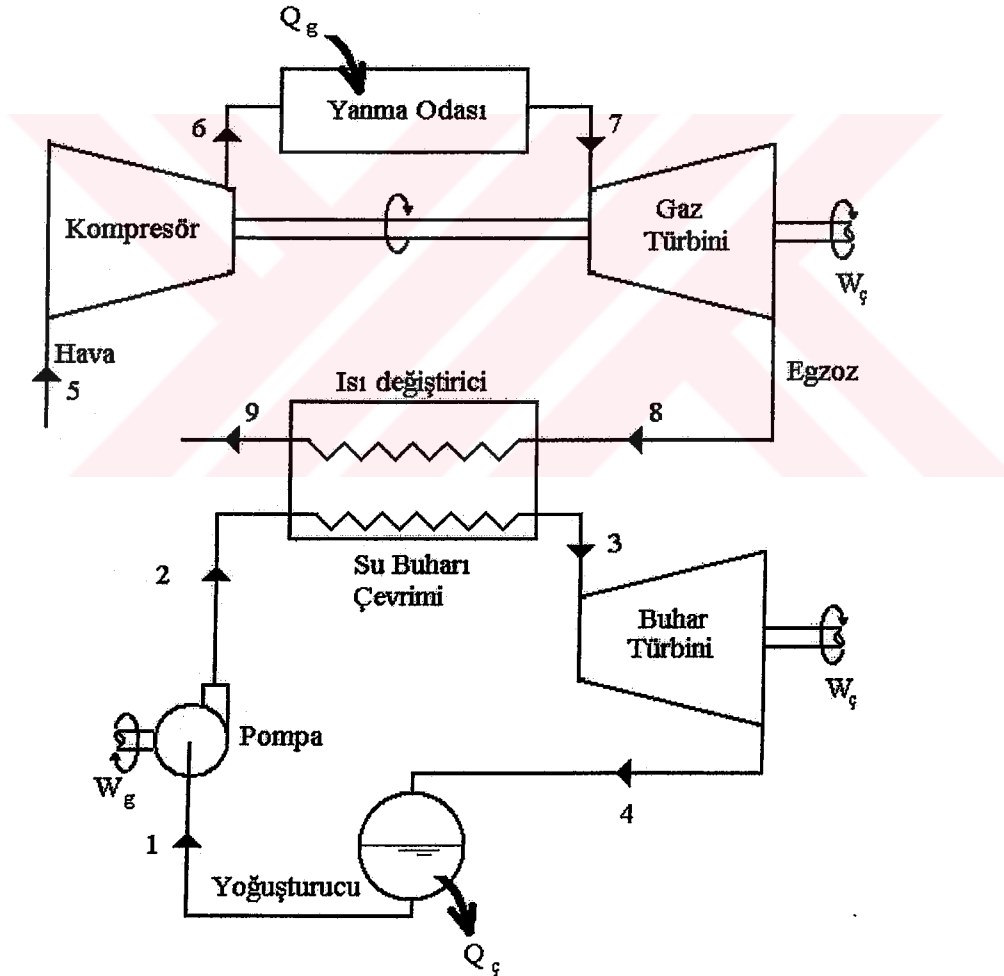
3.2.1.3 Kombine Çevrim

Daha yüksek ısı verim sağlayabilmek için yürütülen çalışmalar, konvansiyonel santrallerde yeni düzenlemeleri de beraberinde getirmiştir. Bu düzenlemelerden biri de gaz akışkanlı güç çevrimini buharlı bir güç çevriminin üst çevrimi olarak kullanmaktır. Bu çevrime kombine çevrim adı verilir. Kombine çevrimler arasında en çok rağbet gören çevrim, gaz türbini (Brayton) çevrimi ile buhar türbini çevriminin (Rankine) oluşturduğu çevrimdir. Bu çevrimin ısı verimi, her iki çevrimin ısı veriminden daha yüksektir.

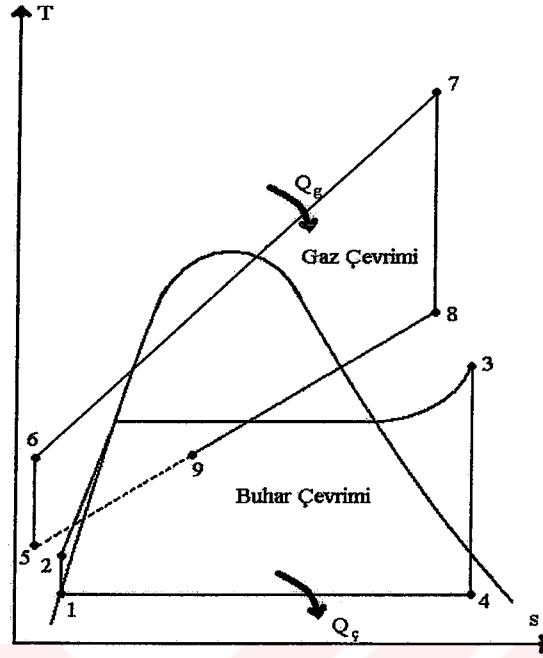
Gaz türbini çevrimleri, buhar türbini çevrimlerinden daha yüksek sıcaklıklarda çalışırlar. Buharlı güç santrallerinde en yüksek türbin giriş sıcaklığı 620 °C ile sınırlı iken, bu sınır gaz türbinlerinde 1300 °C'nin üzerindedir. Isı enerjisi, çevrime daha yüksek bir sıcaklıkta verildiği için, gaz türbini çevriminin daha yüksek verime sahip olması beklenir. Fakat gaz türbini çevrimlerinde, kompresörde sıkıştırma işi için enerji harcandığından ve egzoz gazları çıkış sıcaklıklarının 500 °C'nin üzerine çıktığından, yüksek sıcaklık

avantajının etkileri de silinmiş olur. Bu nedenle gaz türbinli santrallerin verimleri buhar türbinli santrallerin verimlerinden daha düşüktür.

Kombine çevrimler, gaz türbini çevriminin yüksek sıcaklıklarda çalışmasının sağladığı kazançlardan yararlanmak ve sıcak yanma sonu gazlarını buharlı güç çevrimi gibi bir alt çevrimde ısı kaynağı olarak değerlendirmek yoluyla gerçekleştirilen çevrimlerdir. Şekil 3.10 da kombine çevrimlerin şematik gösterimi ve Şekil 3.11 de T-s diyagramları görülmektedir. Bu çevrimde egzoz gazlarının enerjisinden, bir ısı değiştiricisi yardımıyla, alt çevrimde buhar üretiminde faydalanılır. Alt çevrimde ara ısıtma ve ara buhar alma işlemleri de yapılabilir.



Şekil 3.10 Kombine çevrimin şematik gösterimi



Şekil 3.11 Kombine çevrim için T-s diyagramı

3.2.1.4 Güç Santrallerinin Enerji Analizi

Güç santrallerinin enerji analizi, termodinamiğin birinci kanunu olan, enerjinin korunumu prensibine dayanır. Enerjinin korunumu denklemleri, sistem ile çevre arasında gerçekleşen iş ve ısı etkileşimlerinin net etkisinden türetilir. Birinci kanun, enerji dengesi şeklinde birden çok giriş ve çıkışı olan sürekli akışlı bir kontrol hacmi için şu şekilde yazılır;

$$\dot{Q} - \dot{W}_u = \sum_{\dot{m}_f} \dot{m}_f \left(h_f + \frac{V_f^2}{2} + gz_f \right) - \sum_{\dot{m}_g} \dot{m}_g \left(h_g + \frac{V_g^2}{2} + gz_g \right) \quad (3.21)$$

3.2.1.5 Güç Santrallerinin Ekserji Analizi

Çevresel parametreler referans durum olarak kabul edildiğinde, belirlenen durumdan çevresiyle dengede olduğu duruma gelinceye kadar, bir sistemden tersinir bir süreçte elde

edilebilecek maksimum güç, sistemin faydalı güç potansiyelidir ve ekserji diye adlandırılır. Ekserji analizi, termodinamiğin ikinci kanununa dayanmaktadır. Birden çok giriş ve çıkışı olan sürekli akışlı bir proses, P_o sabit basınç ve T_o sabit sıcaklığında bir ısı kaynağı gibi davranan çevreyle ısı alışverişinde bulunabilir. Bu tür bir proses için ikinci kanun yazılacak olursa;

$$\dot{S}_{\text{üretim}} = \sum_{\phi} \dot{m}_{\phi} s_{\phi} - \sum_g \dot{m}_g s_g + \frac{\dot{Q}_{\text{çev}}}{T_o} \quad (3.22)$$

Burada $\dot{S}_{\text{üretim}}$ birim zamandaki entropi üretimidir. $\sum_g \dot{m}_g s_g$ ve $\sum_{\phi} \dot{m}_{\phi} s_{\phi}$ sırayla birim zamanda kontrol hacminin içine ve dışına gerçekleşen entropi transferleridir. $\dot{Q}_{\text{çev}} = -\dot{Q}$ anlık çevre sıcaklığının T_o olduğu durumda sistem sınırlarından olan zamana bağlı ısı transferi miktarıdır ve son olarak $\dot{Q}_{\text{çev}} / T_o$ ısı transferi yoluyla gerçekleşen entropi transferinin toplamıdır. (3.21) ve (3.22) nolu denklemlerden ısı transferi terimi yok edilir, potansiyel ve kinetik enerji farkları ihmal edilirse aşağıdaki denklem elde edilir.

$$\dot{W}_{kh} = \dot{W}_u \cong \sum_g \dot{m}_g (h_g - T_o s_g) - \sum_{\phi} \dot{m}_{\phi} (h_{\phi} - T_o s_{\phi}) - T_o \dot{S}_{\text{üretim}} \quad (3.23)$$

Bu ifade, proses esnasında gerçekleşen işi vermektedir. Aynı zamanda sürekli akışlı ünitelerin sınırlarının sabit olduğu, çevreye iş yapılmadığı durum için faydalı gücü veren ifadedir.

(3.23) denkleminde entropi üretimi sıfır olursa, bu takdirde denklem birim zamandaki maksimum faydalı gücü (tersinir güç) verir.

$$\dot{W}_{tr} = \dot{W}_{u,maks} = \sum_g \dot{m}_g (h_g - T_o s_g) - \sum_{\phi} \dot{m}_{\phi} (h_{\phi} - T_o s_{\phi}) \quad (3.24)$$

Eğer sistemde tek giriş ve tek çıkış varsa bu durumda sürekli akışlı sürekli açık sistem için tersinir güç;

$$\dot{W}_{u,maks} = \dot{m}[(h_g - h_c) - T_o(s_g - s_c)] \quad (3.25)$$

olur. Birim kütle için tersinir iş bu ifade yardımıyla şu şekilde yazılır.

$$w_{u,maks} = (h_g - h_c) - T_o(s_g - s_c) \quad (3.26)$$

Nükleer, manyetik, elektrik ve yüzey gerilmeleri etkilerinin olmadığı durumda ekserji, fiziksel, kinetik, potansiyel ve kimyasal ekserjiler olarak dörde ayrılır. Fiziksel, kinetik ve potansiyel ekserjiler termomekanik ekserjiler olarak da adlandırılabilir ve Ψ ile gösterilebilirler. Eğer sistemde kimyasal, kinetik ve potansiyel ekserji değişimleri ihmal edilebilirse, bu durumda Ψ fiziksel ekserjiye eşit olur. (3.26) nolu denklemdeki giriş şartlarını mevcut durumla ve çıkış şartlarını ölü durumla değiştirecek olursak, birim kütle için akış ekserjisi;

$$\psi \cong (h - h_o) - T_o(s - s_o) \quad (3.27)$$

Bir sistemin çevresiyle arasında termodinamik denge sağlanmışsa bu duruma ölü durum dendiği daha önce belirtilmişti. Güç santrallerinde, belirlenen bir durumdan ölü duruma geçerken açık sistemde ekserji akışının gösterimi, kimyasal ekserji terimi ihmal edilebilecek kadar küçük bir terim olduğundan, göz ardı edilerek basitleştirilebilir. Bu yüzden, bir akışın termomekanik ekserjisi ya da akış ekserjisi, potansiyel ve kinetik ekserji farklarının olmaması halinde, aynı zamanda birim zamandaki fiziksel ekserji akış miktarına eşittir ve (3.25) eşitliği yardımıyla şu şekilde yazılır;

$$\Psi \cong \dot{m}[(h - h_o) - T_o(s - s_o)] \quad (3.28)$$

Sonuç olarak bir üitedeki sürekli akışlı proses için tersinir güç ifadesi, akışa ait ekserji farkı cinsinden ifade edilirse;

$$\dot{W}_{u,\max} = \sum_g \dot{m}_g \psi_g - \sum_\varphi \dot{m}_\varphi \psi_\varphi = \sum_g \Psi_g - \sum_\varphi \Psi_\varphi \quad (3.29)$$

Birim zamandaki tersinmezlik (kayıp güç) \dot{I} , sürekli akışlı bir prosesin olduğu bir kontrol hacminde birim zamandaki kullanılabilir ve tersinir güçlerin farkı kadardır.

$$\dot{I} = \dot{W}_{tr} - \dot{W}_u = T_o \dot{S}_{\text{üretim}} \quad (3.30)$$

Bu aynı zamanda gerçek bir proste geri dönüştürülemeyen ekserji kaybına eşittir. Aşağıda doğalgaz kombine çevrim santrallerinin sürekli akışlı üiteleri için enerji ve ekserji denge denklemleri ve bunlara bağlı olarak tersinmezlikleri verilmiştir. İfadelerde potansiyel ve kinetik ekserjilerin değişimlerinin ve bu birimlerden ortama ısı kayıplarının olmadığı varsayılmıştır.

Gaz türbini çevrimi;

Birinci kanun uygulamasından adyabatik bir gaz türbini çevriminde üretilen güç;

$$\dot{W}_{GT} = (\dot{W}_u)_{GT} = \sum_g \dot{m}_g h_g - \sum_\varphi \dot{m}_\varphi h_\varphi \quad (3.31)$$

Bu ifade aynı zamanda gaz türbini çevriminde birim zamanda yapılan gerçek işe eşittir. GT çevrimi için birim zamandaki tersinir iş, birim zamanda gaz türbini çevrimine giren ve çıkan ekserji akış miktarlarının farklarına eşittir.

$$\dot{W}_{tr,GT} = \sum_g \Psi_g - \sum_\varphi \Psi_\varphi \quad (3.32)$$

Diğer yandan, türbindeki genişleme işlemindeki birim zamandaki tersinmezlik denklem (3.32)'nin (3.30)'da yerine konulmasıyla şu şekilde yazılabilir.

$$\dot{I}_{GT} = \sum_g \Psi_g - \sum_\xi \Psi_\xi - \dot{W}_{GT} \quad (3.33)$$

Toplam kütle için birim zamandaki enerji akış miktarı;

$$\dot{E} \cong \dot{m}(h - h_o) \quad (3.34)$$

gaz türbini çevriminin ısı verimi, $\dot{W}_{u,GT}$ çevrimden elde edilen net elektrik gücü olmak üzere şu şekilde hesaplanabilir.

$$\eta_{gt} = \frac{\dot{W}_{u,GT}}{\dot{m}_y H_u} \quad (3.35)$$

Toplam kütle için birim zamandaki ekserji miktarı ise denklem (3.28) de olduğu gibidir. Denklem (3.28) deki T_o , h_o ve s_o ölü durum için sıcaklık, entalpi ve entropidir. Bu durumda gaz türbini çevrimi için ikinci kanun verimi;

$$\eta_{II,GT} = \frac{\dot{W}_{GT}}{\sum_g \Psi_g - \sum_\xi \Psi_\xi} \quad (3.36)$$

Özgül yakıt sarfiyatı

$$\dot{OYS}_{GT} = \frac{\dot{m}_y}{\dot{W}_{GT}} \quad (3.37)$$

denklemlerle hesaplanabilir.

Buhar türbininde genişleme işlemi;

Birinci kanun uygulamasından adyabatik türbinde üretilen güç;

$$\dot{W}_{BT} = \dot{W}_{u,BT} = \sum_g \dot{m}_g h_g - \sum_\varphi \dot{m}_\varphi h_\varphi \quad (3.38)$$

Bu aynı zamanda genişleme işleminde elde edilen net güce eşittir. Diğer yandan, türbindeki genişleme işlemindeki tersinmezlik şu şekilde yazılabilir.

$$\dot{I}_{BT} = \sum_g \Psi_g - \sum_\varphi \Psi_\varphi - \dot{W}_{BT} \quad (3.39)$$

Bu prosesteki tersinir iş, türbine giren ve çıkan ekserjilerin farklarına eşittir.

$$\dot{W}_{tr,BT} = \sum_g \Psi_g - \sum_\varphi \Psi_\varphi \quad (3.40)$$

Ekserji akışı ise denklem (3.28) de olduğu gibidir. Denklemde T_o , h_o ve s_o ölü durum için sırasıyla sıcaklık, entalpi ve entropidir. $\sum_g \dot{m}_g h_g - \sum_\varphi \dot{m}_\varphi h_\varphi$ bütün basınç kademelerinde akışkandan türbine aktarılan toplam ısı güç olmak kaydıyla buhar türbininin ısı verimi de şu şekilde hesaplanabilir.

$$\eta_{BT} = \frac{\dot{W}_{u,BT}}{\sum_g \dot{m}_g h_g - \sum_\varphi \dot{m}_\varphi h_\varphi} \quad (3.41)$$

Buhar türbini için ikinci kanun verimi;

$$\eta_{II,BT} = \frac{\dot{W}_{u,BT}}{(\sum_g \Psi_g - \sum_\varphi \Psi_\varphi)_{BT}} \quad (3.42)$$

olarak hesaplanır. Buhar türbini için özgül yakıt sarfiyatı ise şu şekilde hesaplanabilir.

$$\text{ÖYS}_{BT} = \frac{(\sum_g \dot{m}_g h_g - \sum_\varphi \dot{m}_\varphi h_\varphi) / H_u}{\dot{W}_{BT}} \quad (3.43)$$

Pompalarda basınçlandırma işlemi;

Birinci kanun uygulamasıyla izantropik sıkıştırma işi için pompa gücü şu şekilde hesaplanabilir;

$$\dot{W}_p = \dot{m}_g h_g - \dot{m}_\varphi h_\varphi \quad (3.44)$$

Pompada gerçekleşen basınçlandırma işleminde birim zamanda meydana gelen tersinmezlik;

$$\dot{I}_p = \sum_g \Psi_g - \sum_\varphi \Psi_\varphi - \dot{W}_p \quad (3.45)$$

Bu durumda pompanın izantropik verimi;

$$\eta_p = \frac{|\sum_g \dot{m}_g h_g - \sum_\varphi \dot{m}_\varphi h_\varphi|}{\dot{W}_{u,p}} \quad (3.46)$$

Pompanın ikinci kanun verimi de;

$$\eta_{II,p} = \frac{W_{ir,p}}{|\dot{W}_{u,p}|} \quad (3.47)$$

olarak yazılabilir.

Buhar Kazanı ve Kondenserdeki Isı Transferi İşlemi;

Bu ünitelerde birim zamanda meydana gelen tersinmezlikler, gaz ve buhar türbinlerinde olduğu gibi ısı transferi sırasında güç üretimi olmadığından, tersinir güce eşittir;

$$\dot{I}_u = \dot{W}_{tr} - \dot{W}_u = \dot{W}_{tr} = \sum_g \Psi_g - \sum_\varphi \Psi_\varphi \quad (3.48)$$

Akış Faktörü Yöntemi;

Bir sistem ya da ürün hakkında karar vermek için en iyi bilgi sağlama yöntemi kıyaslama yapmaktır. En çok kabul edilen kıyaslama yöntemi ise tek referansa göre kıyaslamadır. Seçilen referans ve kıyaslama şekli, ele alınan konunun niteliği ve niceliğine göre değişiklikler gösterir. Örneğin ülkemizde üniversite adaylarının kıyas parametresi (ÖSS) öğrenci seçme sınavı'dır. Bu sınavla adaylar tek referansa göre sıralanır ve bu sıralamaya göre üniversitelere yerleştirilirler. Bu konuda verilebilecek bir başka örnek ise birinci kanun verimidir. Aldığımız gücün, onu elde etmek için birim zamanda harcadığımız güce oranı olarak basitçe tarif edebileceğimiz birinci kanun veriminde, referans her kıyaslama için değişir. Ancak kıyas parametreleri her zaman en uygun seçim için yeterli bilgiyi vermeyebilir ve başka parametrelerle kıyaslamalara devam etme gereği duyarız. Bu duruma da ikinci kanun verimi örnek gösterilebilir.

Enerji üretim sistemlerinde, yapılacak iyileştirme çalışmalarının nerede yoğunlaşması gerektiğini tespit etmek içinde faydalı güç, tersinir güç ve birim zamandaki tersinmezliklerin hesabı ve kıyaslamaları esas alınır. Tez kapsamında yürütülen çalışmada, kombine çevrim santrallerinin analizi hedeflenmiş ve kıyaslamaları kolaylaştırarak ve sonuçların daha rahat anlaşılmasını sağlayacak akış faktörü şu şekilde tanımlanmıştır.

$$F_i^X = \frac{X_i}{Ek_{00}} \quad (3.49)$$

Burada i alt indisi, akış faktörünün hesaplanacağı üniteyi, X ise akış faktörü bulunmak istenen değişkeni belirtmektedir. Hesaplanmak istenen akış faktörü faydalı güç, tersinir güç, birim zamandaki tersinmezlik veya sistemin herhangi bir noktasındaki birim zamandaki enerji ya da ekserji akış miktarı olabilir. Ek_{00} ise, yukarıda verilen birinci örnekte olduğu gibi, sabit referans parametre olarak belirlenen durumda referans olarak alınan sisteme giren enerji (ya da ekserji) dir. Bu çalışmada referans parametresi olarak 0 °C ortam sıcaklığı ve %100 yükte sisteme yakıtla verilen enerji seçilmiştir. Referans faktörün, 0 °C sıcaklık ve %100 yük durumunda, yakıtla verilen enerji olarak seçilmesinin nedenleri şu şekilde sıralanabilir;

- Tek skala üzerinde bütün akış faktörlerinin değerlendirilmesi istendiğinden, referans değer bütün ünitelerle etkileşiminin olması gerekliliği,
- Sistem bir bütün olarak değerlendirildiğinde, sisteme giren tek parametrenin yakıtla verilen enerji olması ve
- Bu parametrenin aynı zamanda sisteme giren ekserji değerini vermesi,
- %100 yük durumunun dizayn parametresi olması,
- 0 °C'nin normalleştirme işlemleri için referans değeri olması,
- Sağlıklı kıyaslamaların yapılabilmesi için akış faktörlerinin boyutsuz olmaları gerekliliği,
- Aynı metot kullanılarak değerlendirilen farklı iki sisteminde aynı skala üzerinde gösterimine imkan sağlaması,

Böylece sistem içi ve sistemler arası kıyaslamalar kolaylaşmaktadır. Tarif edilen metodun uygulamaları “4.10 Akış Faktörü Yöntemi Uygulamaları” başlığı altında verilmiştir.

3.2.2 Ekonomik Yaklaşım

Mühendislik uygulamalarında ekonomik analizler teknik analizler kadar önem arz etmektedir. Bir projenin teknik analizinin yanı sıra ekonomik analizinin titizlikle gerçekleştirilmemesi durumunda, büyük umutlarla başlanan projeler işletmeler için zararlar

sonuçlanabilir. Bunun içinde projelerin ekonomik yaklaşımla da analiz edilmesinde yarar vardır.

Mühendislik ekonomisi genel olarak, tasarım esnasında bir parçanın, makinenin, sistemin, yapının, ürünün, yerleştirme sistemlerinin, reklam ve diğer pazarlama yöntemlerinin ve servislerinin alternatif tasarımları arasında seçim yapılması, bir işletmede otomasyona geçilmesi, mevcut otomasyon sisteminin geliştirilmesi projelerinin maliyetlerinin değerlendirilmesi, enerji tasarrufu projelerinde alternatif çözüm uygulamalarının seçimi, maliyet unsurlarının yüksek olduğu kısımların belirlenmesi, sistemlerdeki çalışma koşullarındaki değişimlerin ürün maliyetleri üzerine ne şekilde yansıdığı ve uygun çalışma koşullarının belirlenmesi ve sayılabilecek daha bir çok süreçte karar vericilere yardımcı olacak analizleri kapsar (Okka 2000).

Kaynaklarda, ekonomik analizlerde kullanılabilen en genel algoritma (Kahya 1999):

- i- Problemin tanımı
- ii- Uygun alternatiflerin araştırılması
- iii- Analiz
- iv- Seçim (Karar)

olarak verilmektedir.

Bu bilgiler doğrultusunda tez konusu kapsamında enerji üretim sistemlerinde ekonomik analiz için metod şu şekilde belirlenmiştir (Kartal 1998):

i- Problemin tanımı: Doğalgaz kombine çevrim santrallerinde atmosfer şartlarındaki değişimin kullanılabilirlik maliyeti üzerine etkileri.

ii- Uygun alternatiflerin belirlenmesi: Maliyet denklemlerinin oluşturulması.

iii- Analiz: Atmosfer şartlarındaki değişikliğin kullanılabilirlik maliyetine etkisinin analizi. Varsa, kullanılabilirlik maliyeti ve atmosfer şartlarının değişimleri arasındaki bağıntının tespit edilmesi.

iv- Seçim (Karar): Doğalgaz kombine çevrim santralının daha etkin ve verimli çalışması için uygun koşulların seçimi.

Görüldüğü gibi tanımlanan problem birden fazla alternatif tesis, sistem veya makine arasından yatırıma en uygun olanının seçimi ile ilgili değil, bir sistemin atmosfer şartlarına

bağlı olarak en uygun çalışma şartlarının tespitine yöneliktir. Dolayısıyla bu problem için kazanç, amortisman, geri dönüşüm oranı hesaplamak yerine asıl amaç, sistemin değişik koşullardaki çalışma performansının ürün maliyetine olan etkisinin belirlenmesidir. Bu durumda Termodinamiğin ikinci kanunu esas alınarak kullanılabilirliğin hesaplanması daha sonra da maliyet analizi ile birim kullanılabilir enerji akışının maliyetinin tespit edilmesi gerekir.

Maliyet hesabı parametreleri;

Tek düzen maliyet muhasebesi sistemine göre maliyeti oluşturan unsurlar şunlardır;

- i. Direk ilk madde ve malzeme giderleri: Ürünün bünyesine giren ve temel yapısını oluşturan, hangi ürün ya da ürün grubu için ne kadar kullanıldığı izlenebilen ve iktisadi nitelikteki ilk madde ve malzemelerdir. Tez konusu kapsamında yapılan maliyet analizinde ilk madde malzemeye doğalgaz örnek verilebilir.
- ii. Direk işçilik giderleri: Ürün veya hizmet üretiminde kullanılan, ürün ya da mamulün temel ögesini oluşturan ve bu ürün veya hizmete doğrudan yüklenebilen işçiliklerdir. Santralde çalışan işçilerin ücretleri direk işçilik gideri olarak hesaba katılabilir ancak bu çalışmada ücretlendirme sistemi farklılıklarının hesaplara getireceği yük göz önüne alınarak işçilik ücretleri hesaba katılmamıştır.
- iii. Genel üretim giderleri: Genel üretim giderleri, direk ilk madde ve malzeme giderleri ve direk işçilik giderleri haricinde kalan üretim giderleridir. Santralde demineralizasyon için kullanılan kimyasallar, hidrojen üretim tesisinde kullanılan malzemeler yardımcı madde ve malzemeler, memur ücretleri, bakım onarım vs. ücretler endirek işçilik giderleri olarak genel üretim giderlerine dahil edilebilir. Ayrıca ödenen vergiler, amortismanlar ve diğer hizmetler de genel üretim giderlerindedir.
- iv. Hizmet üretim maliyeti: Bu maliyet türü yalnızca hizmet sektöründe geçerli olduğundan analizde kullanılmamıştır.

- v. Araştırma ve geliştirme giderleri: Araştırma geliştirme faaliyetleri için ayrılan kaynaklardır. Bu maliyet türü incelenen sistem için geçerli olmadığından analizde kullanılmamıştır.
- vi. Pazarlama satış ve dağıtım giderleri: Ürünün pazarlanması ve satışı esnasında katılan taşıma, tanıtım vb maliyetlerdir. Bu maliyet türü, faaliyet başka bir kamu kuruluşu tarafından gerçekleştirildiğinden analizde kullanılmamıştır.
- vii. Genel Yönetim giderleri: İdari kısmın giderleri bu başlık altında toplanmaktadır. Genel yönetim giderleri periyodik değildir. Bu bakımdan hesaplamalarda kullanılmamıştır.
- viii. Finansman giderleri: Yeni projeler için gerekli olan finansmanın maliyeti bu bölümde incelenmektedir. İncelenen santral bir kamu kuruluşu olduğundan bu gider türü analize dahil edilmemiştir.

Bu bilgiler doğrultusunda toplam maliyet fonksiyonu şu şekilde yazılabilir:

$$\sum C_{sistem} = \sum_1^k C_i^{HM} + \sum_1^l C_i^{DI} + \sum_1^m C_i^{GG} + \sum_1^n C_i^H + \sum_1^p C_i^{AG} + \sum_1^r C_i^P + \sum_1^s C_i^{GY} + \sum_1^t C_i^F \quad (3.50)$$

Maliyet hesabına bütün giderler katılır, ancak tez konusu kapsamında yakılan yakıt cinsinden maliyet hesaplamak daha geçerli ve kullanışlı olacağından analizde kullanılacak maliyet fonksiyonu

$$\sum C_{sistem} = \sum_1^k C_i^{HM} \quad (3.51)$$

olarak sadeleştirilebilir. İncelenen sistemde ürün elektrik enerjisi ve inceleme konusu da kullanılabilirlik olduğuna göre birim zamanda tersinir gücün maliyeti

$$CW_{tr} = \frac{\sum C_{sistem}}{\Sigma \dot{W}_{tr}} = \frac{\sum_1^k C_i^{HM}}{\sum_g \Psi_g - \sum_\varphi \Psi_\varphi} \quad (3.52)$$

faydalı gücün maliyeti

$$CW_u = \frac{\sum C_{sistem}}{\Sigma \dot{W}_u} = \frac{\sum_1^k C_i^{HM}}{\Sigma \dot{W}_u} \quad (3.53)$$

Birim zamanda meydana gelen tersinmezliğin maliyeti ise

$$CI = \frac{\sum C_{sistem}}{\Sigma \dot{W}_u - \Sigma \dot{W}_{tr}} = \frac{\sum_1^k C_i^{HM}}{\Sigma \dot{W}_u - \sum_g \Psi_g - \sum_\varphi \Psi_\varphi} = CW_u - CW_{tr} \quad (3.54)$$

denklemleri yardımıyla hesaplanabilir.

4. ARAŞTIRMA SONUÇLARI ve TARTIŞMA

Bu çalışmada, doğalgaz kombine çevrim santralinde meteorolojik şartlara ve yük durumuna bağlı olarak enerji ve ekserji akış miktarları yanında güç üretimindeki değişimin incelenmesi amaçlanmıştır.

İnceleme sonucu santral, elemanlar bazında ve bütün olarak analiz edilmiştir. Değişen meteorolojik şartlarda sistemde gerçekleşen enerji ve ekserji kayıplarının yerlerinin, büyüklüklerinin ve iyileştirme yapılabilecek elemanların belirlenmesi hedeflenmiştir. Ayrıca analizler, iyileştirmelerin hangi oranlarda olabileceğini de göstermektedir.

Bu bölümde, teorisi ve matematiksel modeli 3. Bölümde Denklemlerle verilen analiz yöntemleri yardımıyla, tasarım verileri ve işletme esnasında alınan veriler kullanılarak gerçekleştirilen analizler ve yorumları verilmiştir.

Tez kapsamında yürütülen çalışmada, analizde kullanılan sıcaklık, basınç, buhar kalitesi gibi veriler Bursa-Ovaakça Doğalgaz Kombine Çevrim Santrali İşletmesi tarafından sağlanmıştır. Veriler 01/07/2001 ile 31/07/2002 tarihleri arasındaki 13 aylık süreyi kapsamaktadır. Elde edilen veriler önce santralin her bir kısmı için ayrı bir işletme dosyasına kaydedilmiş, daha sonrada bilgisayara aktarılmıştır. 3.5 milyon üzerinde verinin kullanıldığı analizlerde, sonuçlar dikkatlice taranmış ve grafiklere aktararak bu bölümde sunulmuştur.

Santralin şematik bir gösterimi, veri alınan 31 istasyon belirtilerek, Şekil 4.1'de verilmiştir. 1, 2, 3 ve 29 numaralı istasyonlar gaz türbini tarafında diğer istasyonlar ise kapalı çevrimde buharın dolaştığı alt çevrim kısmındadır. İstasyonlar ünitenin giriş ve çıkış noktalarında belirlenmiştir. Çizelge 4.1'de istasyonlar tanımlanmış ve her istasyondan alınan veriler belirtilmiştir.

Bu bölümde sırasıyla santralin imalatını gerçekleştiren Mitsubishi Heavy Industries (MHI) Firmasının, Ovaakça Doğalgaz Kombine Çevrim Santrali için verdiği dizayn değerleri ile yapılan çalışma, işletme verileriyle gerçekleştirilen analiz, ideal çevrimlerin verim analizleri, gerçek çevrimin verim analizleri, enerji üretim sistemlerinin termodinamik analizlerinde kullanılacak yeni metodun uygulaması ve değişen atmosfer sıcaklığı ve yük durumuna göre faydalı gücün saptanması için genelleştirme çalışmaları sunulacaktır.

Termodinamiğin birinci ve ikinci kanunları esas alınarak meteorolojik şartlar ve yük değişimlerinin sistemdeki enerji, ekserji, tersinmezlik, özgül yakıt sarfiyatı ve bunların maliyetleri üzerindeki etkilerini dikkate alan termo-ekonomik analiz gerçekleştirilmiştir. Sonuçlar, atmosfer sıcaklığının $-5\text{ }^{\circ}\text{C}$ ile $40\text{ }^{\circ}\text{C}$ arasında değiştiği, yükün ise %50, %70, %75, %80, %90, %95 ve %100 olduğu durumlar için grafiklerle sunulmuştur.

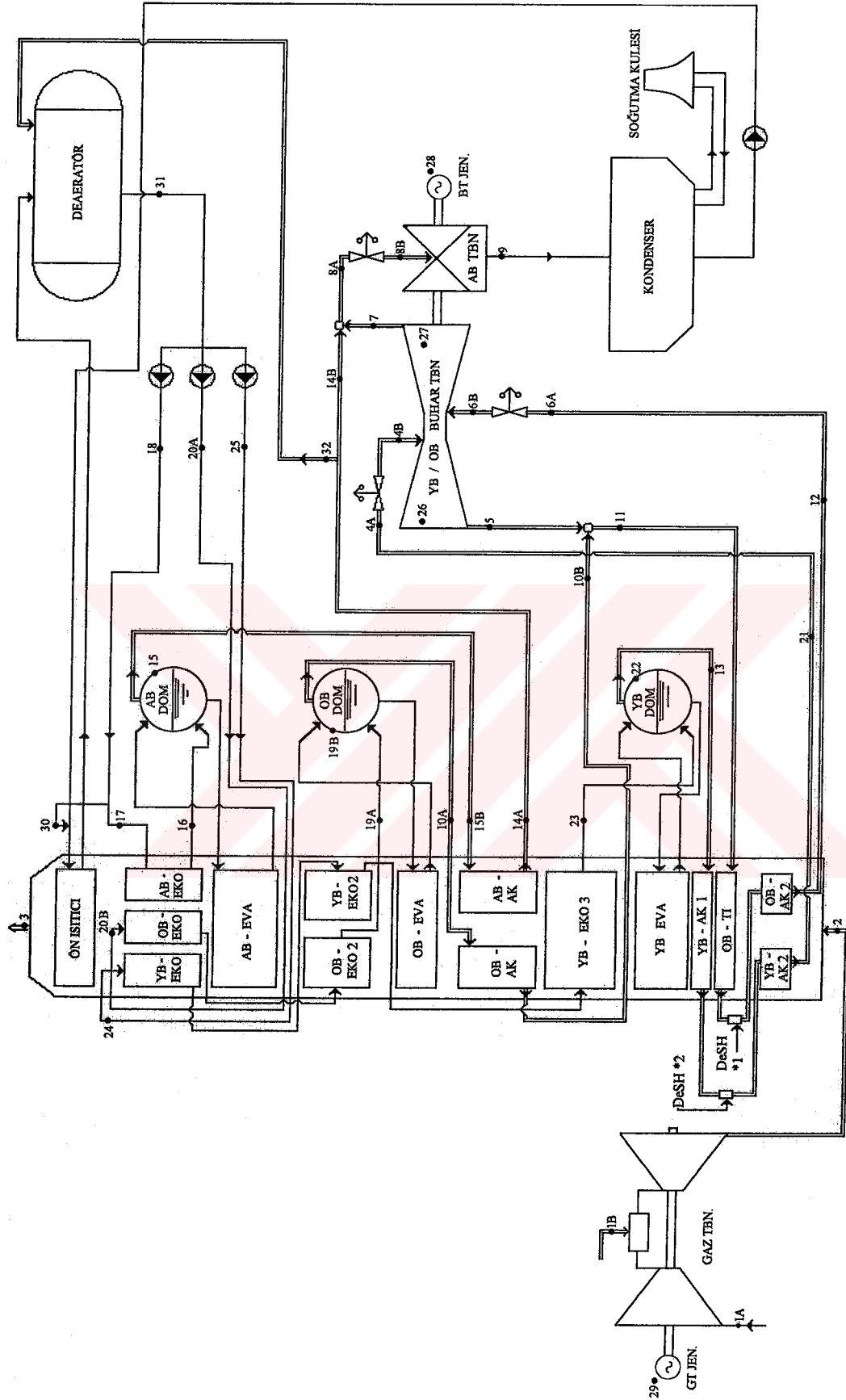
4.1 Dizayn Değerleriyle Yapılan Analiz

Çizelge 4.2 ve 4.4'de gaz türbini, buhar türbini, buhar kazanı, kondenser ve pompalar için, sırasıyla Denklem 3.34 ve 3.28 yardımıyla hesaplanan enerji ve ekserji akış miktarları verilmektedir. Bu tablolarda buhar türbini ve pompalara ait hesap sonuçları alçak basınç, orta basınç ve yüksek basınç olmak üzere 3 basınç kademesinde, buhar kazanı ise bu üç basınç kademesine ek olarak tekrar ısıtıcı ve egzoz gazları akışları olmak üzere 5 kısımda verilmiştir. Çok giriş ve çıkışlı ünitelerdeki enerji ve ekserji akış miktarlarının toplamı her bir ünite için ayrılan kısmın en alt satırında verilmiştir.

Çizelge 4.3 ve 4.5'de aynı kademe mantığı ile hazırlanmıştır ve sistemdeki her bir ünite için tersinmezlik, tersinir güç ve faydalı gücü verilmektedir. Çizelge 4.2 ve 4.3'de sonuçlar %100 yük durumu ve $0\text{ }^{\circ}\text{C}$, $15\text{ }^{\circ}\text{C}$ ve $42\text{ }^{\circ}\text{C}$ çevre sıcaklıkları için, Çizelge 4.4 ve 4.5'de $15\text{ }^{\circ}\text{C}$ çevre sıcaklığında %50, %75 ve %100 yük durumları için verilmiştir. Çizelgeler santraldeki ikiz iki bloktan birine ait analiz değerlerini yansıtmaktadır.

Çizelge 4.2'de çevre sıcaklığındaki değişimle her ünitenin giriş ve çıkışındaki enerji ve ekserji akışlarının azaldığı görülmektedir. Ayrıca Çizelge 4.3'den atmosfer sıcaklığındaki $42\text{ }^{\circ}\text{C}$ 'lik artışla tersinmezliğin $0\text{ }^{\circ}\text{C}$ 'deki değerlerine göre %7, faydalı gücün %20 ve tersinir gücün %15 civarında azaldığı görülmektedir. Dolayısıyla sıcaklığın artması, tersinmezliği oran olarak arttırmakta ve faydalı güç azalmaktadır.

Çizelge 4.4'de ise yük artışı ile bütün istasyonlardaki enerji ve ekserji akış miktarının arttığı görülmektedir. Ancak bu artışlar yükteki artış oranı ile orantılı değildir. Diğer yandan gaz türbini ve buhar türbini için tersinmezlik ve iş değerleri, yük değişim oranı ile orantılıdır. Ancak buhar kazanı için bu orantı geçerli değildir.



Şekil 4.1 Santralin şematik gösterimi

Çizelge 4.1. Santralden alınan verilere göre istasyonların tanımları

Sıra No	Tanım	Alınan Veriler
1A	GT Hava Girişi	T [°C]
1B	GT Yakıt Girişi	\dot{m} [kg/s], T [°C]
2	GT Egzoz –Kazan Girişi (Gaz tarafı)	T [°C], P [bar]
3	Kazan Çıkışı (Gaz tarafı)	T [°C], P [bar]
4A	YB Buharı Stop Vana Öncesi	\dot{m} [kg/s], T [°C], P [bar]
4B	YB Buharı Türbin Girişi	T [°C], P [bar]
5	YB Türbini Egzoz Buharı	T [°C]
6A	OB Buharı Stop Vana Öncesi	\dot{m} [kg/s], T [°C], P [bar]
6B	OB Buharı Türbin Girişi	T [°C], P [bar]
7	OB Türbini Egzoz Buharı	T [°C]
8A	AB Buharı Stop Vana Öncesi	\dot{m} [kg/s], T [°C], P [bar]
8B	AB Buharı Türbin Girişi	T [°C], P [bar]
9	AB Türbini Egzoz Buharı	T [°C]
10A	OB Kızdırıcı Girişi	\dot{m} [kg/s], T [°C], P [bar]
10B	OB Kızdırıcı Çıkışı	T [°C], P [bar]
11	OB Tekrar Isıtıcı Girişi	\dot{m} [kg/s], T [°C], P [bar]
12	OB Tekrar Isıtıcı Çıkışı	T [°C], P [bar]
13	YB Kızdırıcılar Girişi	\dot{m} [kg/s], T [°C], P [bar]
14A	AB Kızdırıcı Çıkışı	T [°C], P [bar]
14B	AB Deaeratör Isıtma Hattı Sonrası	\dot{m} [kg/s], T [°C], P [bar]
15A	AB Drum	T [°C], P [bar]
15B	AB Kızdırıcı Girişi	\dot{m} [kg/s], T [°C], P [bar]
16	AB Ekonomizör Çıkışı	T [°C], P [bar]
17	AB Ekonomizör Girişi	\dot{m} [kg/s], T [°C], P [bar]
18	AB Pompa Çıkışı	\dot{m} [kg/s], T [°C], P [bar]
19A	OB Ekonomizör Çıkışı	T [°C], P [bar]
19B	OB Drum	T [°C], P [bar]
20A	OB Pompa Çıkışı	\dot{m} [kg/s], T [°C], P [bar]
20B	OB Ekonomizör Girişi	\dot{m} [kg/s], T [°C], P [bar]
21	YB Kızdırıcı Çıkışı	T [°C], P [bar]
22	YB Drum	T [°C], P [bar]
23	YB Ekonomizör Çıkışı	T [°C], P [bar]
24	YB Ekonomizör Girişi	\dot{m} [kg/s], T [°C], P [bar]
25	YB Pompa Çıkışı	\dot{m} [kg/s], T [°C], P [bar]
26	YB Türbin Kasası	T [°C]
27	OB Türbin Kasası	T [°C]
28	BT Jeneratörü	\dot{W}_u [MW]
29	GT Jeneratörü	\dot{W}_u [MW]
30	Ön Isıtıcı Besleme Hattı	\dot{m} [kg/s]
31	Deaeratör Çıkışı	\dot{m} [kg/s], T [°C]

Çizelge 4.2. %100 yükte 0 °C, 15 °C ve 42 °C atmosfer sıcaklığı için hesaplanan enerji ve ekserji akış miktarları.

Ünite	E_g [MW]			Ek_g [MW]			$E_ç$ [MW]			$Ek_ç$ [MW]		
	0 °C	15 °C	42 °C	0 °C	15 °C	42 °C	0 °C	15 °C	42 °C	0 °C	15 °C	42 °C
GT	1373.4	1280.8	1140.6	1373.4	1280.9	1140.6	841.9	794.8	732.8	748.3	717.0	657.1
BT												
HP	438.5	428.3	404.0	208.8	195.3	169.2	400.4	389.7	366.7	168.0	153.9	128.9
IP	561.3	543.0	515.7	245.9	225.1	191.7						
LP	558.1	531.1	493.8	187.1	161.6	122.5	439.2	421.8	399.3	38.7	33.6	28.1
Toplam	1557.9	1502.4	1413.5	641.8	582.0	483.4	839.6	811.5	766.0	206.7	187.5	157.0
Kond.	439.2	421.8	399.3	38.7	33.6	28.1	61.0	37.1	17.7	6.6	2.4	0.7
Dea..	151.4	116.4	78.5	29.8	19.8	10.5	152.3	117.4	79.1	30.1	20.1	10.6
Pompa												
HP							78.0	70.8	56.3	16.7	13.4	8.9
IP							18.1	15.7	12.9	3.7	2.8	1.8
LP							56.5	31.0	10.3	11.1	5.3	1.4
Toplam	152.3	117.4	79.1	30.1	20.1	10.6	152.6	117.5	79.5	31.5	21.4	12.1
BK												
Ön ısıtıcı	61.0	37.1	17.7	6.6	2.4	0.7	151.4	116.4	78.5	29.8	19.8	10.5
HP	78.2	70.8	53.1	16.7	13.4	8.4	459.6	449.0	399.4	219.4	205.2	167.9
IP	18.1	15.7	11.3	3.7	2.8	1.6	91.5	84.5	71.7	37.6	32.5	24.4
CRH	491.6	473.9	437.7	204.9	185.7	152.4	561.9	543.6	516.3	246.7	226.0	192.6
LP	16.4	14.1	10.3	3.2	2.4	1.4	84.9	77.8	67.1	29.1	24.2	17.2
Egzoz	841.9	794.8	732.8	748.3	717.0	657.1	148.6	124.3	85.6	86.2	61.8	24.4
Toplam	1507.2	1406.4	1262.9	983.4	923.7	821.6	1497.9	1395.6	1218.6	648.8	569.5	437.0

Çizelge 4.3. %100 yükte 0 °C, 15 °C ve 42 °C atmosfer sıcaklığı için hesaplanan birim zamandaki tersinmezlik, faydalı güç ve tersinir güç.

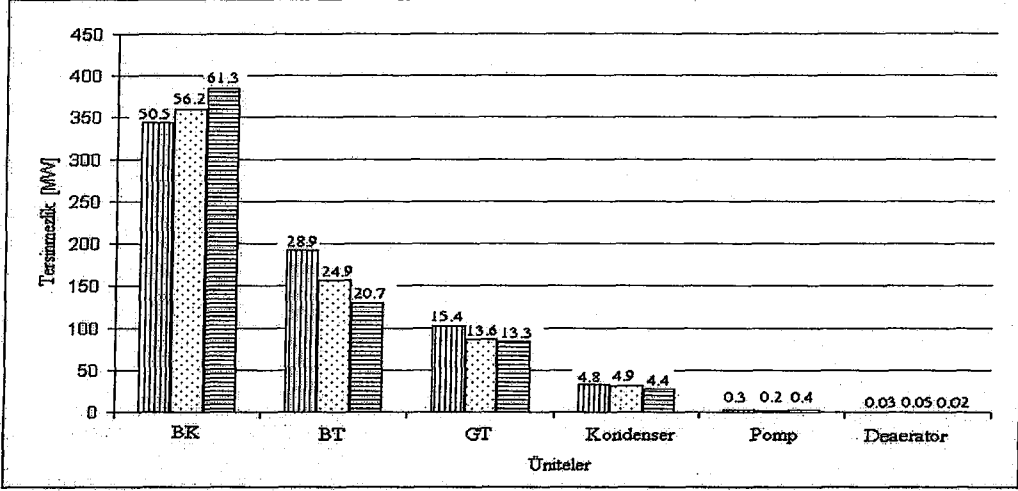
Ünite	\dot{i} [MW]			\dot{W}_u [MW]			\dot{W}_t [MW]		
	0 °C	15 °C	42 °C	0 °C	15 °C	42 °C	0 °C	15 °C	42 °C
GT	102.1	85.8	83.2	523.0	478.0	400.4	625.1	563.8	483.6
BT	191.7	157.0	129.7	243.4	237.5	196.8	435.1	394.5	326.4
Kond.	32.1	31.1	27.4				32.1	31.1	27.4
Dea.	0.2	0.3	0.1				0.2	0.3	0.1
Pompa	2.0	1.4	2.2	-0.6	-0.1	-0.7	1.4	1.3	1.5
BK	334.6	354.2	384.5				334.6	354.2	384.5
Genel Top.	662.7	629.8	627.2	765.8	715.4	596.5	1428.5	1345.2	1223.5

Çizelge 4.4 15 °C atmosfer sıcaklığında %50, %75 ve %100 yük durumları için hesaplanan enerji ve ekserji akış miktarları.

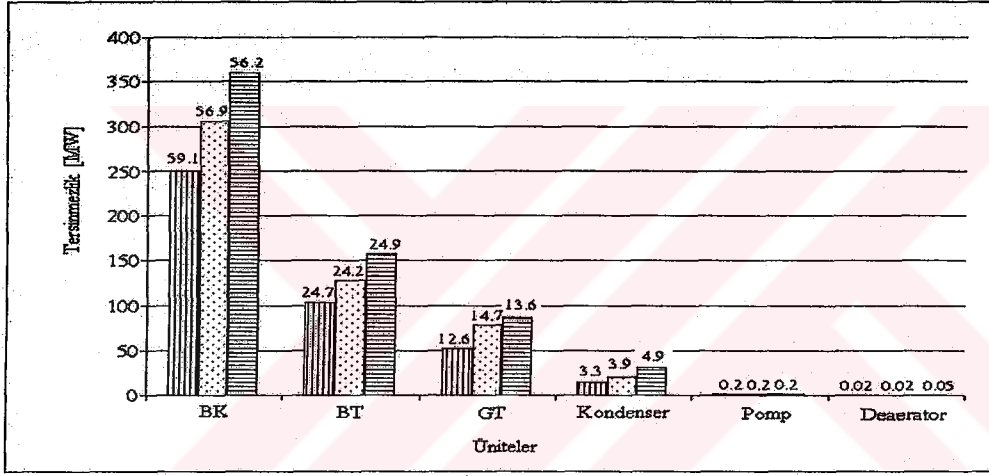
Ünite	E_g [MW]			Ek_g [MW]			$E_ç$ [MW]			$Ek_ç$ [MW]		
	%50	%75	%100	%50	%75	%100	%50	%75	%100	%50	%75	%100
GT	733.2	1013.4	1280.8	733.2	1013.4	1280.9	514.8	658.0	794.8	467.8	586.9	717.0
BT												
HP	272.1	344.4	428.3	119.1	154.2	195.3	248.0	313.8	389.7	93.1	121.1	153.9
IP	344.1	435.7	543.0	135.5	176.3	225.1						
LP	334.0	425.3	531.1	100.8	128.6	161.6	264.9	337.3	421.8	15.4	22.6	33.6
Toplam	950.2	1205.4	1502.4	355.4	459.1	582.0	512.9	651.1	811.5	108.5	143.7	187.5
Kond.	264.9	337.3	421.8	15.4	23.4	33.6	25.4	31.1	37.1	1.7	2.1	2.4
Dea.	80.2	96.9	116.4	13.7	16.5	19.8	80.4	97.4	117.4	13.8	16.6	20.1
Pompa												
HP							45.2	56.6	70.8	8.3	10.5	13.4
IP							10.4	12.7	15.7	1.8	2.2	2.8
LP							25.0	28.3	31.0	4.3	4.8	5.3
Toplam	80.4	97.4	117.4	13.8	16.6	20.1	80.6	97.6	117.5	14.3	17.5	21.4
BK												
Ön ısıtıcı	25.4	31.1	37.1	1.7	2.1	2.4	80.2	96.9	116.4	13.7	16.5	19.8
HP	45.2	56.6	70.8	8.3	10.5	13.4	285.4	361.0	449.0	125.3	162.0	205.2
IP	10.4	12.7	15.7	1.8	2.2	2.8	55.6	69.0	84.5	20.4	25.9	32.5
CRH	303.3	382.3	473.9	112.9	146.2	185.7	344.5	436.1	543.6	136.1	177.0	226.0
LP	8.1	10.9	14.1	1.4	1.8	2.4	44.2	60.1	77.8	13.5	18.5	24.2
Egzoz	514.8	658.0	794.8	467.8	586.9	717.0	83.5	102.1	124.3	39.5	49.4	61.8
Toplam	907.2	1151.5	1406.4	593.9	749.7	923.7	893.4	1125.2	1395.6	348.5	449.3	569.5

Çizelge 4.5 15 °C atmosfer sıcaklığında %50, %75 ve %100 yük durumları için hesaplanan birim zamandaki tersinmezlik, faydalı güç ve tersinir güç.

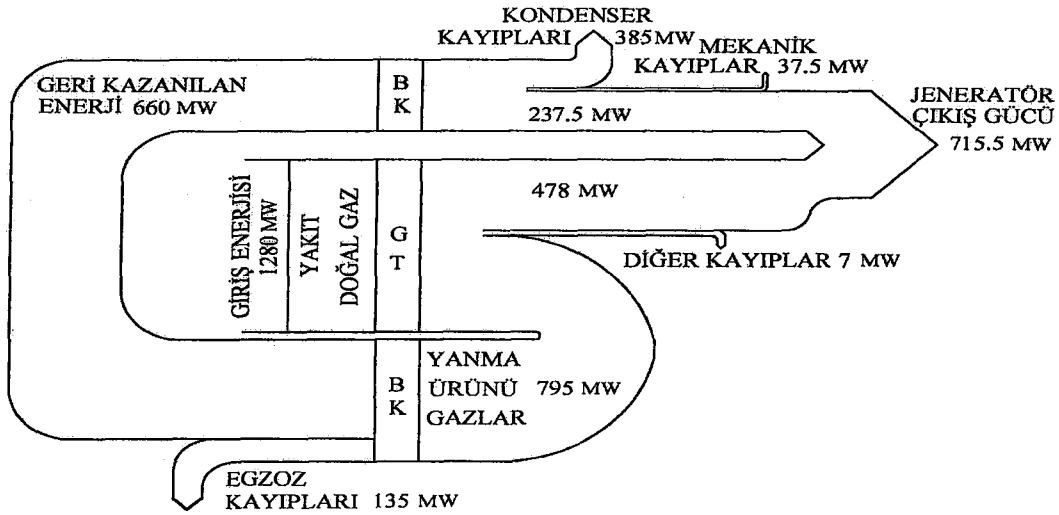
Ünite	\dot{I} [MW]			\dot{W}_u [MW]			\dot{W}_{ir} [MW]		
	50%	75%	100%	50%	75%	100%	50%	75%	100%
GT	52.3	77.8	85.8	213.2	348.8	478.0	265.5	426.6	563.8
BT	102.5	127.6	157.0	144.4	187.7	237.5	246.9	315.3	394.5
Kond.	13.7	20.6	31.1				13.7	20.6	31.1
Dea.	0.1	0.1	0.3				0.1	0.1	0.3
Pompa	0.9	1.2	1.4	-0.3	-0.3	-0.1	0.6	0.9	1.3
BK	245.3	300.4	354.2				245.3	300.4	354.2
Genel Top.	414.9	527.7	629.8	357.3	536.2	715.4	772.2	1063.9	1345.3



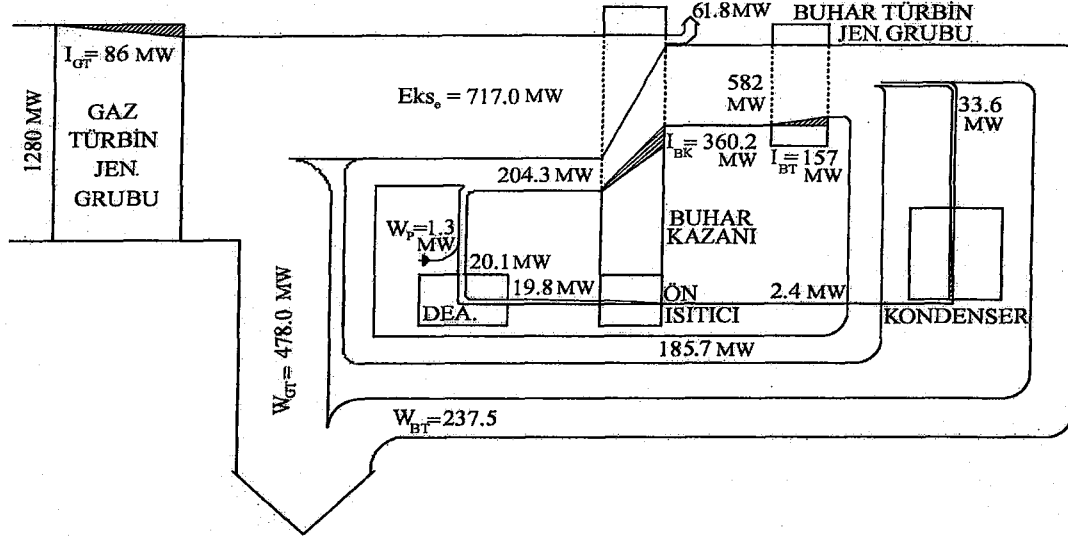
Şekil 4.2 %100 yük durumunda tersinmezliğin atmosfer sıcaklığı'na göre değişimi. (■: 0 °C, □: 15 °C, ▨: 42 °C)



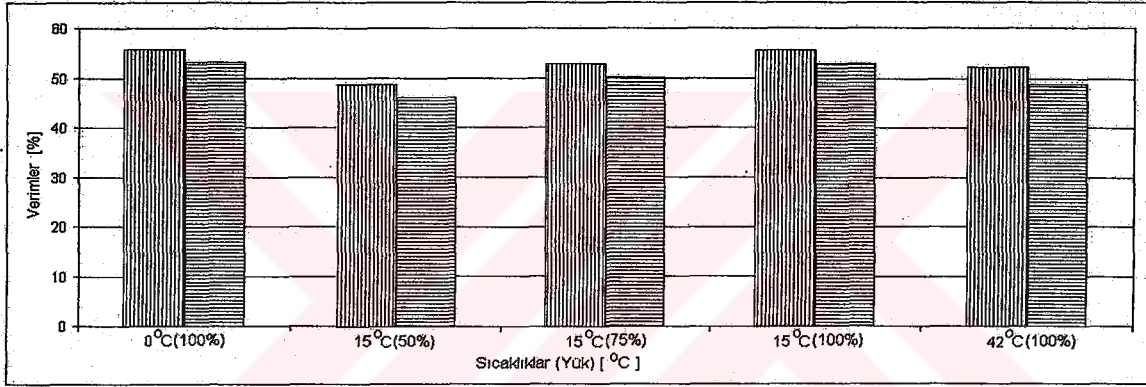
Şekil 4.3 15 °C atmosfer sıcaklığında tersinmezliğin yüke göre değişimi. (■: %50 yük, □: %75 yük, ▨: %100 yük)



Şekil 4.4 15 °C atmosfer sıcaklığı için sistemin basitleştirilmiş enerji dengesi diyagramı.



Şekil 4.5 15 °C atmosfer sıcaklığı için sistemin basitleştirilmiş ekserji dengesi diyagramı.



Şekil 4.6 Atmosfer sıcaklığı ve yükün birinci ve ikinci kanun verimine etkisi. (▨: Isıl verim, ▩: İkinci kanun verimi)

Şekil 4.2 ve 4.3'de Denklem (3.30) yardımıyla hesaplanan birim zamandaki tersinmezliğin sırasıyla çevre sıcaklığı ve yükle değişimi verilmiştir. Her bir ünite için hesaplanan tersinmezliklerin, sistemin toplam tersinmezliğine oranı, kendine ait kolonun hemen üzerinde verilmiştir. Görüldüğü gibi birim zamandaki tersinmezliğin en çok olduğu ünite buhar kazanıdır ve bu üniteye tersinmezlik atmosfer sıcaklığının artışıyla hem büyüklük hem de oransal olarak artmaktadır. Buna karşın buhar türbinini ve diğer ünitelerde, atmosfer sıcaklığının artışıyla azalmaktadır. Buhar kazanından sonra birim zamanda en büyük tersinmezlik sırasıyla buhar türbinini, gaz türbinini ve kondenserde gerçekleşmektedir. Pompa ve deaeratördeki tersinmezlikler ihmal edilebilir seviyededir. Son olarak yük artışı sistemin her bir ünitesinde birim zamandaki

tersinmezliğin büyüklüğünü artırmaktadır ancak oransal olarak kayda değer bir değişim görülmemektedir. Şekil 4.4 ve 4.5’de 15 °C atmosfer sıcaklığı için santralın basitleştirilmiş enerji ve ekserji dengesi diyagramları görülmektedir.

Şekil 4.6’da üç farklı yük ve üç farklı atmosfer sıcaklığı için, Denklem (3.35) ve (3.36) yardımıyla hesaplanan, sistemin ısı ve ikinci kanun verimleri verilmiştir. Şekilde, bütün durumlarda bir blok için birinci ve ikinci kanun verimlerinin birbirleriyle orantılı olduğu ve yükteki artışla hem birinci kanun hem de ikinci kanun veriminin arttığı görülmektedir. Diğer yandan atmosfer sıcaklığı artışı verimlerin azalmasına sebep olmaktadır. Sistemin en yüksek ısı ve ikinci kanun verimi sırasıyla %56 ve %53 olarak tespit edilmiştir.

4.2 Gaz Türbini Çevriminde İşletme Verileriyle Yapılan Analiz

4.2.1 Atmosfer Sıcaklığının Etkisi

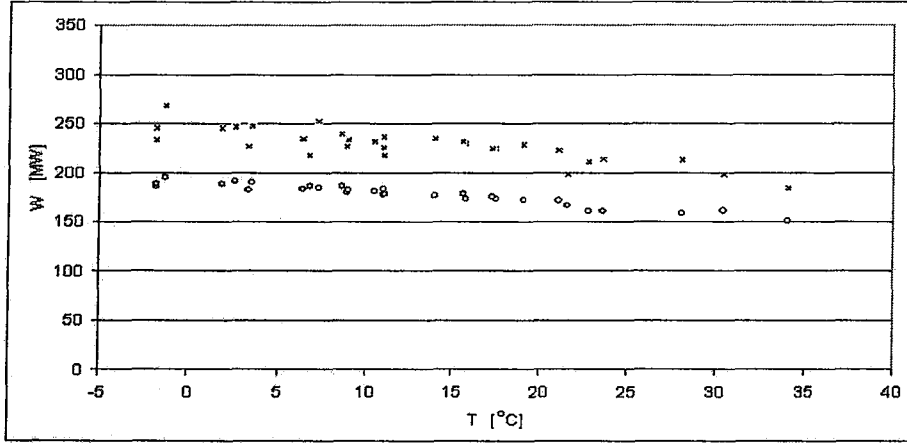
Gaz türbininin çevriminin girişindeki ekserji akış miktarı yakıtın kimyasal ekserjisidir. Dolayısıyla yakıtın cinsine ve miktarına bağlıdır. Yakıt cinsi yada bileşimindeki değişiklikler ihmal edilebilecek seviyede olduğundan, giriş ekserjisi akış miktarı yakıt debisi ile doğrudan ilgilidir. Sabit yük durumlarında yapılan incelemelerde yakıt debisinin sıcaklığın artışıyla, özgül hacmin artışından dolayı bir miktar azaldığı görülmüştür. Buna bağlı olarak gaz türbininin girişinde ve çıkışında ekserji akış miktarı da azalmaktadır.

Gaz çevriminde yapılan incelemeler sonucunda elde edilen bulgular doğrultusunda %70, %80, %90, %95 ve %100 yük durumları için, Şekil 4.7’den 4.11’e kadar, Denklem (3.32) yardımıyla hesaplanan tersinir güç ve faydalı gücün, Şekil 4.12’den Şekil 4.16’ya kadar, Denklem (3.33) yardımıyla hesaplanan birim zamandaki tersinmezliğin, Şekil 4.17’den Şekil 4.21’e kadar, sırasıyla Denklem (3.35) ve (3.36) yardımıyla hesaplanan birinci kanun ve ikinci kanun veriminin, Şekil 4.22’den 4.26’ya kadar, Denklem (3.37) yardımıyla hesaplanan özgül yakıt sarfiyatının atmosfer sıcaklığıyla değişimi verilmiştir.

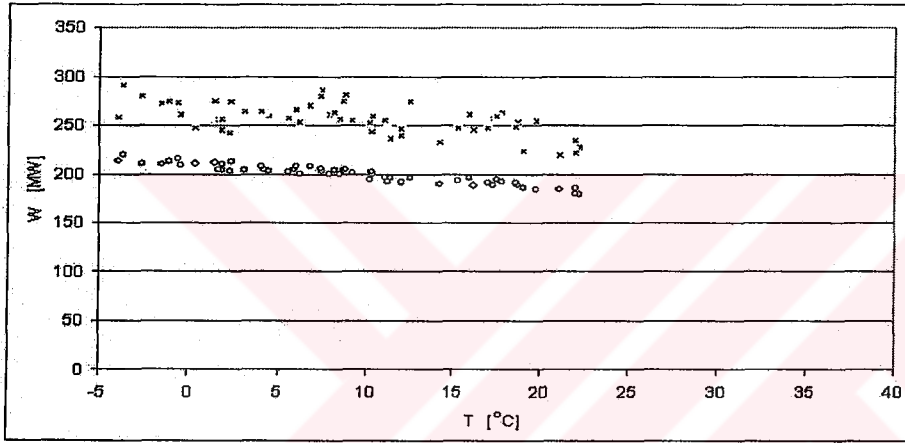
Tersinir güç ve faydalı gücün atmosfer sıcaklığına göre değişimlerinin verildiği şekillerden görüldüğü gibi, her iki terimde atmosfer sıcaklığının artmasıyla azalmaktadır. Şekil 4.7’de %70 yük durumunda ve 0 °C de tersinir güç 250 MW, faydalı

güç ise 200 MW seviyelerinde iken atmosfer sıcaklığının artmasıyla sırasıyla %20 ve %25 civarında azaldığı görülmektedir. Şekil 4.8'de %80 yükte de faydalı güç atmosfer sıcaklığındaki 30 °C'lik artışla yaklaşık %25, tersinir güç ise %18 civarında azalmıştır. Şekil 4.9'da %90 yük durumunda tersinir güç yaklaşık 300 MW seviyelerinden 250 MW seviyelerine inerken, faydalı güç yaklaşık 240 MW tan 190 MW seviyelerine düştüğü görülmektedir. Şekil 4.10'a bakıldığında, atmosfer sıcaklığındaki yaklaşık 40 °C'lik artışla, faydalı güçteki azalmanın %25 civarında, tersinir güçteki azalmanın da %22 civarında olduğu görülebilir. Ayrıca tersinir gücün %70 yük durumunda ve 0 °C'de 250 MW seviyelerinde iken yük arttıkça arttığı ve %100 yükte ve 5 °C'de 330 MW seviyelerine çıktığı görülebilir. Benzer şekilde faydalı güç de %70 yükte 0 °C civarında 180 MW seviyelerinde iken yük arttıkça artmakta ve %100 yükte 260-270 MW seviyelerine çıkmaktadır. Atmosfer sıcaklığının 35 °C olduğu durumda %70 yük durumunda tersinir güç 180 MW, %100 yük durumunda ise 260 MW seviyelerinde olmaktadır. Faydalı güç de benzer şekilde atmosfer sıcaklığının 35 °C olduğu durumda %70 yük durumunda 150 MW, %100 yük durumunda ise 200 MW seviyelerinde olmaktadır. Güç parametrelerinin atmosfer sıcaklığı artışıyla azalmalarının sebebi, kompresör girişindeki havanın yoğunluğunun sıcaklığın artışıyla azalmasıdır. Bu durumda, aynı basınç farkı için kompresörde, sıkıştırma için harcanan gücü arttırmakta, sonuç olarak da faydalı güç azalmaktadır.

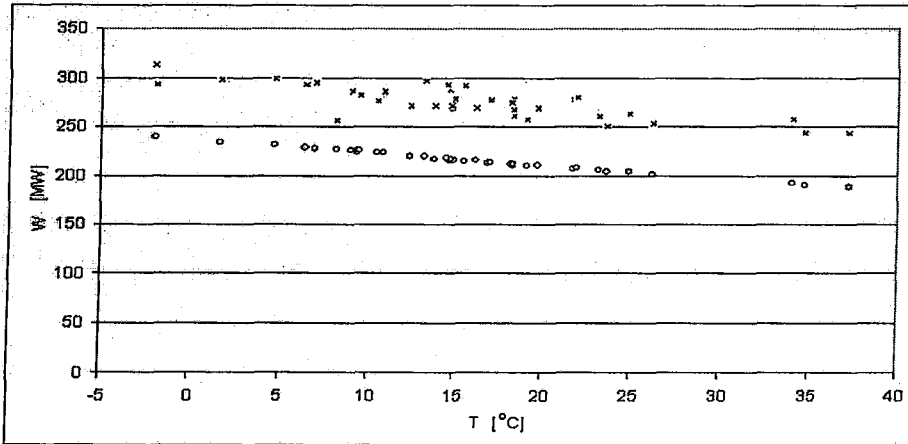
Şekil 4.11 de işletme verileri ve dizayn değerleriyle yapılan analiz sonuçları birlikte verilmiştir. Şekilde faydalı güç için elde edilen sonuçların uyum içerisinde olduğu, ancak tersinir güç için, işletme verileriyle yapılan analiz sonuçlarının dizayn değerlerinden %3 oranında daha fazla olduğu görülmektedir. Bu farklılığın sebebi, işletme esnasında ölçülen değerlerin dizayn değerlerinden farklılıklar göstermesidir. Bu farklılıklara, gaz türbini çıkışında ölçülen sıcaklığın ve egzoz debisinin dizayn değerlerinden daha az olması örnek gösterilebilir. Bu durumda gaz türbini çıkışında hesaplanan ekserji akış miktarı bir miktar daha az olmaktadır. Dolayısıyla Denklem (3.32) yardımıyla hesaplanan tersinir güç değeri de işletme verileriyle yapılan analizlerde, dizayn değerine göre %2-3 oranında daha yüksek çıkmaktadır.



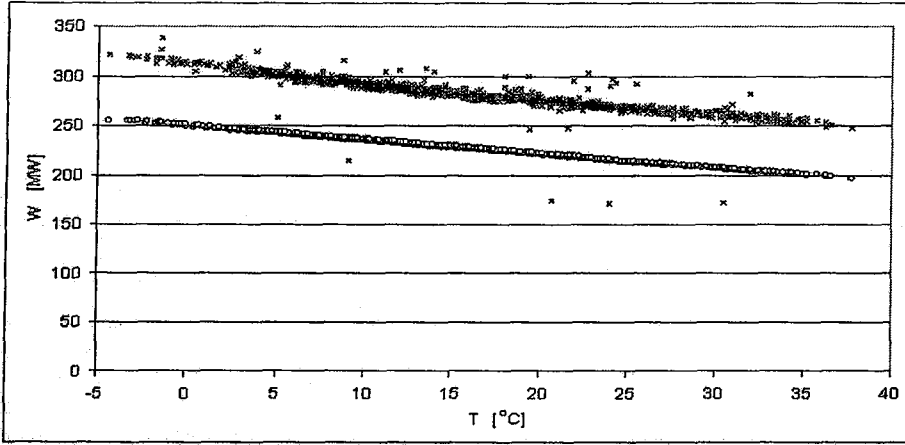
Şekil 4.7 Gaz türbini çevriminde %70 yük durumu için birim zamanda faydalı güç ve tersinir gücün atmosfer sıcaklığı ile değişimleri (x: Tersinir güç, o: Faydalı güç)



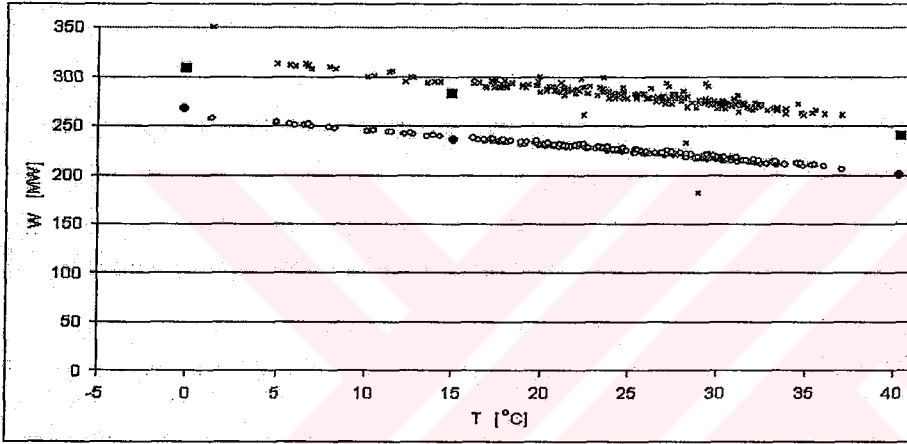
Şekil 4.8 Gaz türbini çevriminde %80 yük durumu için faydalı güç ve tersinir gücün atmosfer sıcaklığı ile değişimleri (x: Tersinir güç, o: Faydalı güç)



Şekil 4.9 Gaz türbini çevriminde %90 yük durumu için faydalı güç ve tersinir gücün atmosfer sıcaklığı ile değişimleri (x: Tersinir güç, o: Faydalı güç)



Şekil 4.10 Gaz türbini çevriminde %95 yük durumu için faydalı güç ve tersinir gücün atmosfer sıcaklığı ile değişimleri (x: Tersinir güç, o: Faydalı güç)

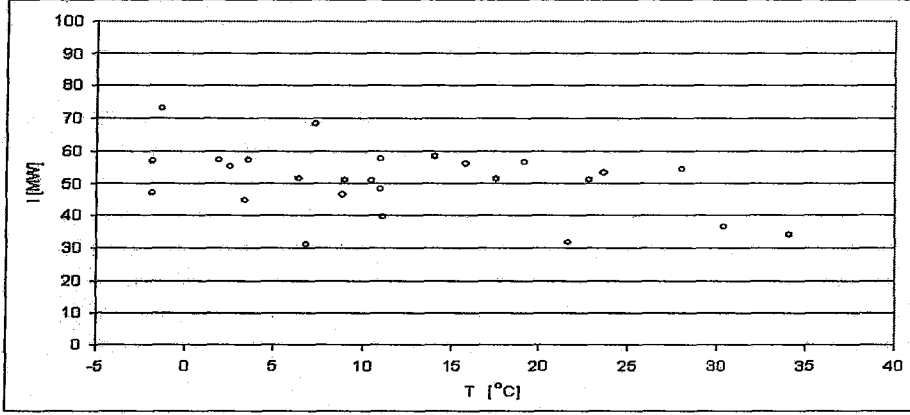


Şekil 4.11 Gaz türbini çevriminde %100 yük durumu için faydalı güç ve tersinir gücün atmosfer sıcaklığı ile değişimleri (x: Tersinir güç, ■: Dizayn verileriyle yapılan analizlerle elde edilen tersinir güç, o: Faydalı güç, ●: Dizayn verileriyle yapılan analizlerle elde edilen faydalı güç)

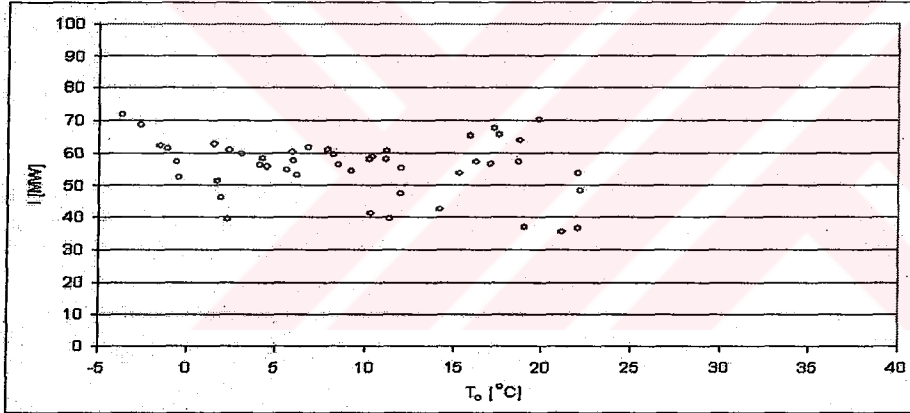
Şekil 4.12 ile Şekil 4.16 arasında verilen grafiklerde gaz türbini çevriminde birim zamandaki tersinmezliğin atmosfer sıcaklığı ile değişimi, yük durumuna göre verilmiştir. Grafiklerde tersinmezliğin %70 yük durumunda atmosfer sıcaklığının artmasıyla 60 MW ile 35 MW seviyeleri arasında azaldığı ve %95 yük durumunda atmosfer sıcaklığının $-5\text{ }^{\circ}\text{C}$ 'den $38\text{ }^{\circ}\text{C}$ 'ye çıkmasıyla yaklaşık 67 MW seviyelerinden 50 MW seviyelerine indiği görülebilir. İşletme verileri ve dizayn değerleriyle yapılan analiz sonuçlarının birlikte verildiği Şekil 4.16 incelendiğinde işletme esnasında oluşan tersinmezliğin dizayn değerlerinden yüksek çıktığı görülür. İki analiz arasındaki farklılığın sebebi, yanma gazları debisinin dolayısıyla işletme verileriyle hesaplanan "Ekç" değerinin dizayn verilerinden daha az olmasıdır. Böylece tersinir güç dizayn

değerleri ile hesaplanandan daha fazla olmakta, bunun sonucu olarak, işletme verileriyle hesaplanan birim zamandaki tersinmezlik de daha fazla çıkmaktadır.

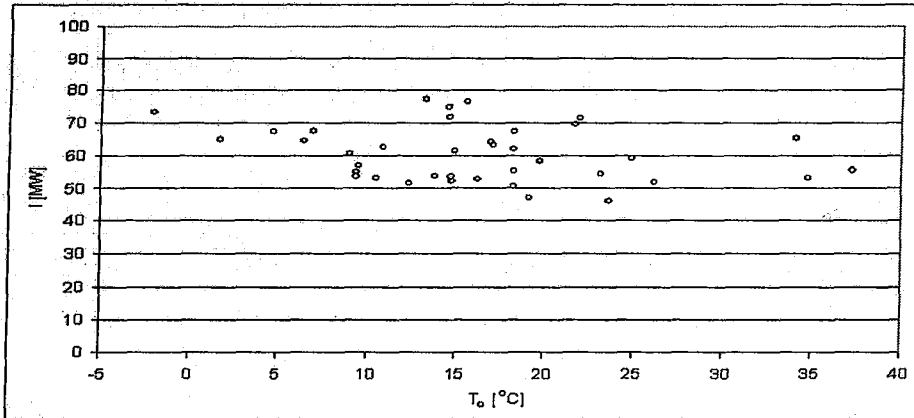
Yük durumundaki artış, birim zamandaki tersinmezlikleri oransal olarak azaltıcı yönde etkilemekte, ancak büyüklük olarak arttırmaktadır.



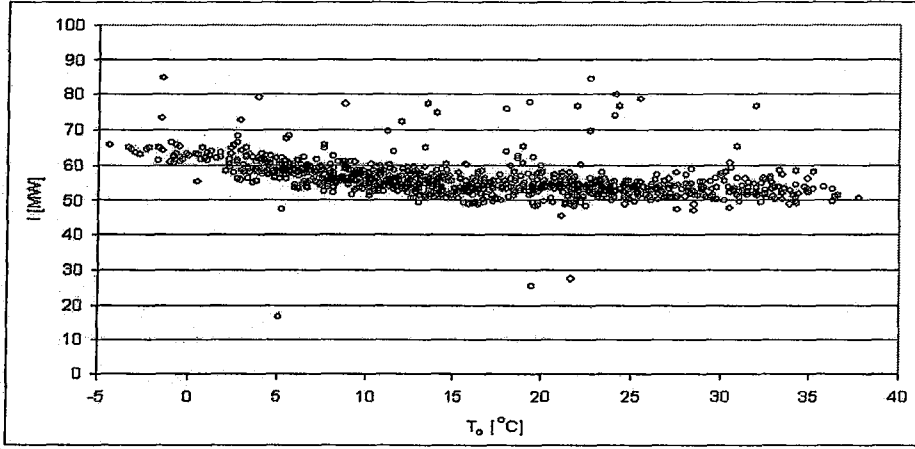
Şekil 4.12 Gaz türbini çevriminde %70 yük durumu için birim zamandaki tersinmezliğin atmosfer sıcaklığı ile değişimi



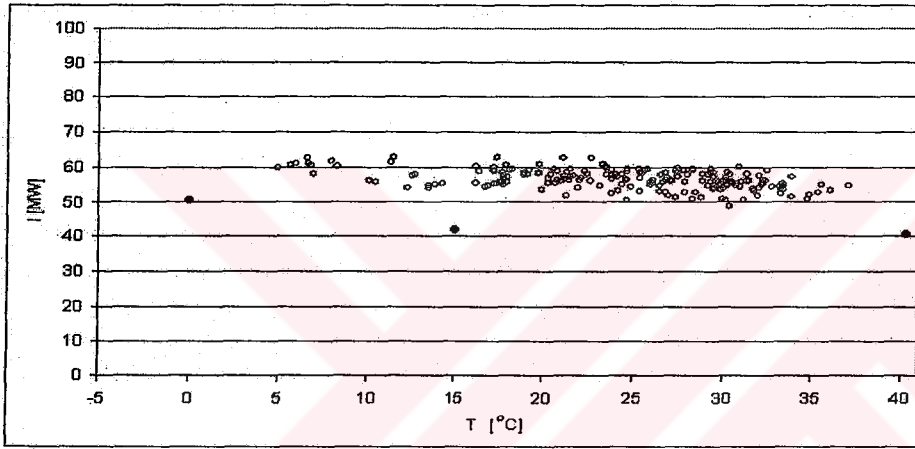
Şekil 4.13 Gaz türbini çevriminde %80 yük durumu için birim zamandaki tersinmezliğin atmosfer sıcaklığı ile değişimi



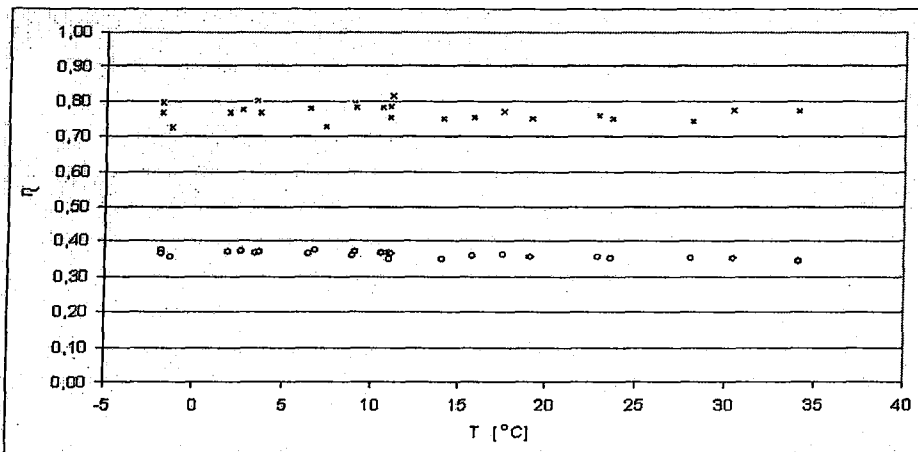
Şekil 4.14 Gaz türbini çevriminde %90 yük durumu için birim zamandaki tersinmezliğin atmosfer sıcaklığı ile değişimi



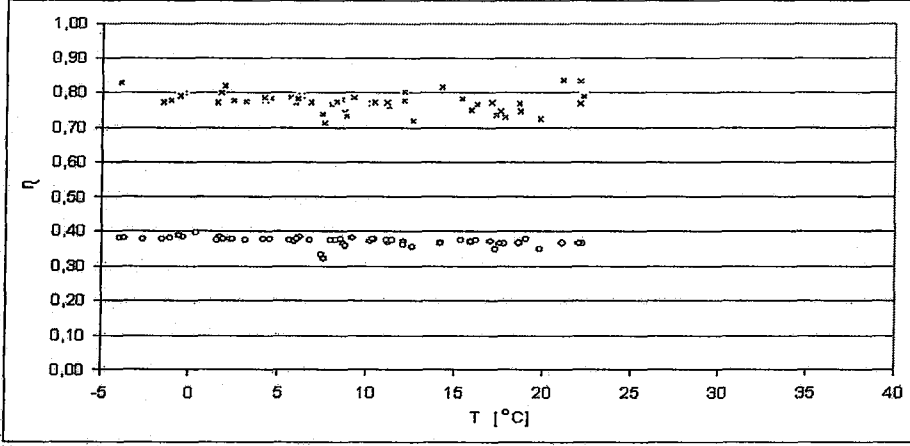
Şekil 4.15 Gaz türbini çevriminde %95 yük durumu için birim zamandaki tersinmezliğin atmosfer sıcaklığı ile değişimi



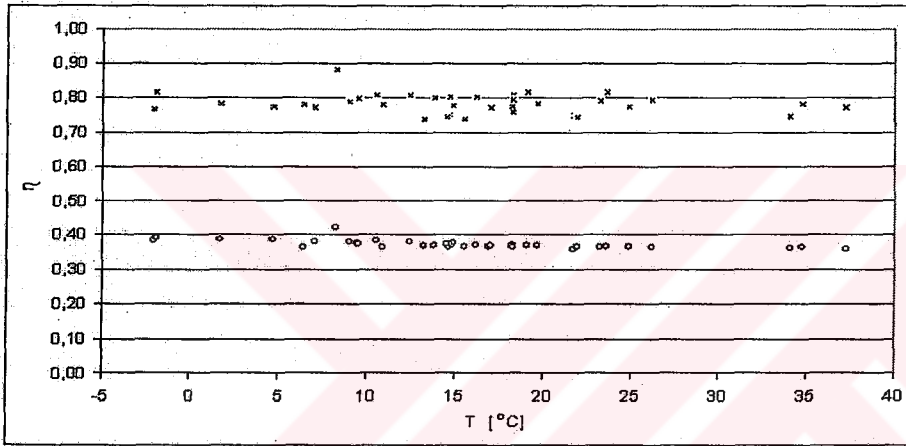
Şekil 4.16 Gaz türbini çevriminde %100 yük durumu için birim zamandaki tersinmezliğin atmosfer sıcaklığı ile değişimi (o: Tersinmezlik, ●: Dizayn değerleriyle yapılan analizlerle elde edilen tersinmezlik)



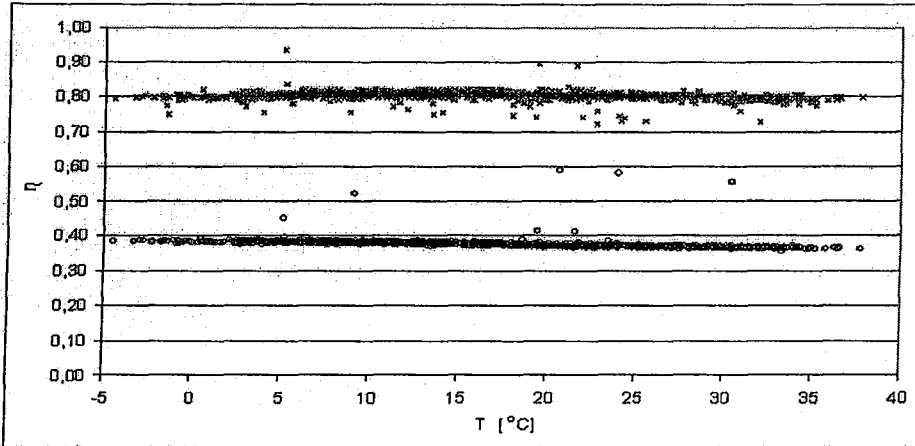
Şekil 4.17 Gaz türbini çevriminde %70 yük durumu için η_I ve η_{II} verimlerinin atmosfer sıcaklığı ile değişimleri (o: Isıl verim, x: İkinci kanun verimi)



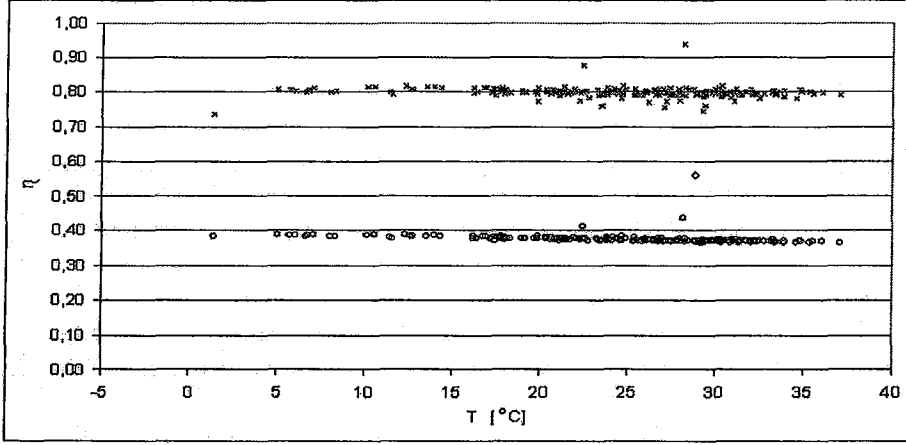
Şekil 4.18 Gaz türbini çevriminde %80 yük durumu için η_I ve η_{II} verimlerinin atmosfer sıcaklığı ile değişimleri (o: Isıl verim, x: İkinci kanun verimi)



Şekil 4.19 Gaz türbini çevriminde %90 yük durumu için η_I ve η_{II} verimlerinin atmosfer sıcaklığı ile değişimleri (o: Isıl verim, x: İkinci kanun verimi)



Şekil 4.20 Gaz türbini çevriminde %95 yük durumu için η_I ve η_{II} verimlerinin atmosfer sıcaklığı ile değişimleri (o: Isıl verim, x: İkinci kanun verimi)



Şekil 4.21 Gaz türbini çevriminde %100 yük durumu için η_I ve η_{II} verimlerinin atmosfer sıcaklığı ile değişimleri (o: Isıl verim, x: İkinci kanun verimi)

Şekil 4.17 ile 4.21 arasında verilen grafiklerde bir gaz türbini için farklı yük durumlarında birinci ve ikinci kanun verimlerinin atmosfer sıcaklığı ile değişimleri görülmektedir. Şekillerden de görüleceği gibi ikinci kanun verimi atmosfer sıcaklığının değişimiyle fazla değişmemiştir. Birim zamandaki tersinmezliğin atmosfer sıcaklığının artması ile azalmasına paralel olarak ikinci kanun verimi de %1-2 civarında azalmaktadır. Azalmanın nedeni tersinmezliğin atmosfer sıcaklığı ile azalmasıdır. Ancak tersinmezlikteki azalma, faydalı güçteki azalmaya oranla düşük seviyelerde olduğundan ikinci kanun verimindeki azalma da ısıl verimdeki azalmaya göre daha azdır.

Diğer yandan %70 ve %80 yük durumları için verim eğrileri dağınık oluşmakla birlikte diğer yük durumları da göz önüne alınarak bir kıyaslama yapılırsa, yük arttıkça verim eğrilerinin de bir miktar yukarı ötelendiği gözlenebilir. Diğer bir deyişle yükün artması ile verimlerde de %5'e varan artış meydana gelmektedir.

Bu çıkarımlar doğrultusunda gaz türbini çevriminde en yüksek ısıl ve ikinci kanun verimlerinin minimum sıcaklık ve maksimum yük noktasında elde edildiği sonucuna ulaşılır.

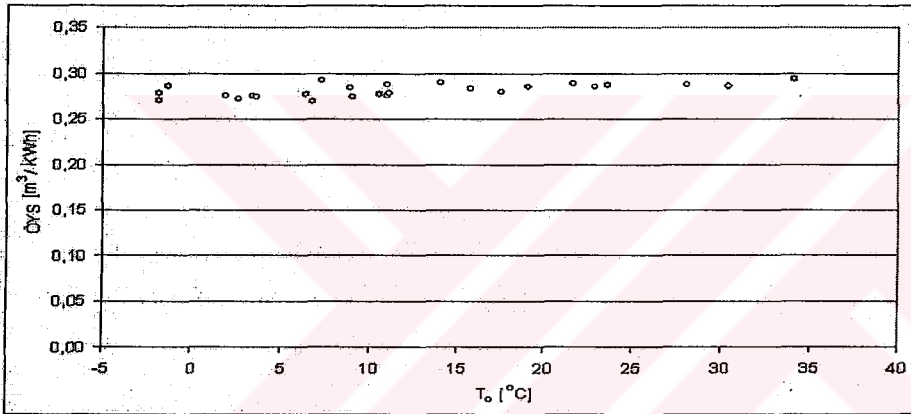
Şekil 4.22 ile 4.26 arasında verilen grafiklerde bir gaz türbini çevrimi için farklı yük durumlarında özgül yakıt sarfiyatının atmosfer sıcaklığı ile değişimleri görülmektedir.

Özgül yakıt sarfiyatı diğer büyüklüklerin aksine atmosfer sıcaklığının artmasıyla artmaktadır. Şekil 4.22 ile 4.26 arası incelendiğinde yük durumunun ÖYS'nı etkilediği görülebilir. %70 yük durumunda ÖYS'nın atmosfer sıcaklığının artması ile $0,3 \text{ kWh/m}^3$

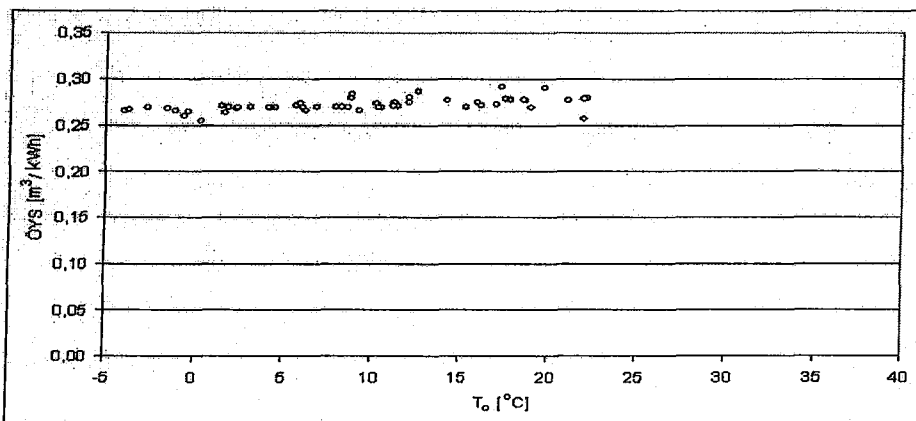
seviyesine kadar çıktığı gözlenirken bu trend yük arttıkça azalmakta ve %100 yük durumuna gelindiğinde maksimum ÖYS'nin, %70 yük durumuna göre %10 civarında azalarak 0.27 kWh/m^3 seviyesinin oldukça altında kaldığı görülmektedir.

ÖYS'deki artış gaz türbini çevriminin ısı verimi ile ters orantılıdır. Diğer bir deyişle atmosfer sıcaklığının artmasıyla gaz türbin-jeneratör ünitesi daha fazla yakıtla daha az faydalı güç üretmektedir. Bu da doğal olarak üretilen birim elektrik gücünün maliyetine yansıtacaktır.

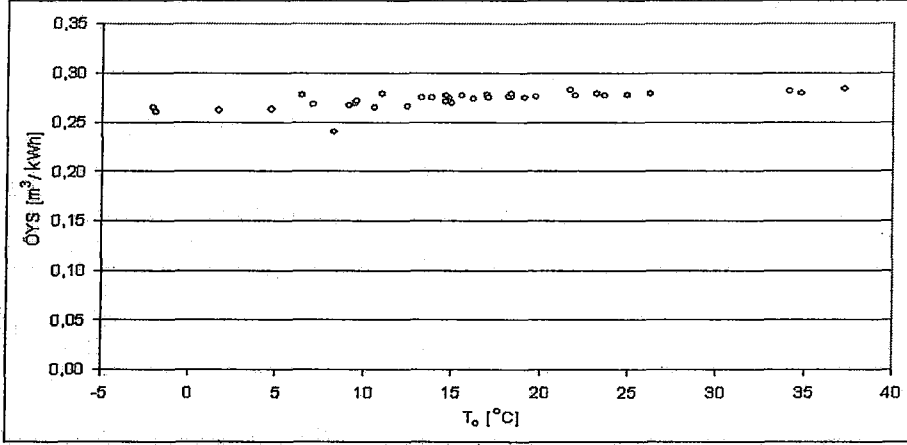
Bu çıkarımlar doğrultusunda, gaz türbini çevriminde, ÖYS'nin minimum olduğu noktanın en düşük sıcaklık ve en yüksek yük durumu olduğu sonucuna ulaşılır. Diğer bir deyişle atmosfer sıcaklığının düşük olduğu durumlarda santral eğer maksimum yükte çalıştırılırsa minimum maliyetle maksimum güç üretimi sağlanmış olur.



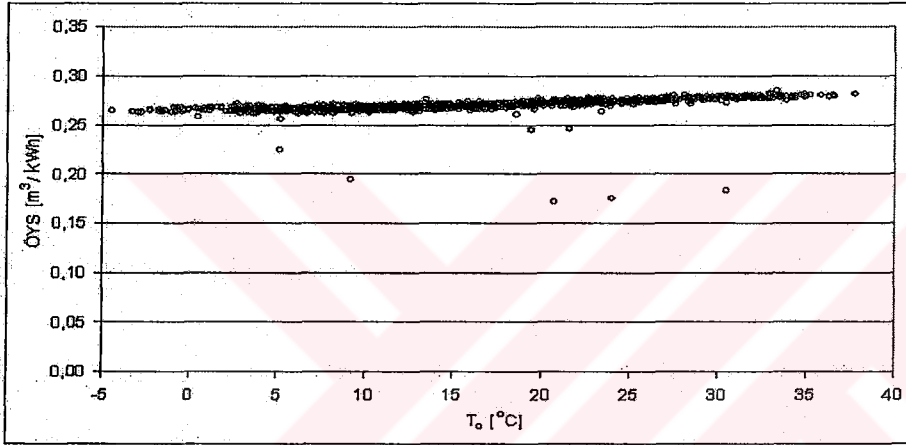
Şekil 4.22 Gaz türbini çevriminde %70 yük durumu için özgül yakıt sarfiyatının atmosfer sıcaklığı ile değişimi



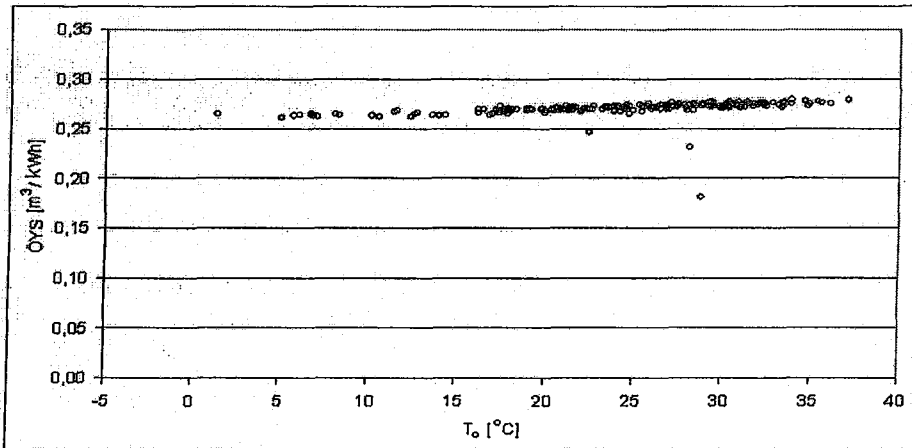
Şekil 4.23 Gaz türbini çevriminde %80 yük durumu için özgül yakıt sarfiyatının atmosfer sıcaklığı ile değişimi



Şekil 4.24 Gaz türbini çevriminde %90 yük durumu için özgül yakıt sarfiyatının atmosfer sıcaklığı ile değişimi



Şekil 4.25 Gaz türbini çevriminde %95 yük durumu için özgül yakıt sarfiyatının atmosfer sıcaklığı ile değişimi



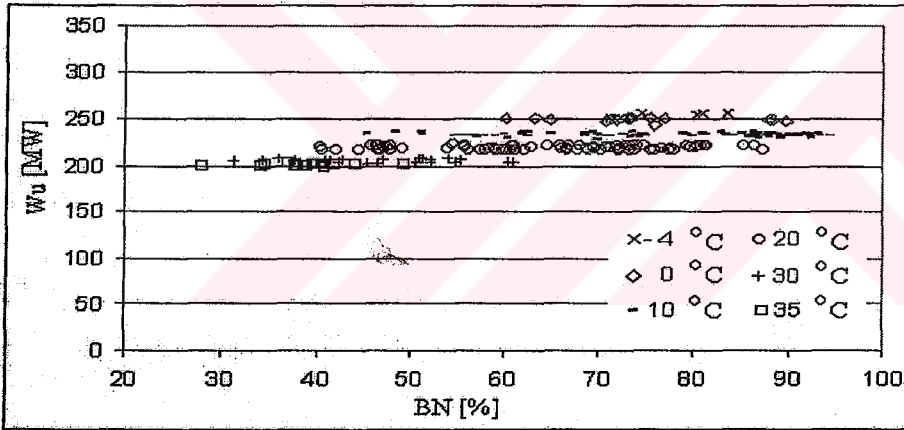
Şekil 4.26 Gaz türbini çevriminde %100 yük durumu için özgül yakıt sarfiyatının atmosfer sıcaklığı ile değişimi

Gaz türbini çevrimi için verilen şekiller yük farklılıkları göz önüne alınarak incelendiğinde karşılaşılan bir diğer sonuçta, yük durumu arttıkça oluşan eğriler daha

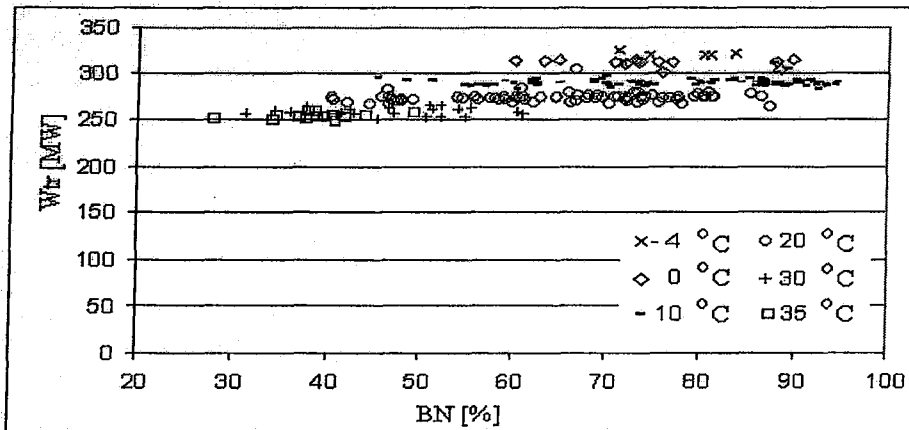
dar bir aralıkta sıralanmaktadır. Bu da sistemin yüksek yüklerde, düşük yüklerle nazaran daha kararlı olduğu hakkında fikir verebilir.

4.2.2 Atmosferik Hava Basıncı ve Bağlı Nemin Etkisi

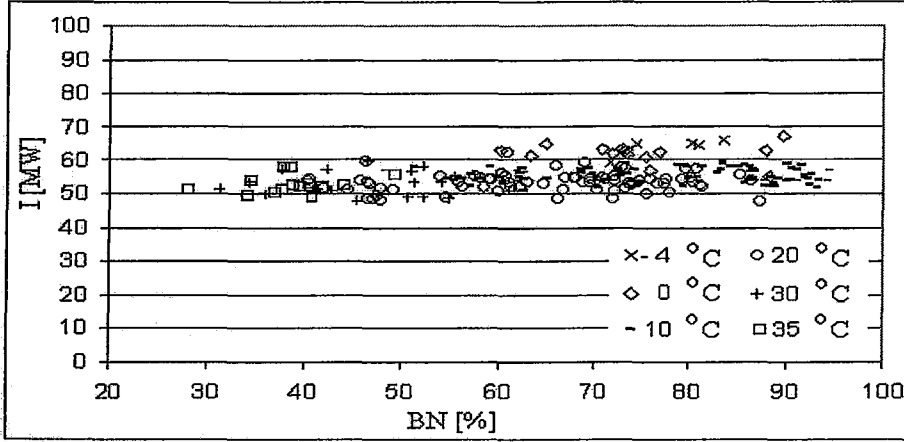
Bu bölümde atmosferik hava bağıl nemi ve basıncının gaz türbini çevriminde faydalı güç, tersinir güç ve birim zamandaki tersinmezlikler üzerine etkilerinin tespit edilmesi için yapılan analiz sonuçları sunulmuştur. Gaz türbini ünitesi, % 95 sabit yük ve atmosfer sıcaklığının -4, 0, 10, 20, 30, 35 °C olduğu durumlar için analiz edilmiş, atmosferik hava bağıl nemi ve basıncının değişimlerinin faydalı güç, tersinir güç, ve tersinmezlikler üzerine etkileri grafiklerle sunulmuştur. Analizlerde kullanılan atmosferik hava bağıl nem ve basınç değerleri, santralin kurulu olduğu bölgede, 13 aylık periyot için günün tek saatlerinde ölçülmüştür. Atmosferik hava bağıl nem değerlerinin ölçülen minimum değeri %28, maksimum değeri %95, atmosferik hava basıncının ölçülen minimum değeri 98.1 kPa, maksimum değeri ise 100.8 kPa'dır.



Şekil 4.27 Atmosferik hava bağıl nem değişiminin faydalı güç üzerine etkisi

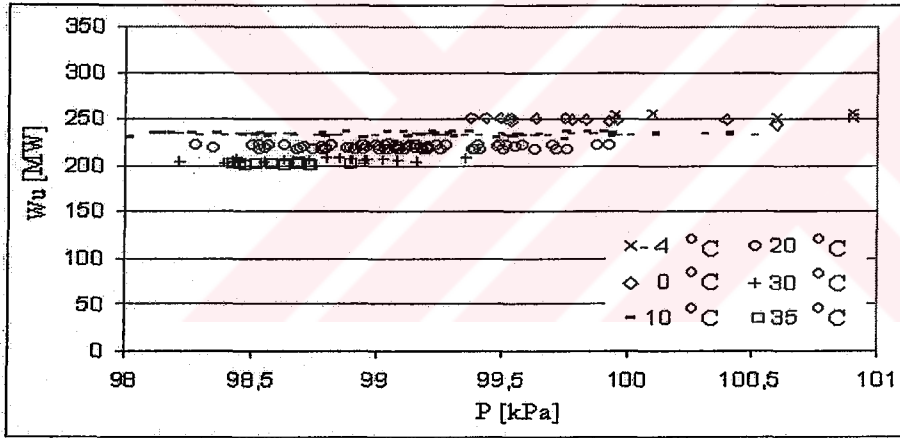


Şekil 4.28 Atmosferik hava bağıl nem değişiminin tersinir güç üzerine etkisi

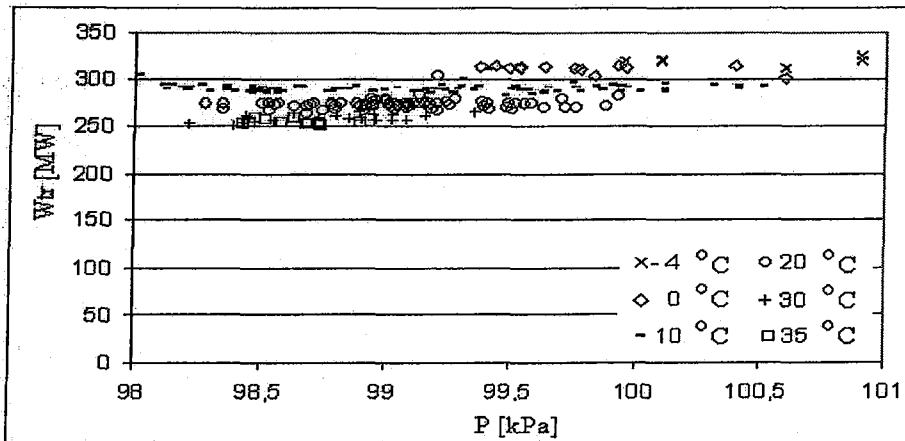


Şekil 4.29 Atmosferik hava bağıl nem değişiminin tersinmezlik üzerine etkisi

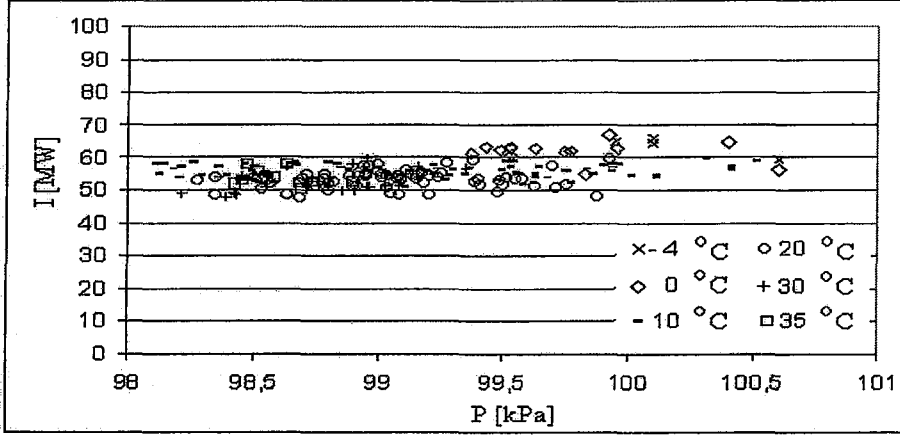
Şekil 4.27'den Şekil 4.29'a kadar bağıl nemin, farklı atmosfer sıcaklıklarında üniteye gerçekleşen faydalı güç, tersinir güç ve birim zamandaki tersinmezlikler üzerine etkisine yer verilmiştir. Grafiklerde de görüldüğü gibi, bağıl nemin artışı ile faydalı güç, tersinir güç ve tersinmezliklerdeki değişim ihmal edilebilecek seviyededir.



Şekil 4.30 Atmosferik hava basıncı değişiminin faydalı güç üzerine etkisi



Şekil 4.31 Atmosferik hava basıncı değişiminin tersinir güç üzerine etkisi



Şekil 4.32 Atmosferik hava basıncı değişiminin tersinmezlikler üzerine etkisi

Şekil 4.30'dan Şekil 4.32'ye kadar atmosfer basıncının, farklı sıcaklıklarda üniteye gerçekleşen faydalı güç, tersinir güç ve birim zamandaki tersinmezlikler üzerine etkisine yer verilmiştir. Grafiklerde de görüldüğü gibi, atmosferik hava basıncının artışı ile faydalı güç, tersinir güç ve tersinmezliklerdeki değişim ihmal edilebilecek seviyededir. Atmosferik hava bağıl nemi ve basıncı için elde edilen bu sonuçlar, Bhagava ve Meher-Homji (2002)'de elde edilen sonuçlarla uyum içerisindedir.

4.3 Buhar Türbini Ünitesinde İşletme Verileriyle Yapılan Analiz

Buhar türbini kısmında yapılan incelemeler sonucunda elde edilen bulgular doğrultusunda %70, %80, %90, %95 ve %100 yük durumları için, Şekil 4.33'den Şekil 4.37'ye kadar, Denklem (3.38) ve (3.40) yardımıyla hesaplanan tersinir güç ve faydalı gücün, Şekil 4.38'den Şekil 4.42'ye kadar, Denklem (3.40) yardımıyla hesaplanan birim zamandaki tersinmezliğin, Şekil 4.43'den Şekil 4.47'ye kadar, sırasıyla Denklem (3.41) ve (3.42) yardımıyla hesaplanan buhar türbini için ısı verim ve ikinci kanun verimlerinin, Şekil 4.48'den 4.52'ye kadar, Denklem (3.43) yardımıyla hesaplanan özgül yakıt sarfiyatının atmosfer sıcaklığıyla değişimi verilmiştir.

Tersinir güç ve faydalı gücün atmosfer sıcaklığına göre değişimlerinin verildiği ilk beş şekilden görüldüğü gibi, her ikisi de atmosfer sıcaklığının artmasıyla azalmaktadır. Şekil 4.33'de % 70 yük durumunda tersinir güç atmosfer sıcaklığının 0 °C olduğu durumda 330 MW civarında iken 25 °C de yaklaşık 290 MW a düşmektedir. Faydalı güç için de aynı şekilde atmosfer sıcaklığındaki artışla 20 MW civarında bir azalma olduğu görülebilir. Şekil 4.34'de % 80 yük durumunda tersinir güç atmosfer sıcaklığının 0 °C olduğu durumda 360 MW civarında iken 35 °C de yaklaşık 310 MW a

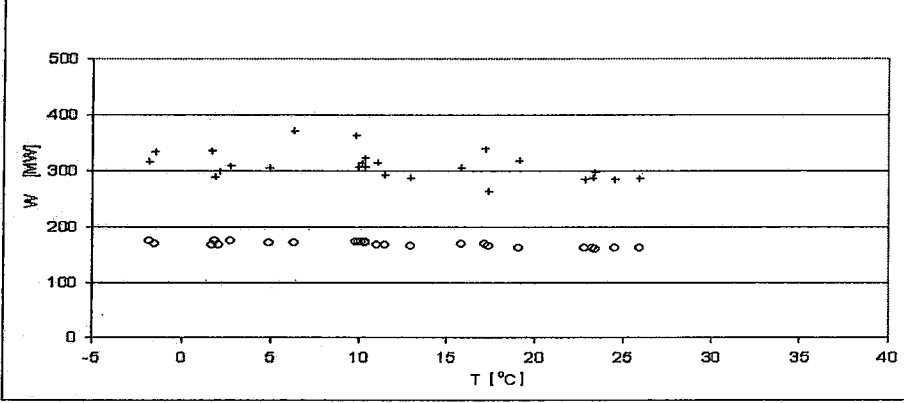
seviyelerine düşmektedir. Faydalı güç için de yine aynı şekilde atmosfer sıcaklığındaki artışla 30 MW civarında bir azalma olduğu görülebilir. Benzer şekilde Şekil 4.35’de tersinir güç yaklaşık 400 MW tan 340 MW seviyelerine faydalı güç ise yaklaşık 230 MW’tan 190-195 MW seviyelerine civarına düştüğü görülebilir. Ancak Şekil 4.36 ve 4.37’ye bakıldığında, atmosfer sıcaklığındaki artışla, tersinir güçteki azalma miktarı 100 MW seviyelerine çıkarken faydalı güçteki azalmanın 20-30 MW seviyelerine indiği görülebilir. Ayrıca tersinir gücün %70 yük durumunda ve 0 °C civarında 340 MW seviyelerinde iken yük arttıkça arttığı ve %100 yükte 400 MW’ın üzerine çıktığı görülebilir. Faydalı güç de %70 yükte 0 °C civarında 180 MW seviyelerinde iken yük arttıkça artmakta ve %100 yükte 220 MW’ın üzerine çıkmaktadır. %70 yük ve atmosfer sıcaklığının 25 °C olduğu durumda tersinir güç 290 MW, %100 yük durumunda ise 380 MW seviyelerinde olmaktadır. Faydalı güç de benzer şekilde atmosfer sıcaklığının 25 °C olduğu durumda %70 yük durumunda 180 MW civarında iken, %100 yük durumunda %22 oranında artarak 220 MW seviyelerine çıkmaktadır. Bu sonuçlardan, atmosfer sıcaklığı 0 °C olduğunda tersinir güç ile faydalı güç arasındaki fark, atmosfer sıcaklığı arttıkça bir miktar azalmaktadır. Diğer bir değişle tersinir güç, atmosfer sıcaklığının artmasıyla, faydalı güçten daha hızlı bir şekilde azalmaktadır.

Ayrıca Şekil 4.37’den işletme verileri kullanılarak yapılan analizlerden elde edilen sonuçların, dizayn değeri kullanılarak yapılan analizle elde edilen sonuçlar ile uyum içerisinde olduğu görülebilir.

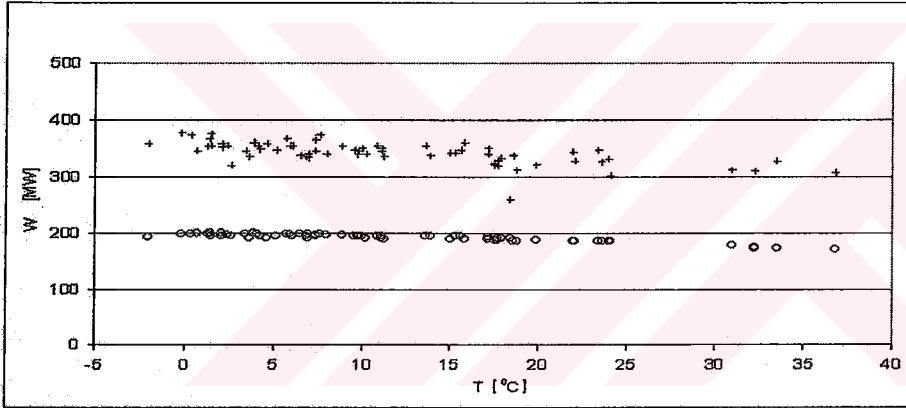
Şekil 4.38 ile Şekil 4.44 arasında verilen grafiklerde sistemde oluşan tersinmezliğin atmosfer sıcaklığı ile değişimi değişik yük durumları için verilmiştir. Grafiklerde birim zamandaki tersinmezliğin atmosfer sıcaklığının artışıyla azaldığı görülebilir. Azalma trendinin en net görülebildiği %95 yük durumu incelendiğinde -5 °C civarında tersinmezliğin 200 MW civarında iken sıcaklığın 38 °C’ye çıkmasıyla %27 oranında azalarak 145 MW seviyelerine indiği görülmektedir. %100 yük durumunda işletme verileriyle ve dizayn değerleriyle yapılan analizler incelendiğinde, her iki analiz sonucunun da uyum içerisinde olduğu görülmektedir.

Şekil 4.43 ile Şekil 4.47 arasında verilen grafiklerde buhar türbini için farklı yük durumlarında birinci ve ikinci kanun verimlerinin atmosfer sıcaklığı ile değişimleri görülmektedir. Buhar türbininde ikinci kanun verimi atmosfer sıcaklığının artışıyla az da olsa bir miktar artış göstermektedir. Birinci kanun verimi ise sıcaklığın artmasıyla

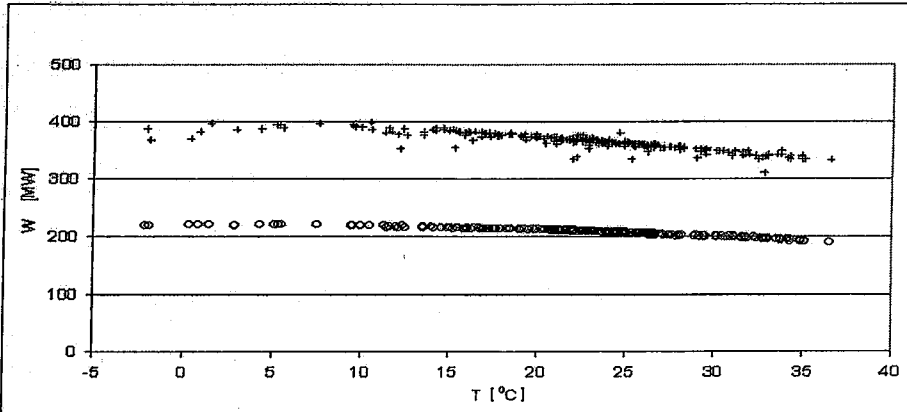
azalmaktadır. İkinci kanun veriminin atmosfer sıcaklığının yükselmesiyle artışının nedeni, tersinir gücün atmosfer sıcaklığının artmasıyla faydalı güçten daha hızlı azalmasıdır.



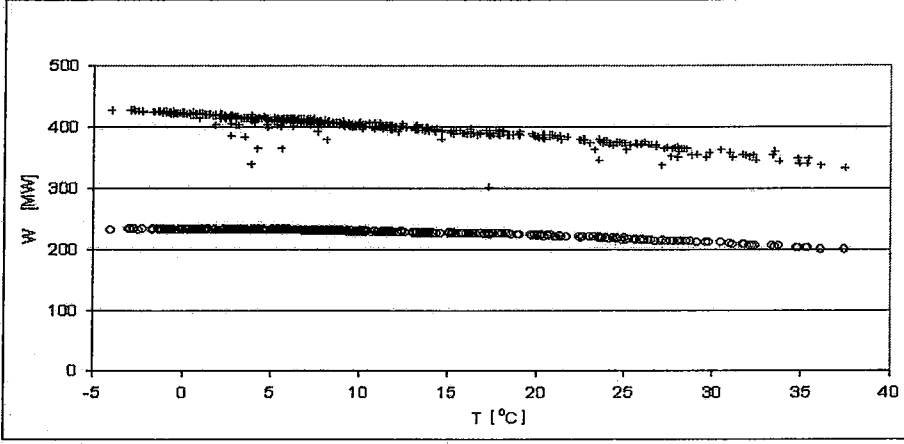
Şekil 4.33 BT'de %70 yük durumu için faydalı güç ve tersinir gücün atmosfer sıcaklığı ile değişimleri (+:Tersinir güç, o: Faydalı güç)



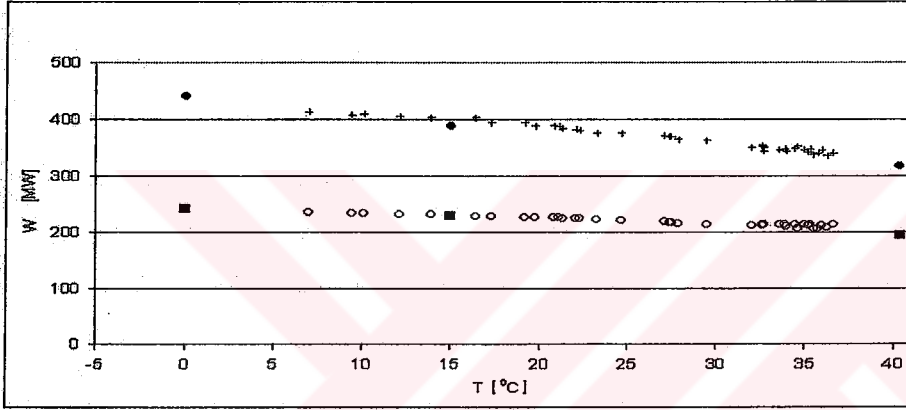
Şekil 4.34 BT'de %80 yük durumu için faydalı güç ve tersinir gücün atmosfer sıcaklığı ile değişimleri (+:Tersinir güç, o: Faydalı güç)



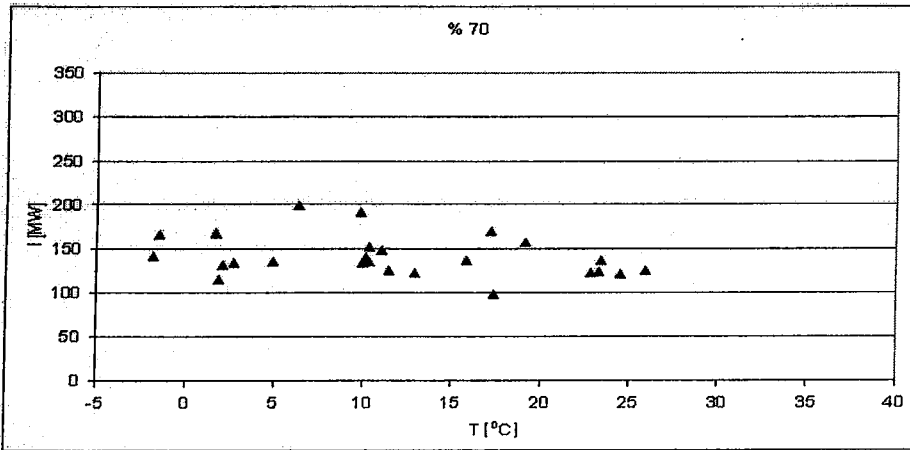
Şekil 4.35 BT'de %90 yük durumu için faydalı güç ve tersinir gücün atmosfer sıcaklığı ile değişimleri (+:Tersinir güç, o: Faydalı güç)



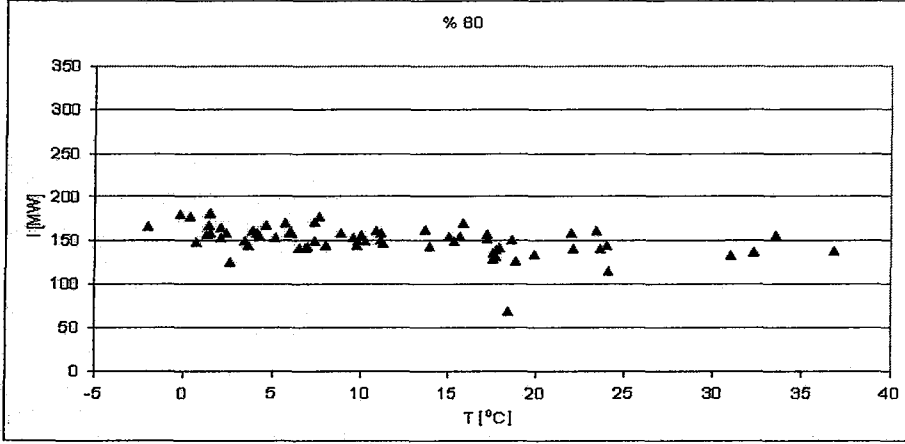
Şekil 4.36 BT'de %95 yük durumu için faydalı güç ve tersinir gücün atmosfer sıcaklığı ile değişimleri (+:Tersinir güç, o: Faydalı güç)



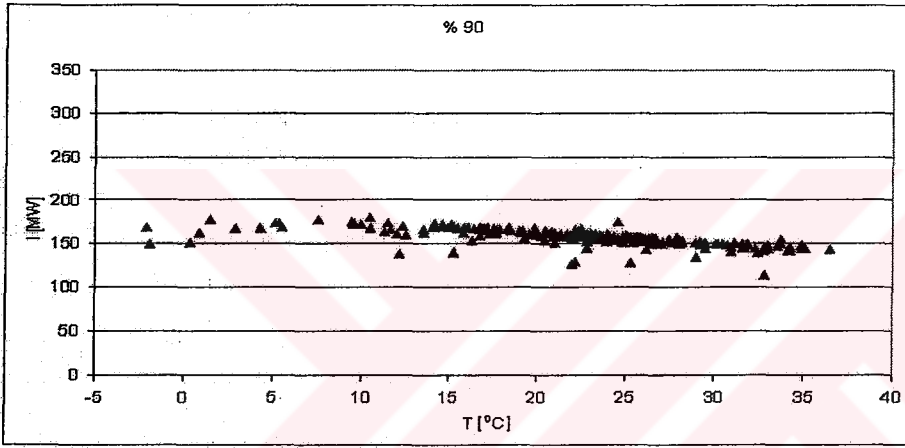
Şekil 4.37 BT'de %100 yük durumu için faydalı güç ve tersinir gücün atmosfer sıcaklığı ile değişimleri (+:Tersinir güç, •: Dizayn verileriyle yapılan analizlerle elde edilen tersinir güç, o: Faydalı güç, ■: Dizayn verileriyle yapılan analizlerle elde edilen faydalı güç)



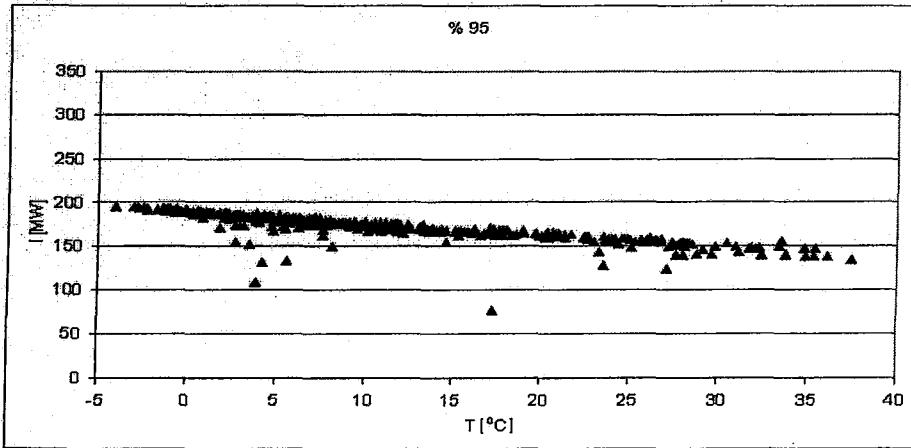
Şekil 4.38 Buhar türbini ünitesinde %70 yük durumu için tersinmezliğin atmosfer sıcaklığı ile değişimi



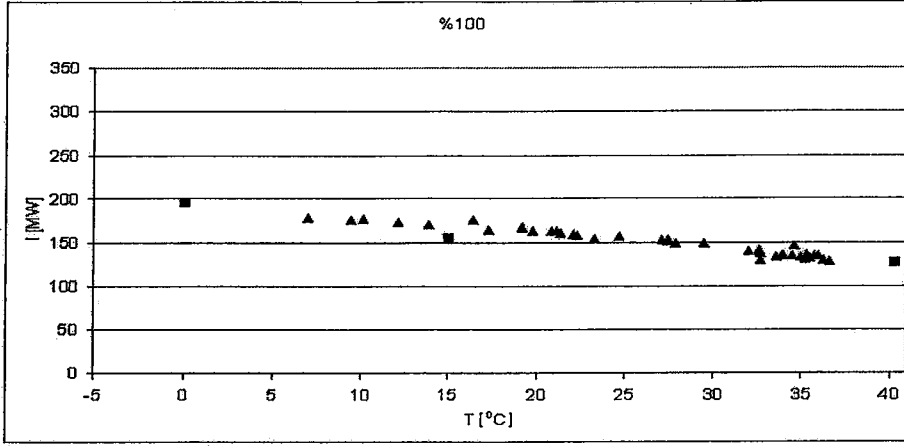
Şekil 4.39 Buhar türbini ünitesinde %80 yük durumu için tersinmezliğin atmosfer sıcaklığı ile değişimi



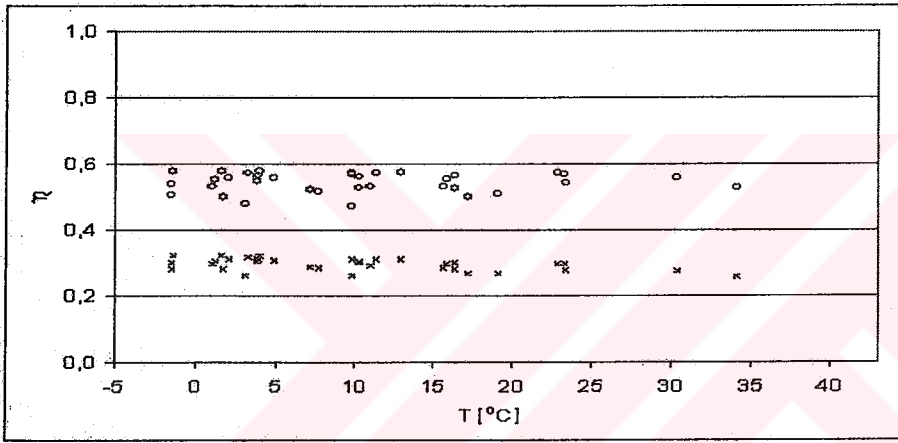
Şekil 4.40 Buhar türbini ünitesinde %90 yük durumu için tersinmezliğin atmosfer sıcaklığı ile değişimi



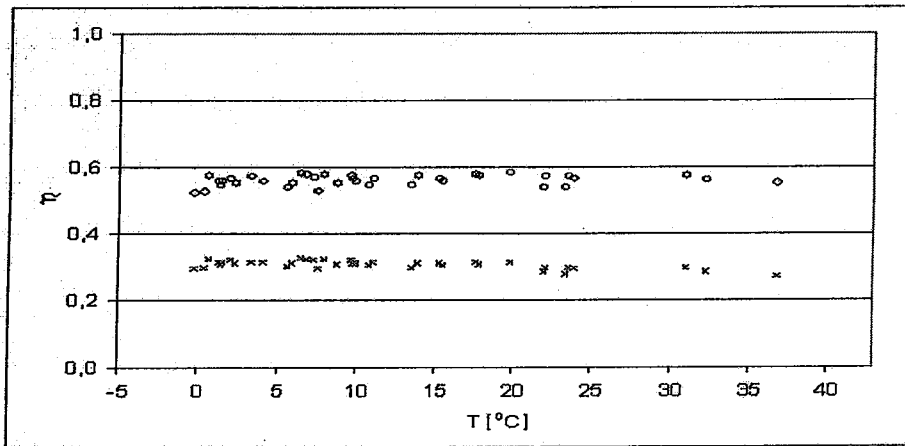
Şekil 4.41 Buhar türbini ünitesinde % 95 yük durumu için tersinmezliğin atmosfer sıcaklığı ile değişimi



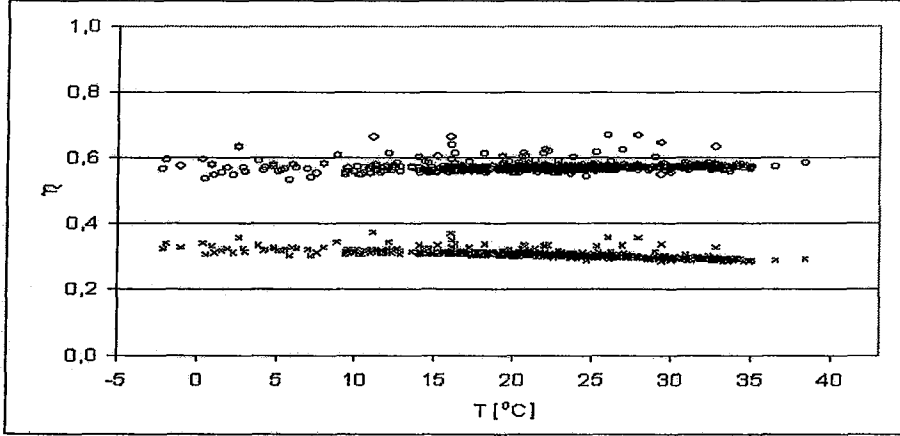
Şekil 4.42 Buhar türbini ünitesinde %100 yük durumu için tersinmezliğin atmosfer sıcaklığı ile değişimi (▲: Tersinmezlik, ■: Dizayn değerleriyle yapılan analizlerle elde edilen tersinmezlik)



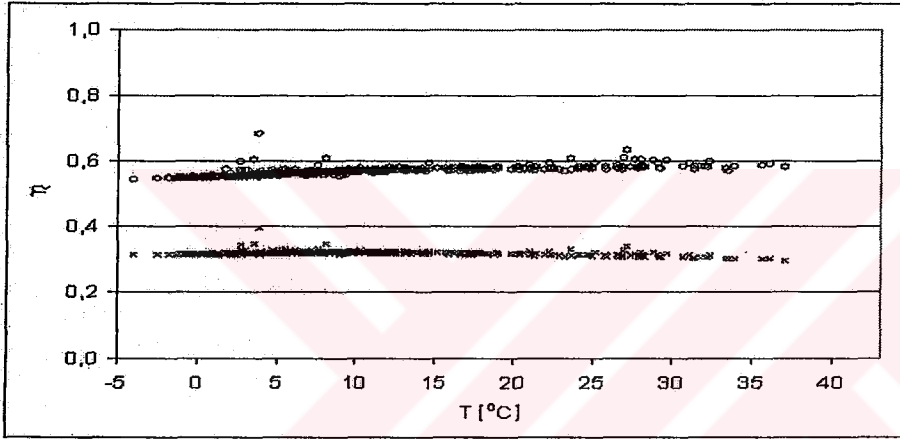
Şekil 4.43 Buhar türbini ünitesinde %70 yük durumu için η_I ve η_{II} verimlerinin atmosfer sıcaklığı ile değişimleri (x: Isıl verim, o: İkinci kanun verimi)



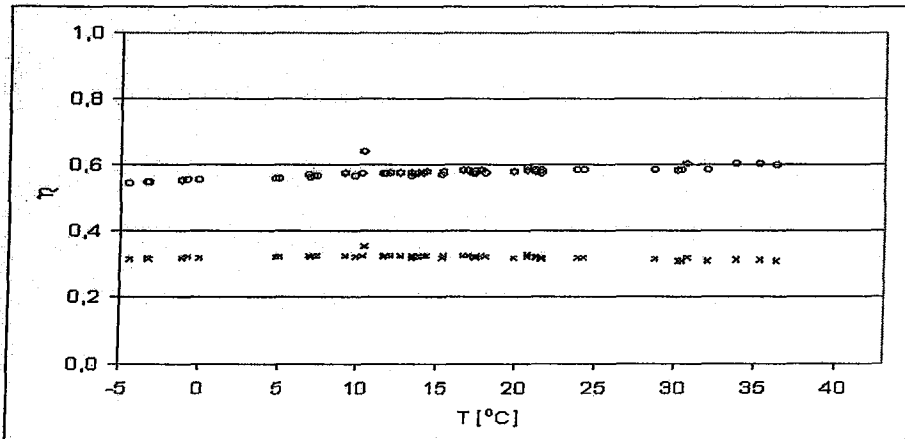
Şekil 4.44 Buhar türbini ünitesinde %80 yük durumu için η_I ve η_{II} verimlerinin atmosfer sıcaklığı ile değişimleri (x: Isıl verim, o: İkinci kanun verimi)



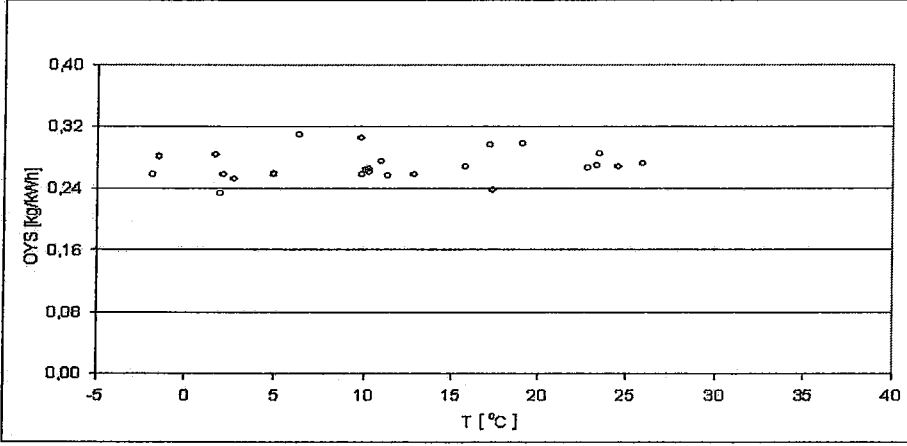
Şekil 4.45 Buhar türbini ünitesinde %90 yük durumu için η_I ve η_{II} verimlerinin atmosfer sıcaklığı ile değişimleri (x: Isıl verim, o: İkinci kanun verimi)



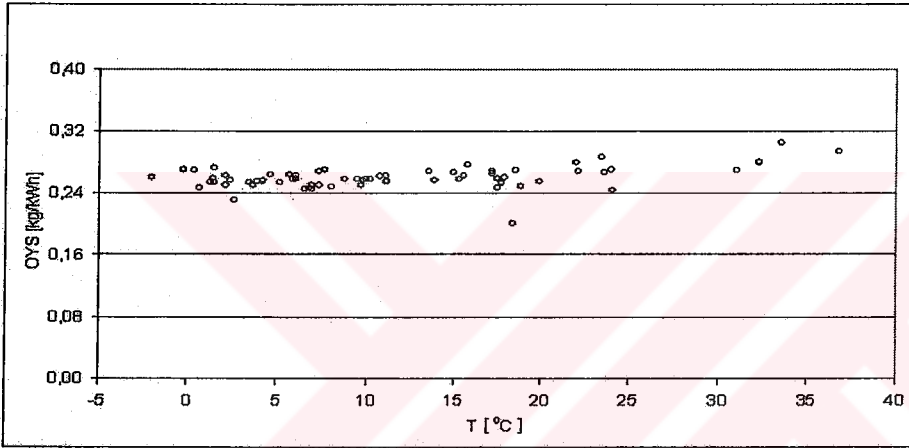
Şekil 4.46 Buhar türbini ünitesinde %95 yük durumu için η_I ve η_{II} verimlerinin atmosfer sıcaklığı ile değişimleri (x: Isıl verim, o: İkinci kanun verimi)



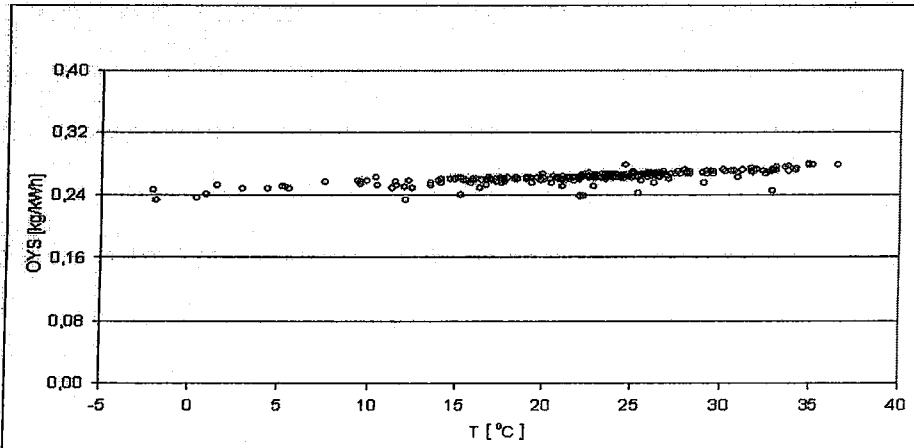
Şekil 4.47 Buhar türbini ünitesinde %100 yük durumu için η_I ve η_{II} verimlerinin atmosfer sıcaklığı ile değişimleri (x: Isıl verim, o: İkinci kanun verimi)



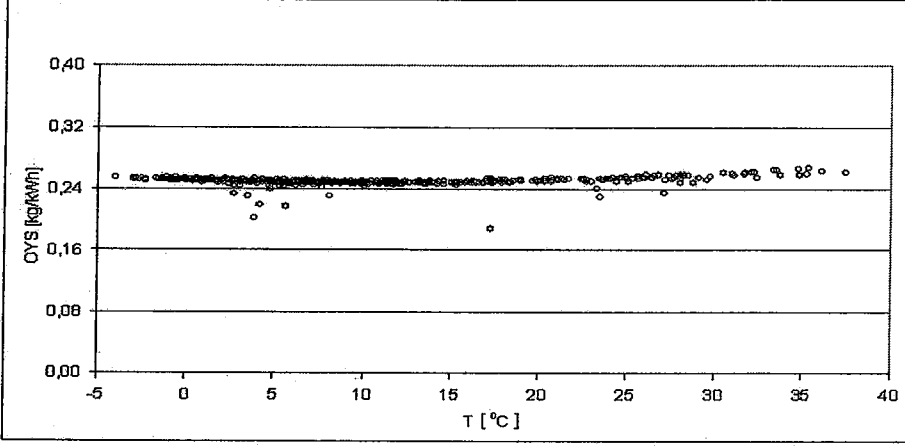
Şekil 4.48 Buhar türbini ünitesinde %70 yük durumu için ÖYS'nin atmosfer sıcaklığı ile değişimi



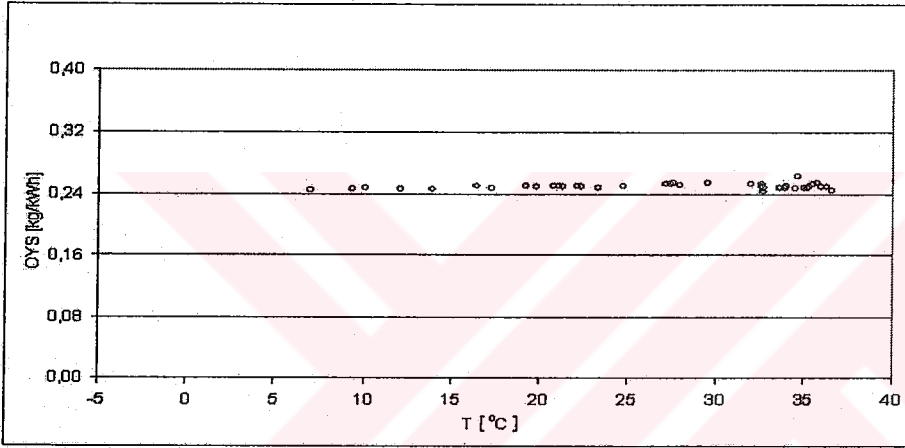
Şekil 4.49 Buhar türbini ünitesinde %80 yük durumu için ÖYS'nin atmosfer sıcaklığı ile değişimi



Şekil 4.50 Buhar türbini ünitesinde %90 yük durumu için ÖYS'nin atmosfer sıcaklığı ile değişimi



Şekil 4.51 Buhar türbini ünitesinde %95 yük durumu için ÖYS'nin atmosfer sıcaklığı ile değişimi



Şekil 4.52 Buhar türbini ünitesinde %100 yük durumu için ÖYS'nin atmosfer sıcaklığı ile değişimi

Şekil 4.48'den 4.52'ye kadar ÖYS'nin atmosfer sıcaklığının artmasıyla değişimini gösteren grafikler verilmiştir. Grafiklerin hepsinde, ÖYS'nin atmosfer sıcaklığının yükselmesiyle arttığı gözlenebilir. Şekil 4.48 ve 4.49'da 0 °C sıcaklıkta %70 ve %80 yük durumlarında ÖYS 0 °C'de 0.27 kg/kWh civarında iken 35 °C sıcaklıkta artarak 0.3 kg/kWh seviyelerine çıktığı görülmektedir. Grafikler incelendiğinde yük durumunun da ÖYS'yi etkilediği görülebilir. %70 yük durumunda ÖYS'nin atmosfer sıcaklığının ortalama 15 °C olduğu durumda 0.28 kg/kWh seviyelerinde iken, yüksek yüklerle çıkıldığında azalmakta ve %100 yük durumuna gelindiğinde 0.24 kg/kWh seviyesine kadar indiği görülmektedir. ÖYS'deki azalma buhar türbin-jeneratör ünitesinin birinci kanun verimi ile ters orantılıdır. Diğer bir değişle atmosfer sıcaklığının artmasıyla, buhar türbininde aynı elektrik gücünü üretmek için daha fazla

yakıt gerekmekte fakat yükün artmasıyla, aynı miktarda elektrik gücü üretmek için gereken yakıt miktarı azalmaktadır.

Bu çıkarımlar doğrultusunda, buhar türbininde, ÖYS'nin minimum olduğu noktanın en düşük sıcaklık ve en yüksek yük durumu olduğu sonucuna ulaşılır. Diğer bir deyişle atmosfer sıcaklığının düşük olduğu durumlarda santral eğer maksimum yükte çalıştırılırsa en az yakıtla buhar türbininde maksimum güç üretimi sağlanmış olur.

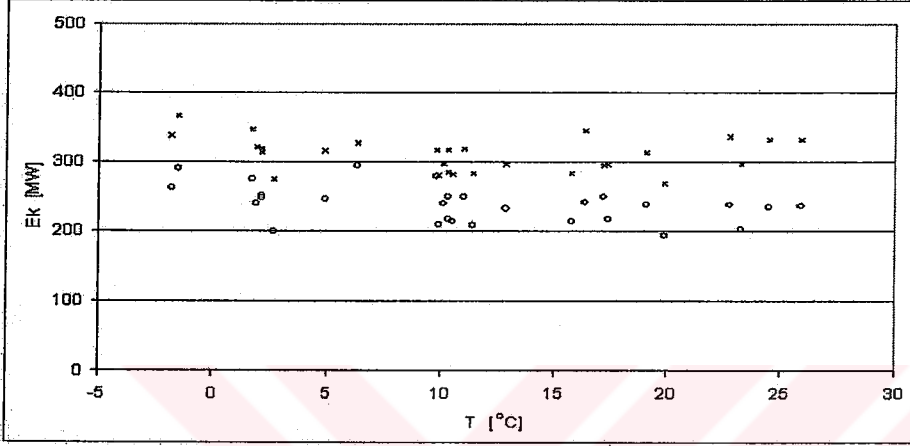
4.4 Buhar Kazanı Ünitesinde İşletme Verileriyle Yapılan Analiz

Buhar kazanı kısmında yapılan incelemeler sonucunda elde edilen bulgular doğrultusunda %70, %80, %90, %95 ve %100 yük durumları için, Şekil 4.53'ten Şekil 4.56'ya kadar, Denklem (3.28) yardımıyla hesaplanan, buhar kazanı giriş ve çıkış noktalarında ekserji akış miktarının, Şekil 4.58'den Şekil 4.62'ye kadar, Denklem (3.48) yardımıyla hesaplanan tersinmezliğin atmosfer sıcaklığıyla değişimi verilmiştir.

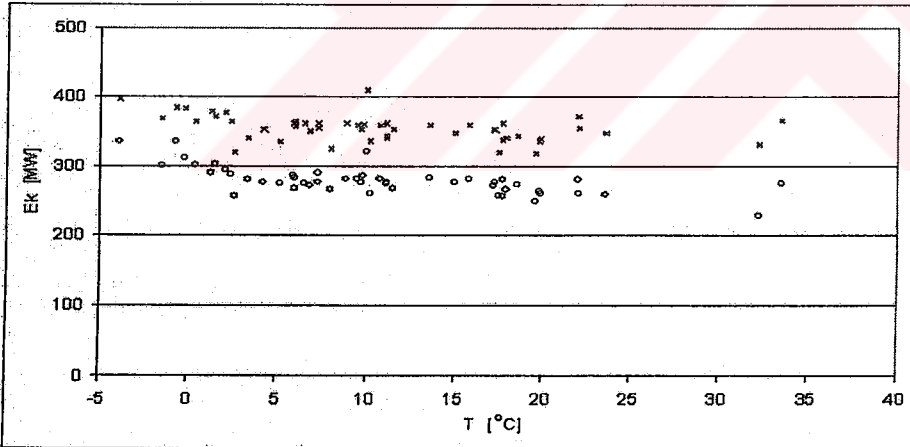
Şekillerden de görüldüğü gibi ekserji akış miktarları, giriş ve çıkış noktalarında atmosfer sıcaklığının artmasıyla azalmaktadır. Şekil 4.53'de % 70 yük durumunda giriş noktasındaki ekserji akış miktarı, atmosfer sıcaklığının 0 °C olduğu durumda 350 MW civarında iken 25 °C de yaklaşık 320 MW seviyelerine düşmektedir. Çıkış noktalarındaki ekserji akış miktarı için de aynı şekilde atmosfer sıcaklığındaki artışla %17 civarında bir azalma olduğu görülebilir. Şekil 4.54'de % 80 yük durumunda giriş noktasındaki ekserji akış miktarı atmosfer sıcaklığının 0 °C olduğu durumda 400 MW civarında iken 35 °C de yaklaşık 320 MW seviyelerine düşmektedir. Çıkış noktalarındaki ekserji akış miktarında da yine aynı şekilde 0 °C'de 300 MW seviyelerinde iken, atmosfer sıcaklığındaki 35 °C'lik artışla %18-%20 civarında azalma olduğu görülebilir. Benzer şekilde Şekil 4.55, 4.56 ve 4.57'de giriş ve çıkış noktalarındaki ekserji akış miktarı azalmakta, %100 yük durumunda atmosfer sıcaklığının yaklaşık 40 °C artmasıyla giren ve çıkan ekserji akışı 0 °C'deki büyüklüğüne oranla %20 civarında azalmaktadır.

Buhar kazanlarında ekserji akışı büyük ölçüde gaz tarafı ekserji akışından etkilenmektedir. Diğer bir deyişle gaz türbininde atmosfer sıcaklığının artışı ile kompresörde sıkıştırma işi için birim zamanda harcanan işin artması, paralel olarak tersinmezlikleri arttırmakta, dolayısıyla buhar kazanı ünitesindeki ekserji akış miktarlarını da azaltmaktadır.

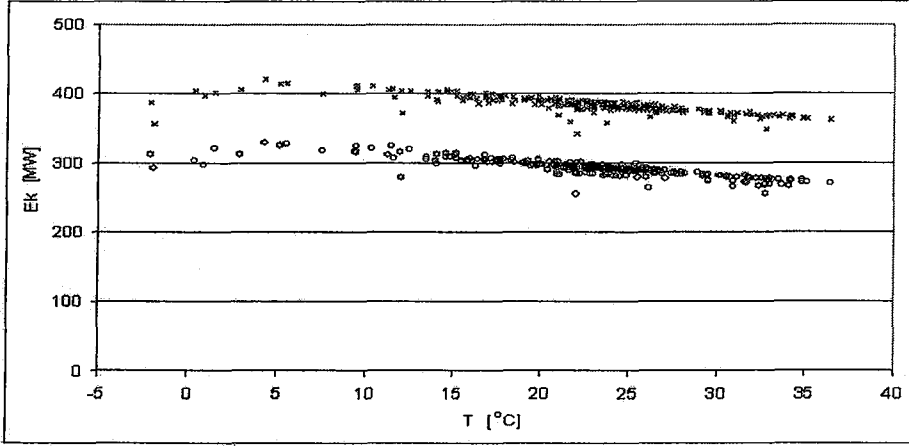
Ekserji akış miktarında dikkat edilmesi gereken bir nokta da yük arttıkça daha yüksek seviyelere çıkmasıdır. Şekil 4.53’de görüldüğü gibi buhar kazanı girişindeki ekserji akış miktarı toplamı atmosfer sıcaklığının 10 °C olduğu durumda 300 MW civarında iken Şekil 4.56’da 400 MW’ın üzerindedir. Açıkça görüldüğü gibi yük durumunun artışı, buhar kazanının giriş ve çıkış noktalarında ekserji akış miktarlarını da arttırmaktadır.



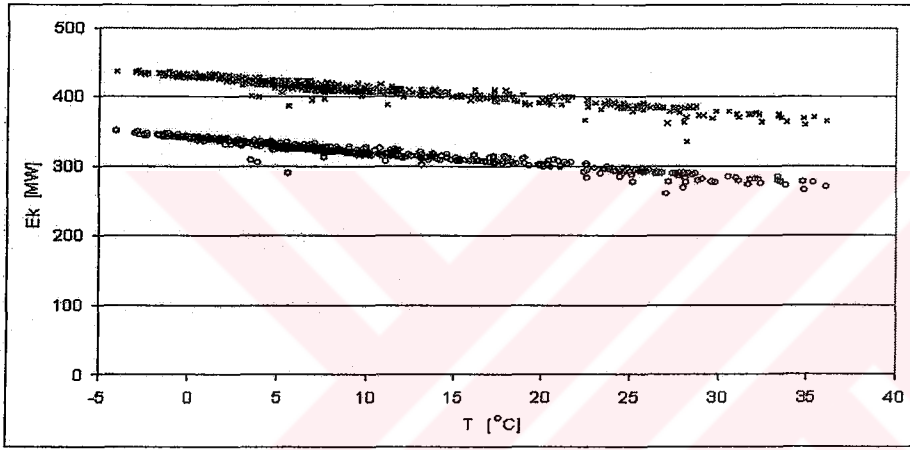
Şekil 4.53 %70 yük durumu için buhar kazanı giriş ve çıkışında toplam ekserji akış miktarlarının atmosfer sıcaklığı ile değişimi (x: Ekserji Giriş, o: Ekserji Çıkış)



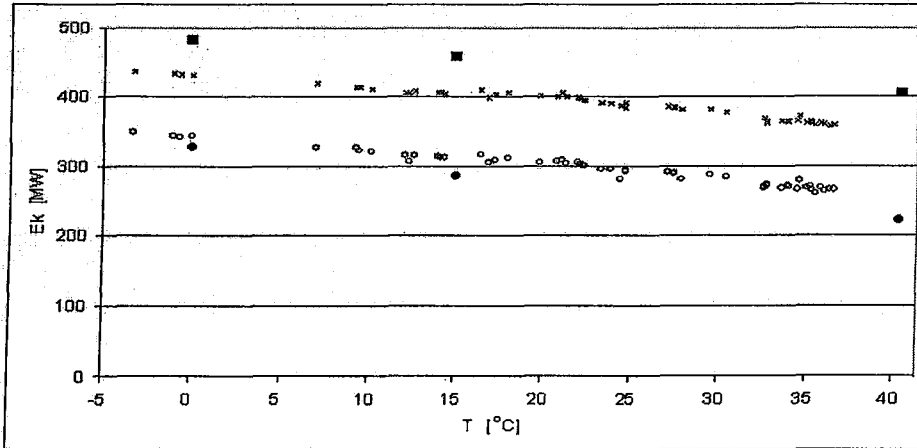
Şekil 4.54 %80 yük durumu için buhar kazanı giriş ve çıkışında toplam ekserji akış miktarlarının atmosfer sıcaklığı ile değişimi (x: Ekserji Giriş, o: Ekserji Çıkış)



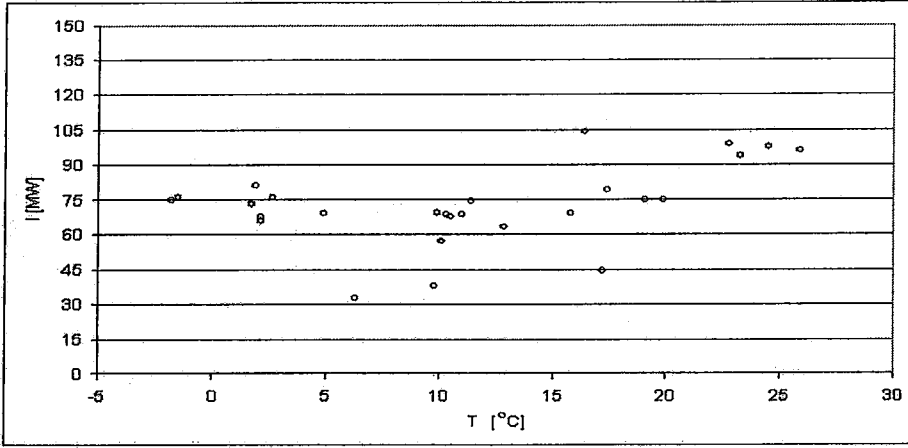
Şekil 4.55 %90 yük durumu için buhar kazanı giriş ve çıkışında toplam ekserji akış miktarlarının atmosfer sıcaklığı ile değişimi (x: Ekserji Giriş, o: Ekserji Çıkış)



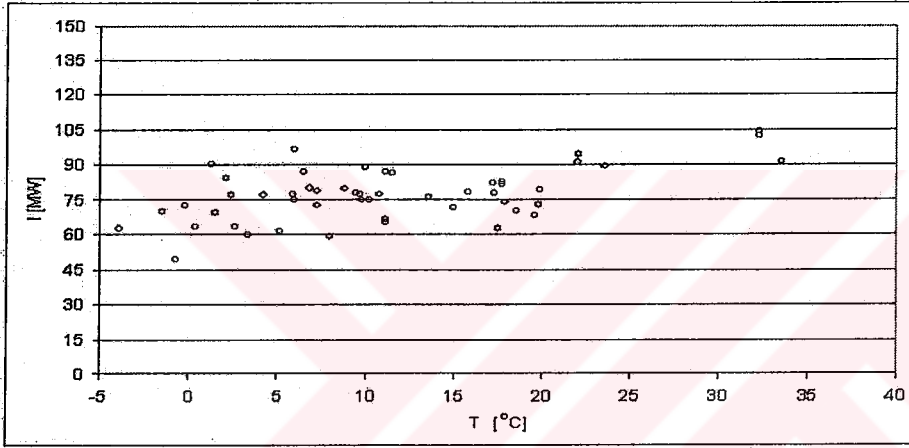
Şekil 4.56 %95 yük durumu için buhar kazanı giriş ve çıkışında toplam ekserji akış miktarlarının atmosfer sıcaklığı ile değişimi (x: Ekserji Giriş, o: Ekserji Çıkış)



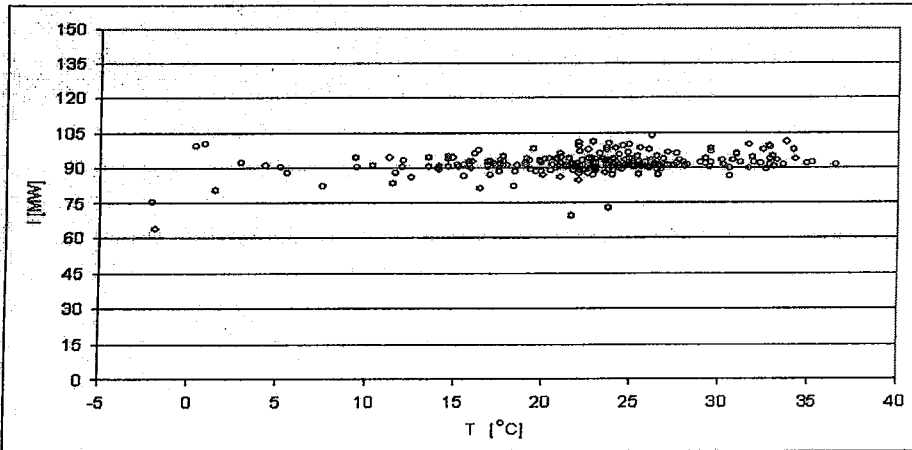
Şekil 4.57 %100 yük durumu için buhar kazanı giriş ve çıkışında toplam ekserji akış miktarlarının atmosfer sıcaklığı ile değişimi (x: Girişteki ekserji akış miktarı, ■: Girişte dizayn değerleriyle yapılan analizlerle elde edilen ekserji akış miktarı, o: Çıkış ekserji akış miktarı, ●: Çıkışta dizayn değerleriyle yapılan analizlerle elde edilen ekserji akış miktarı)



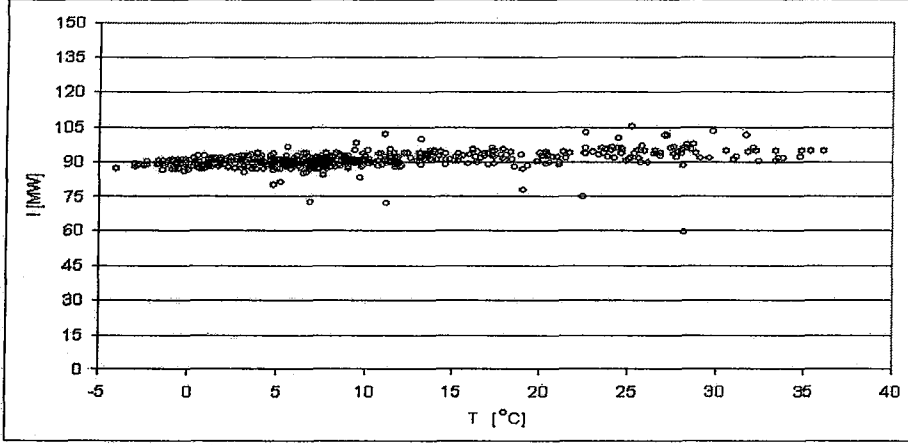
Şekil 4.58 %70 yükte durumu için buhar kazanında birim zamanda meydana gelen tersinmezliğin atmosfer sıcaklığı ile değişimi



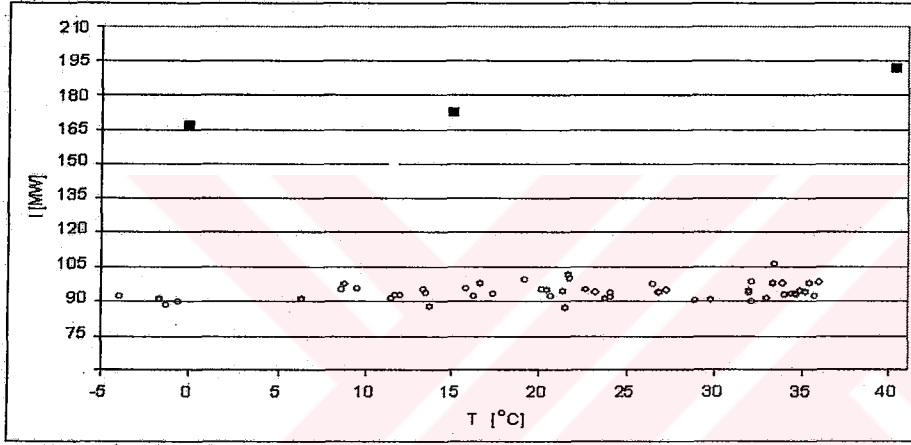
Şekil 4.59 %80 yük durumu için buhar kazanında birim zamanda meydana gelen tersinmezliğin atmosfer sıcaklığı ile değişimi



Şekil 4.60 %90 yük durumu için buhar kazanında birim zamanda meydana gelen tersinmezliğin atmosfer sıcaklığı ile değişimi



Şekil 4.61 %95 yük durumu için buhar kazanında birim zamanda meydana gelen tersinmezliğin atmosfer sıcaklığı ile değişimi



Şekil 4.62 %100 yük durumu için buhar kazanında birim zamanda meydana gelen tersinmezliğin atmosfer sıcaklığı ile değişimi (o: Tersinmezlik, ■: Dizayn değerleriyle yapılan analizlerle elde edilen tersinmezlik)

Şekil 4.58'den Şekil 4.62'ye kadar, %70, %80, %90, %95, %100 yük durumlarında, buhar kazanında tersinmezliğin atmosfer sıcaklığı ile değişimini veren grafikler görülmektedir.

Buhar kazanında ekserji akış miktarlarının atmosfer sıcaklığı ile değişimleri yorumlanırken, tersinmezlikleri de ne şekilde etkileyeceği açıklanmıştır. Şekil 4.58-4.62'den de görülebileceği gibi buhar kazanı ünitesinde tersinmezlikler atmosfer sıcaklığının artmasıyla artmaktadır. Bununla beraber yük durumu da buhar kazanında meydana gelen tersinmezlikleri artırmaktadır. %70 yük durumunda 75 MW seviyesi civarında görünen tersinmezlikler, yük arttıkça artmakta ve %100 yük durumunda 90 MW seviyesinin üzerine çıkmaktadır. Diğer yandan işletme verileri ve dizayn değerleriyle yapılan analizlerden elde edilen bulgulara göre tersinmezlikteki artış

trendleri uyum göstermektedir. Ancak işletme verileriyle elde edilen enerji ve ekserji akış miktarları buhar kazanı giriş noktasında 75 MW civarında daha az çıkmaktadır. Bunun sebebi prosese giren kütleli debinin, dolayısıyla giren ekserji hızının dizayn değerinden daha az olmasıdır. Çıkış noktasında ise işletme verileriyle elde edilen ekserji akış miktarı 20 MW daha fazla çıkmaktadır. Bunun sebebi de çıkıştaki egzoz gazları sıcaklık ve basıncının dizayn değerinden daha yüksek olması, diğer bir deyişle gaz tarafında dizaynda ön görülen ısı geçişinin sağlanamamasıdır. Ayrıca gaz tarafındaki kütleli debinin işletme değerinin dizayn değerinden 60 kg/s olması da, çıkışta işletme verileri ve dizayn verileri arasında 50 MW civarında farka neden olmaktadır. Dolayısıyla, oluşan bu farklılıklar, dizayn değerleri ve işletme verileriyle yapılan analizlerle elde edilen tersinmezlik değerleri arasındaki farkı da büyütmektedir.

Dizayn değerleri ve işletme verileriyle yapılan analiz sonuçlarındaki farklılığın daha kolay değerlendirilebilmesi için, Çizelge 4.6'da buhar kazanı ünitesi için giriş ve çıkış noktalarındaki enerji akış miktarları, Çizelge 4.7'de buhar kazanı ünitesi için giriş ve çıkış noktalarındaki ekserji akış miktarları verilmiştir.

Çizelge 4.6 Buhar kazanı ünitesi enerji akış miktarları

	Enerji akış miktarı [MW]								
	0 °C			15 °C			42 °C		
	İşletme	Dizayn	Fark	İşletme	Dizayn	Fark	İşletme	Dizayn	Fark
Gaz Tarafı G	398	421	23	373	398	25	336	366	30
Gaz Tarafı Ç	74	74	0	60	62	2	42	43	0
Fark (G-Ç)	324	347	23	313	336	23	294	323	30
HP G	40	39	-1	36	35	-1	29	27	-2
HP Ç	217	230	13	210	225	15	200	200	0
IP G	11	9	-2	9	8	-1	7	6	-1
IP Ç	52	46	-6	48	42	-6	43	36	-7
CRH G	241	246	5	232	237	5	214	219	5
CRH Ç	283	281	-2	272	272	0	253	258	5
Ön Is. G	25	31	6	15	19	4	9	9	0
Ön Is. Ç	60	75	15	50	58	8	35	40	5
Σ Buhar G	326	333	7	300	306	6	265	265	0
Σ Buhar Ç	656	675	19	621	636	15	567	567	0
Σ Buhar (G-Ç)	330	342	12	322	330	8	302	302	0
Σ HRSG G	724	754	30	673	704	31	601	631	30
Σ HRSG Ç	730	749	19	681	698	17	609	610	1
Σ HRSG (G-Ç)	-6	5	11	-9	6	15	-8	21	30

Çizelge 4.7 Buhar kazanı ünitesi ekserji akış miktarları

	Ekserji akış miktarı [MW]								
	0 °C			15 °C			42 °C		
	İşletme	Dizayn	Fark	İşletme	Dizayn	Fark	İşletme	Dizayn	Fark
Gaz Tarafı G	319	374	55	304	359	55	276	329	53
Gaz Tarafı Ç	67	43	-24	58	31	-27	28	12	-16
Fark (G-Ç)	252	331	79	246	328	82	248	316	68
HP G	9	8	-1	7	7	0	5	4	-1
HP Ç	103	110	7	95	103	8	84	84	0
IP G	2	2	-1	2	1	-1	1	1	0
IP Ç	22	19	-3	18	16	-2	15	12	-3
LP G	2	2	0	1	1	0	1	1	0
LP Ç	15	15	0	12	12	0	9	9	0
CRH G	99	102	3	88	93	5	74	76	2
CRH Ç	124	123	-1	111	113	2	95	96	1
Ön Is. G	1	3	2	1	1	0	0	0	0
Ön Is. Ç	12	15	3	9	10	1	5	5	0
Σ Buhar G	113	117	4	99	103	4	81	82	1
Σ Buhar Ç	276	282	7	245	254	9	208	206	-2
Σ Buhar (G-Ç)	162	165	2	146	151	5	127	124	-3
Σ HRS G	432	491	59	403	462	59	357	411	54
Σ HRS Ç	343	325	-17	303	282	-21	236	219	-18
Σ HRS (G-Ç)	90	166	76	100	180	80	121	192	71

4.5 Kondenser Ünitesinde İşletme Verileriyle Yapılan Analiz

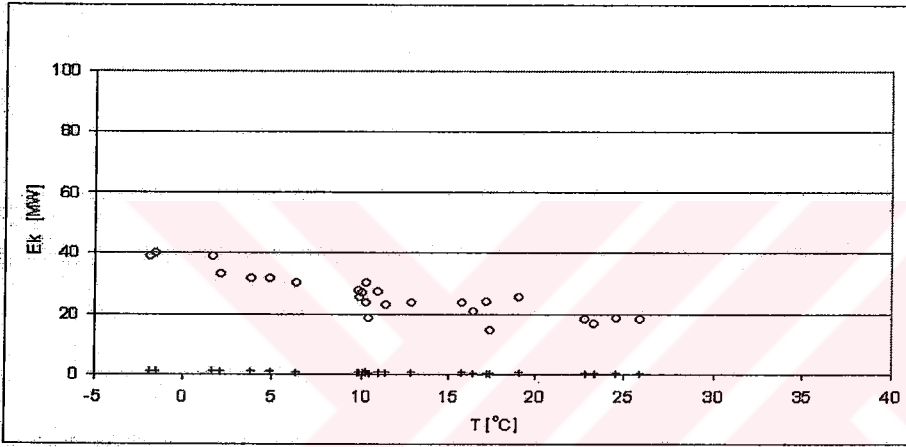
Kondenser kısmında yapılan incelemeler sonucunda elde edilen bulgular doğrultusunda %70, %80, %90, %95 ve %100 yük durumları için, Şekil 4.63'den Şekilden 4.67'ye kadar, Denklem (3.28) yardımıyla hesaplanan kondenser giriş ve çıkış noktalarında ekserji akış miktarlarının, Şekil 4.68'den Şekil 4.72'ye kadar, Denklem (3.48) yardımıyla hesaplanan birim zamanda meydana gelen tersinmezliğin atmosfer sıcaklığıyla değişimi verilmiştir.

Ekserji akış miktarlarının atmosfer sıcaklığına göre değişimlerinin verildiği ilk beş şekilden görüldüğü gibi, her ikisi de atmosfer sıcaklığının artmasıyla azalmaktadır. Ancak kondenser çıkışında akışkan özellikleri ölü durum şartlarına oldukça yakın olduğundan ihmal edilebilir seviyelerde kalmaktadır.

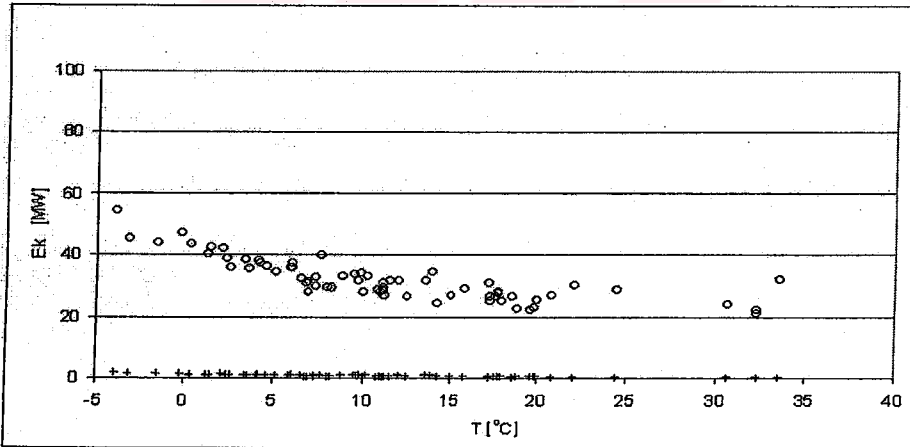
Şekil 4.63'de % 70 yük durumunda kondensere giriş noktasındaki ekserji akış miktarı atmosfer sıcaklığının 0 °C olduğu durumda 40 MW civarında iken 25 °C de yaklaşık 19-20 MW seviyelerine düşmektedir. Çıkış noktalarındaki ekserji akış miktarı için de aynı şekilde atmosfer sıcaklığındaki artışla azalmaktadır. Şekil 4.64'de % 80 yük

durumunda girişteki ekserji akış miktarı atmosfer sıcaklığının 0 °C olduğu durumda 45 MW civarında iken 35 °C de yaklaşık 20 MW seviyelerine düşmektedir. Benzer şekilde Şekil 4.65 4.66 ve 4.67’de giriş ve çıkış noktalarındaki ekserji akış miktarı azalmaktadır.

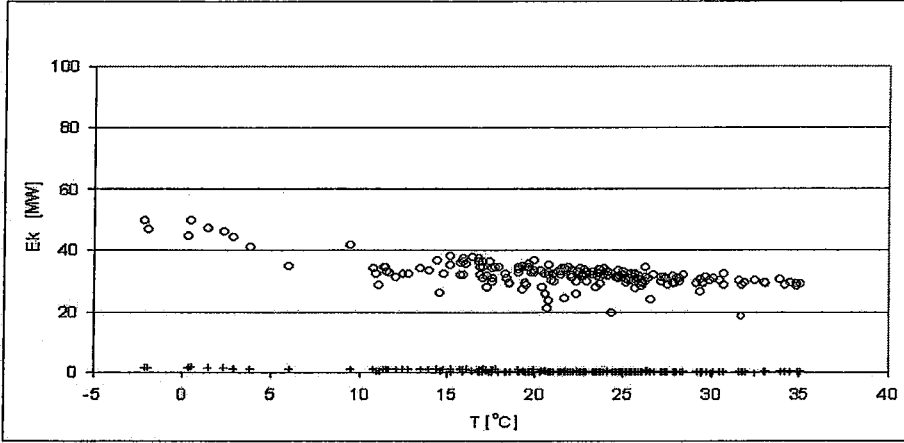
Yükteki artış da kondenserin giriş ve çıkış noktalarındaki ekserji akış miktarını etkilemektedir. Şekil 4.63’de %70 yükte atmosfer sıcaklığının 0 °C olduğu durumda giren ekserji 40 MW seviyelerinde iken Şekil 4.66 da %95 yükte bu seviyenin 50 MW’ın üzerine çıktığı görülmektedir. Ancak yine de kondenserdeki ekserji akış miktarları diğer ünitelerdeki ekserji akış miktarlarıyla karşılaştırıldığında oldukça düşük seviyelerde kalmaktadır.



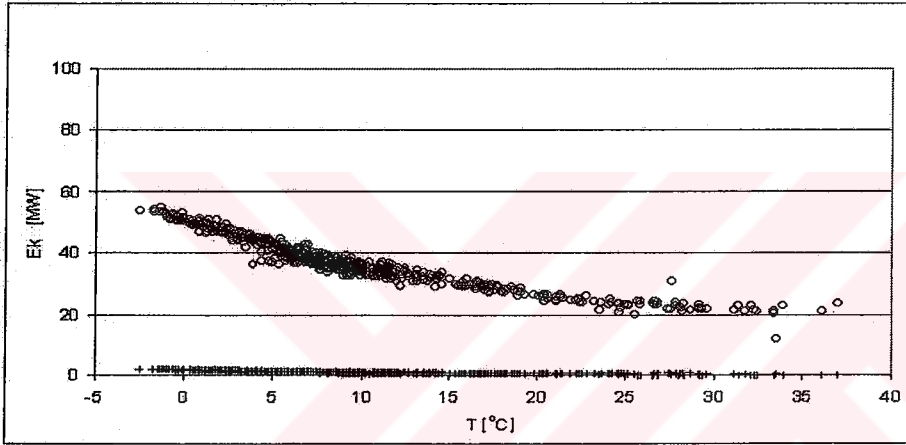
Şekil 4.63 %70 yük durumu için kondenserde ekserji akış miktarlarının atmosfer sıcaklığı ile değişimi (o: Ekserji giriş, +: Ekserji çıkış)



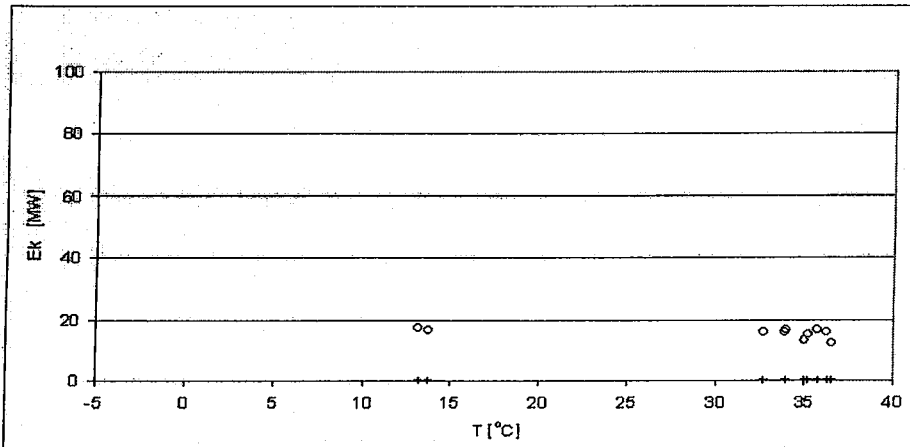
Şekil 4.64 %80 yük durumu için kondenserde ekserji akış miktarlarının atmosfer sıcaklığı ile değişimi (o: Ekserji giriş, +: Ekserji çıkış)



Şekil 4.65 %90 yük durumu için kondenserde ekserji akış miktarlarının atmosfer sıcaklığı ile değişimi (o: Ekserji giriş, +: Ekserji çıkış)



Şekil 4.66 %95 yük durumu için kondenserde ekserji akış miktarlarının atmosfer sıcaklığı ile değişimi (o: Ekserji giriş, +: Ekserji çıkış)

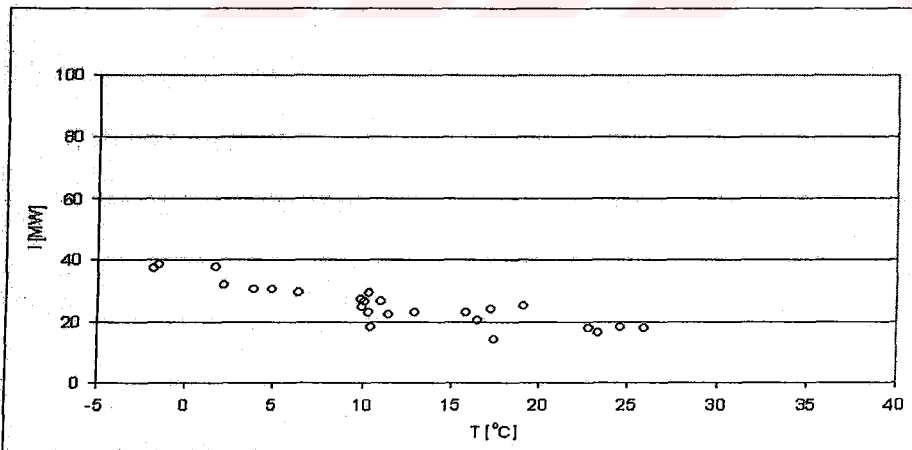


Şekil 4.67 %100 yük durumu için kondenserde ekserji akış miktarlarının atmosfer sıcaklığı ile değişimi (o: Ekserji giriş, +: Ekserji çıkış)

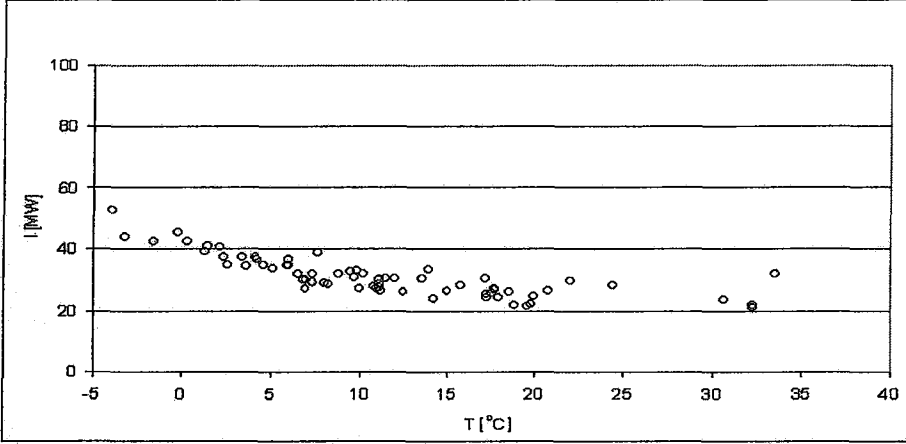
Şekil 4.68'den Şekil 4.72'ye kadar, %70, %80, %90, %95, %100 yük durumlarında, kondenserde birim zamanda meydana gelen tersinmezliğin atmosfer

sıcaklığı ile değişimini veren grafikler verilmiştir. Kondenser çıkışındaki ekserji akış miktarının ihmal edilebilir seviyelerde olduğundan, kondenser ünitesinde birim zamanda meydana gelen tersinmezlik, kondenser girişindeki ekserji akış miktarına oldukça yakın değerlerdedir. Şekil 4.68'de %70 yük durumunda tersinmezliğin 0 °C atmosfer sıcaklığında 40 MW seviyelerinde, 20 °C atmosfer sıcaklığında ise 20 MW seviyelerinde olduğu görülmektedir. Şekil 4.69'de % 80 yük durumunda 0 °C de tersinmezliğin 45 MW civarında 25 °C atmosfer sıcaklığında ise 25 MW seviyelerinde olduğu görülmektedir. Benzer şekilde Şekil 4.70, 4.71 ve 4.72'de tersinmezliğin 0 °C atmosfer sıcaklığında 55 MW seviyelerinden 35 °C sıcaklıkta 20 MW seviyelerine indiği görülmektedir.

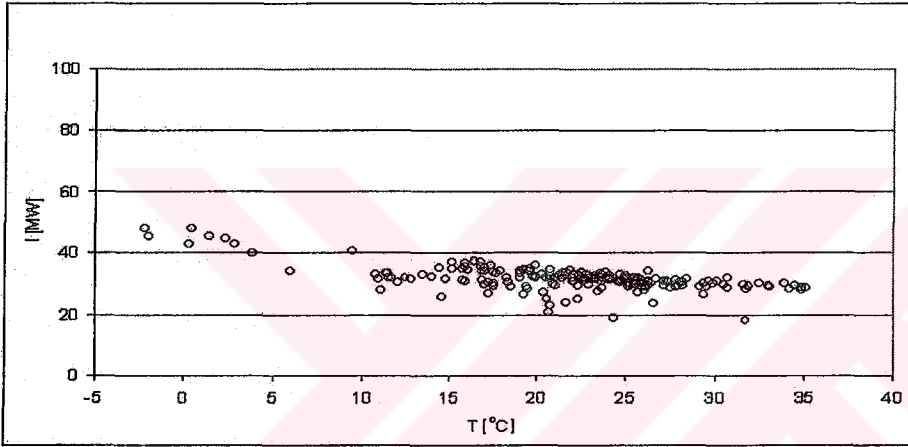
Kondenser ünitesinde birim zamandaki tersinmezlikte atmosfer sıcaklığının yükselmesiyle meydana gelen artış, 1400 MW gücündeki bir güç santrali için ihmal edilebilecek seviyelerdedir. %70 yük durumu ile % 90 yük durumu için belli bir atmosfer sıcaklığında tersinmezlikler arasındaki fark 5 MW ile 10 MW arasındadır ki bu değer anma gücü olan 1400 MW elektrik gücünün 1/140'ı kadardır. Diğer yandan kondenser girişindeki ekserji akış miktarı ve birim zamandaki tersinmezliğin en yüksek değerleri 50 MW seviyesidir ki bu seviyede santralin elektriksel gücünün % 3.6 sına karşılık gelmektedir. Dizayn değerleriyle elde edilen bulguların yer aldığı Şekil 4.72'ye bakıldığından her iki analiz bulgularının da uyum içerisinde olduğu görülmektedir.



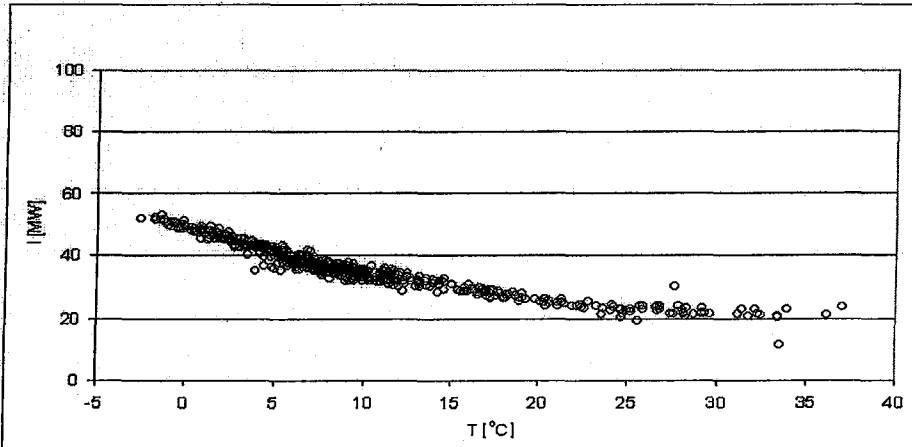
Şekil 4.68 %70 yük durumu için kondenser için birim zamanda meydana gelen tersinmezliğin atmosfer sıcaklığı ile değişimi



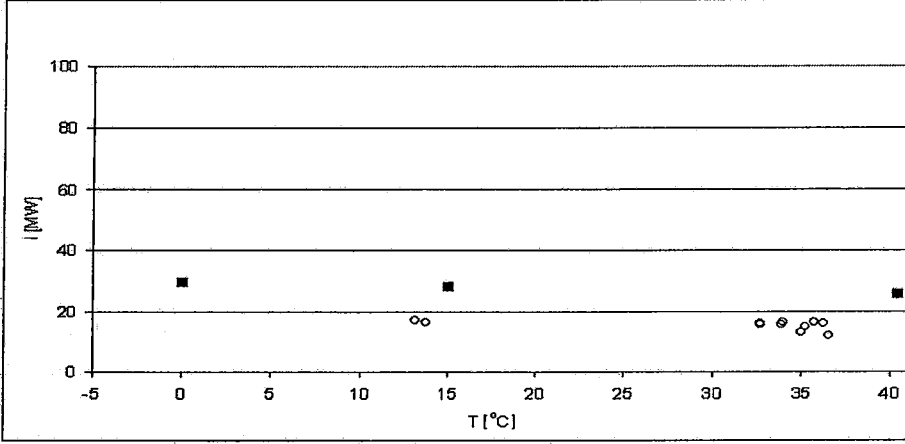
Şekil 4.69 %80 yük durumu için kondenser için birim zamanda meydana gelen tersinmezliğin atmosfer sıcaklığı ile değişimi



Şekil 4.70 %90 yük durumu için kondenser için birim zamanda meydana gelen tersinmezliğin atmosfer sıcaklığı ile değişimi



Şekil 4.71 %95 yük durumu için kondenser için birim zamanda meydana gelen tersinmezliğin atmosfer sıcaklığı ile değişimi



Şekil 4.72 %100 yük durumu için kondenser için birim zamanda meydana gelen tersinmezliğin atmosfer sıcaklığı ile değişimi (o: Tersinmezlik, ■: Dizayn değerleriyle yapılan analizlerle elde edilen tersinmezlik)

4.6 Pompalarda İşletme Verileriyle Yapılan Analiz

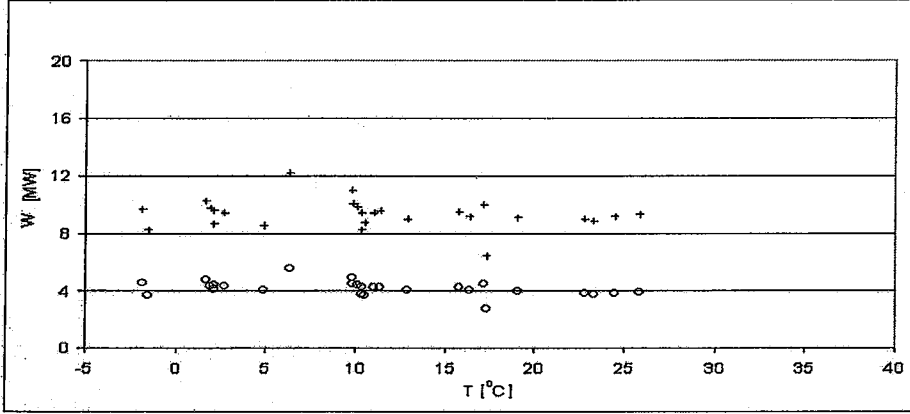
Pompa ünitesinde yapılan incelemeler sonucunda elde edilen bulgular doğrultusunda %70, %80, %90, %95 ve %100 yük durumları için, Şekil 4.73'den Şekilden 4.77'ye kadar, Denklem (3.44) yardımıyla hesaplanan birim zamanda pompaya verilen işin ve tersinir gücün, Şekil 4.78'den Şekil 4.82'ye kadar, Denklem (3.45) yardımıyla hesaplanan birim zamanda meydana gelen tersinmezliğin atmosfer sıcaklığıyla değişimi verilmiştir.

Şekil 4.74, 4.75, 4.76 ve 4.77 de görüldüğü gibi pompaya verilen güç ve pompadaki tersinir güç, atmosfer sıcaklığının artmasıyla azalmaktadır. Şekil 4.73'de 12 MW'ın altında kalan pompa gücü ve 4 MW civarında olan tersinir güç sıcaklığın 30 °C civarına çıkmasıyla 2-3 MW kadar azalmıştır. Diğer yandan Şekil 4.76 ve 4.77 incelendiğinde yük artışı, pompa gücü ve tersinir güçte artışa neden olmaktadır. %70 yük durumunda 12 MW'ın altında kalan pompa gücü %95 ve %100 yük durumlarında bu seviyenin üzerine çıkmaktadır.

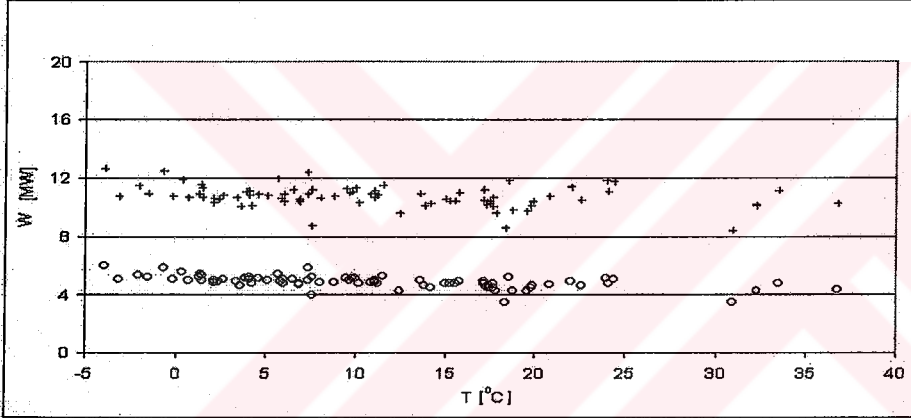
Şekil 4.78, 4.79, 4.90, 4.81 ve 4.82'de görüldüğü gibi pompada birim zamanda üretilen tersinmezlik, atmosfer sıcaklığının artmasıyla ihmal edilebilir seviyede artmaktadır. Bunun sebebi tersinir güç ve pompa güçlerinin atmosfer sıcaklığının artışıyla hemen hemen aynı oranda değişmesidir

Ancak yük değişimi için aynı ifadeyi kullanmak doğru olmaz. Şekil 4.78'de %70 yük durumunda pompa gücü 5 MW seviyelerindedir ve yükün artmasıyla 5 MW'ın

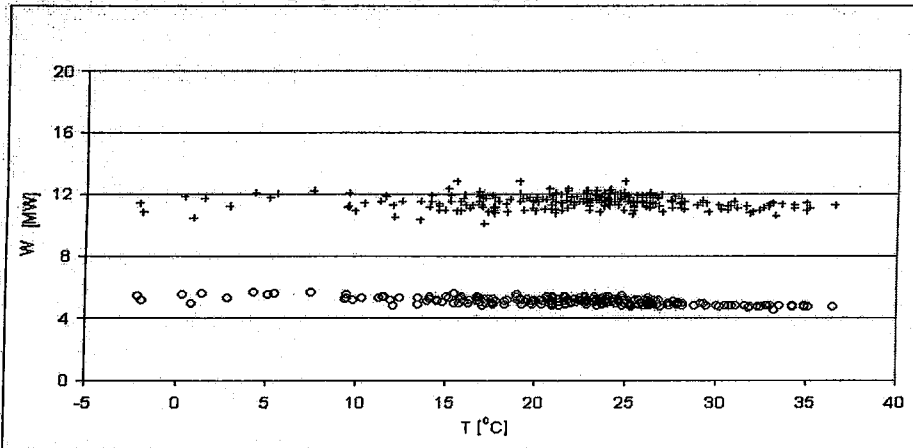
üzerine çıkmaktadır. Burada bahsedilen artış 2-3 MW seviyelerindedir ve sistemin geneline göre ihmal edilebilir seviyededir.



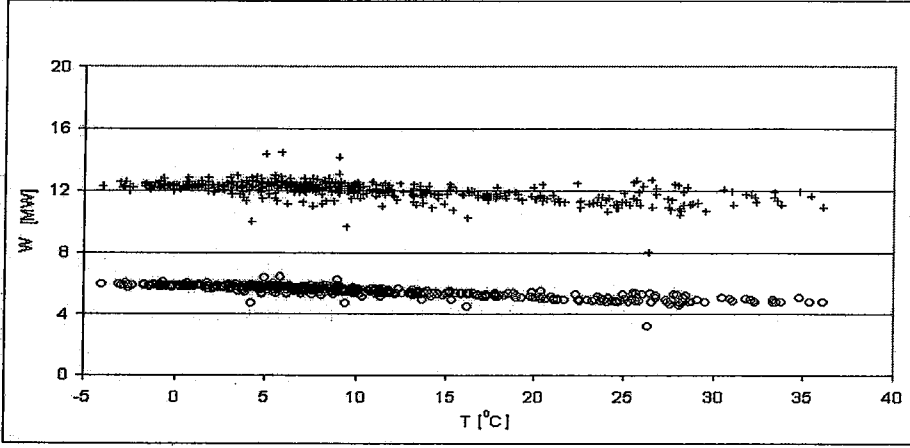
Şekil 4.73 %70 yük durumu için pompa gücü ve tersinir gücün atmosfer sıcaklığı ile değişimi (o: Tersinir güç, +: Faydalı güç)



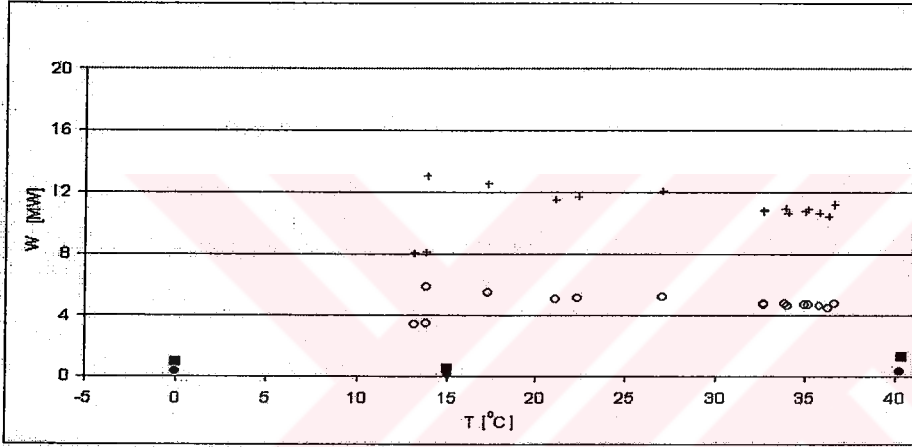
Şekil 4.74 %80 yük durumu için pompa gücü ve tersinir gücün atmosfer sıcaklığı ile değişimi (o: Tersinir güç, +: Faydalı güç)



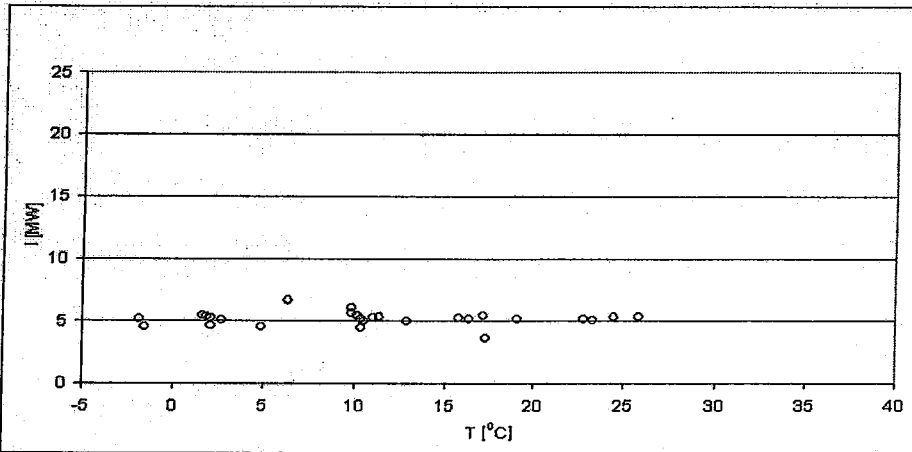
Şekil 4.75 %90 yük durumu için pompa gücü ve tersinir gücün atmosfer sıcaklığı ile değişimi (o: Tersinir güç, +: Faydalı güç)



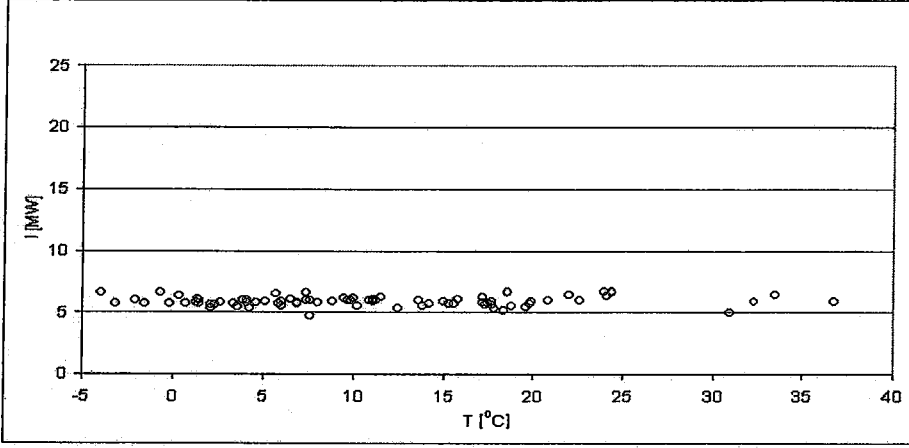
Şekil 4.76 %95 yük durumu için pompa gücü ve tersinir gücün atmosfer sıcaklığı ile değişimi (o: Tersinir güç, +: Faydalı güç)



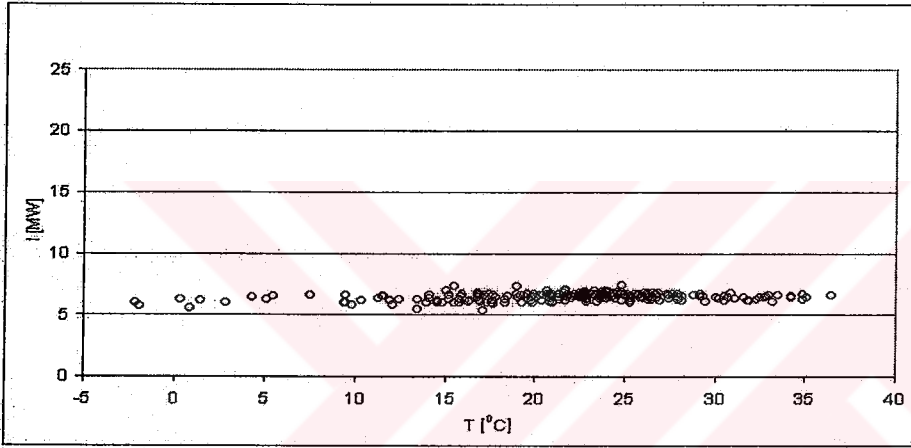
Şekil 4.77 %100 yük durumu için pompa gücü ve tersinir gücün atmosfer sıcaklığı ile değişimi (o: Tersinir güç, ●: Dizayn verileriyle yapılan analizlerle elde edilen tersinir güç, +: Pompa gücü, ■: Dizayn verileriyle yapılan analizlerle elde edilen pompa gücü)



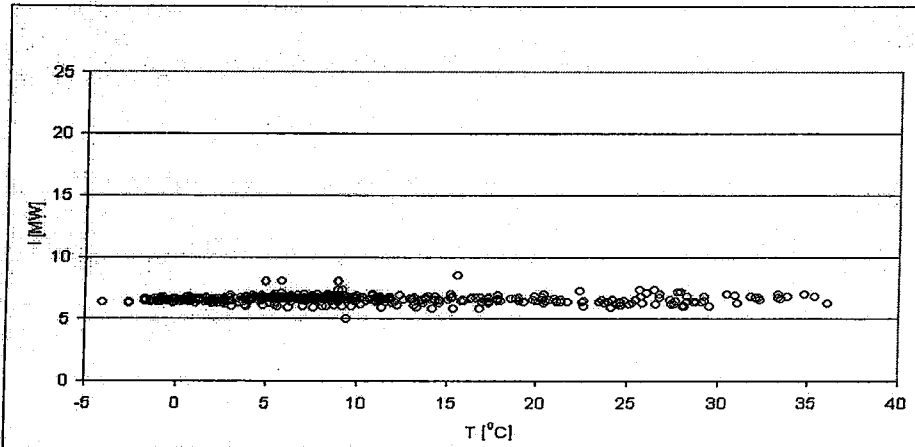
Şekil 4.78 %70 yük durumu için pompalarda birim zamanda meydana gelen tersinmezliğin atmosfer sıcaklığı ile değişimi



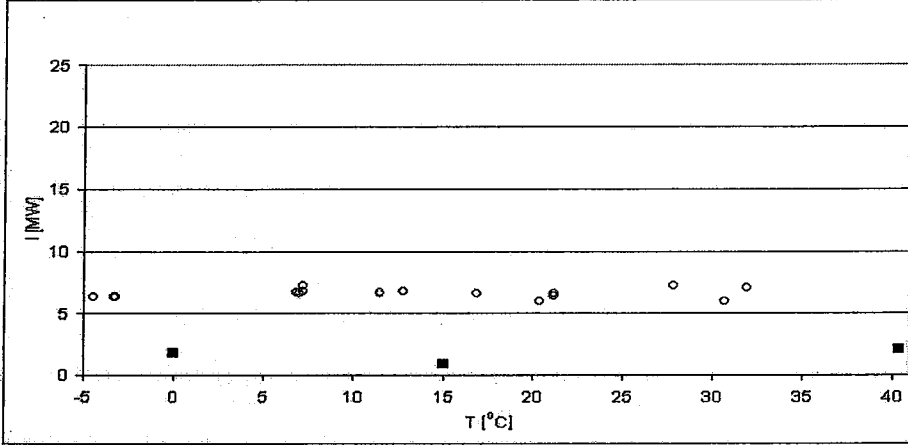
Şekil 4.79 %80 yük durumu için pompalarda birim zamanda meydana gelen tersinmezliğin atmosfer sıcaklığı ile değişimi



Şekil 4.80 %90 yük durumu için pompalarda birim zamanda meydana gelen tersinmezliğin atmosfer sıcaklığı ile değişimi



Şekil 4.81 %95 yük durumu için pompalarda birim zamanda meydana gelen tersinmezliğin atmosfer sıcaklığı ile değişimi



Şekil 4.82 %100 yük durumu için pompalarda birim zamanda meydana gelen tersinmezliğin atmosfer sıcaklığı ile değişimi (o: Tersinmezlik, ■: Dizayn değerleriyle yapılan analizlerle elde edilen tersinmezlik)

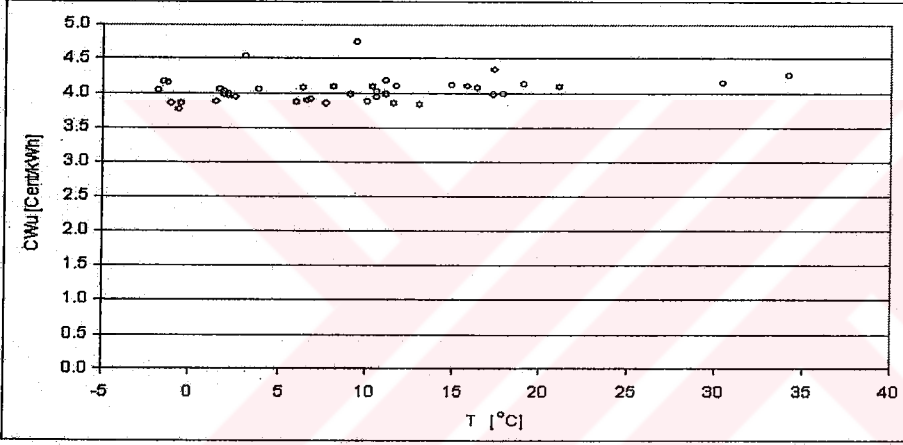
4.7 Ekonomik Analiz

Bu başlık altında %70, %80, %90, %95 ve %100 yük durumlarının her biri için gerçekleştirilen ekonomik analiz bulguları verilecektir. Şekil 4.83'den Şekil 4.87'ye kadar, Denklem (3.53) yardımıyla hesaplanan bir gaz türbin-jeneratör ünitesinde üretilen işin, Şekil 4.88'den Şekil 4.92'ye kadar iki gaz türbin-jeneratör ünitesi ve bir buhar türbin-jeneratör ünitesinde üretilen işin, Şekil 4.93'den Şekil 4.97'ye kadar, Denklem (3.52) yardımıyla hesaplanan gaz türbin-jeneratör ünitesinde üretilen tersinir gücün Şekil 4.98'den Şekil 4.102'ye kadar iki gaz türbin-jeneratör ünitesi ve bir buhar türbin-jeneratör ünitesinde üretilen tersinir gücün, Şekil 4.103'den Şekil 4.105'e kadar, Denklem (3.54) yardımıyla hesaplanan gaz türbin-jeneratör ünitesinde üretilen tersinmezliğin, Şekil 4.108'den Şekil 4.112'ye kadar iki gaz türbin-jeneratör ünitesi ve bir buhar türbin-jeneratör ünitesinde üretilen işin yakıta göre brüt maliyetleri verilmiştir. Bölüm 3'te de bahsedildiği gibi santral her biri iki gaz türbin-jeneratör ve bir buhar türbin-jeneratör grubundan oluşan iki ikiz bloktan meydana gelmektedir. Ekonomik analiz için bloklardan bir tanesi göz önüne alınmış ve yakıta göre maliyet analizi gerçekleştirilmiştir.

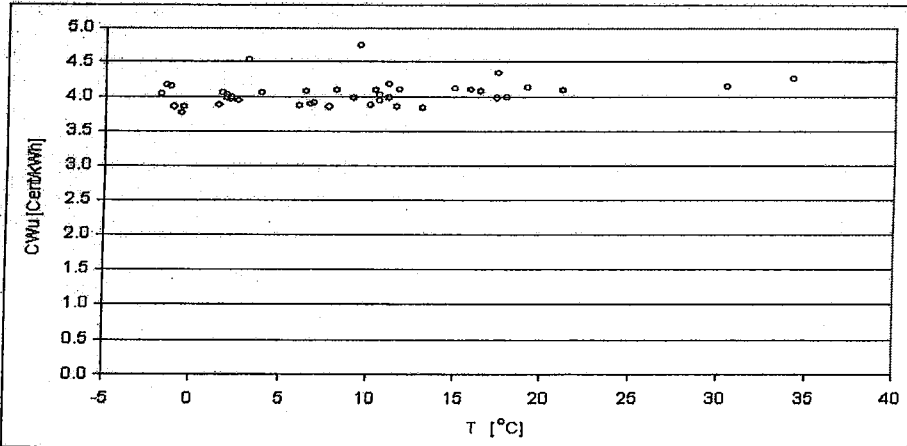
Şekil 4.83-4.87'den görüldüğü gibi bir gaz türbini için faydalı gücün maliyeti atmosfer sıcaklığının artması ile yükselmektedir. Şekil 4.83'de, atmosfer sıcaklığının 0 °C olduğu durumda faydalı gücün maliyetinin 4 Cent/kWh civarında iken sıcaklığın 35 °C'ye çıktığında maliyetin 4.3-4.4 Cent/kWh seviyelerine çıktığı görülebilir. Şekil 4.84'de ise atmosfer sıcaklığının 0 °C olduğu durumda faydalı gücün maliyeti 3.8-3.9

seviyelerinde iken atmosfer sıcaklığının 25 °C çıkmasıyla 4 Cent/kWh civarına yükselmiştir. Paralel olarak Şekil 4.85, 4.86 ve 4.87'de atmosfer sıcaklığının yükselmesiyle maliyetlerin arttığı görülmektedir. Bu artış gaz türbini için hesaplanan ÖYS ile paraleldir. Çünkü maliyet fonksiyonunun değişkeni ÖYS değeridir.

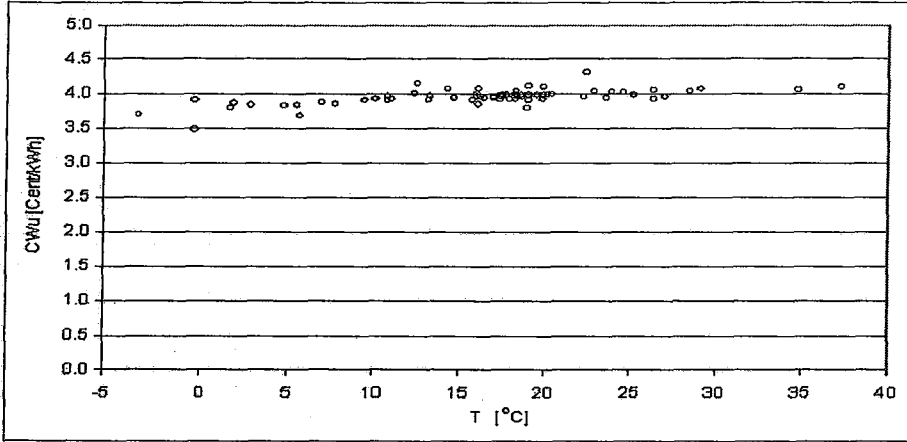
Yük durumundaki artış da gaz türbininde üretilen faydalı gücün maliyetini etkilemektedir. Şekil 4.83'de % 70 yük durumunda maliyetler 4 Cent/kWh in üzerinde çıkmakta ve bu değer atmosfer sıcaklığının 25 °C olduğu durumlarda 4.3-4.4 Cent seviyelerine çıkmaktadır. Ancak yük arttıkça maliyetlerin azaldığı ve % 100 yük durumunda, Şekil 4.87'de görüldüğü gibi, bütün yük durumlarında en yüksek maliyet noktasına ulaşılan atmosfer sıcaklığının en yüksek olduğu durumda dahi gaz türbininde üretilen faydalı gücün maliyeti 4 Cent/kWh civarındadır.



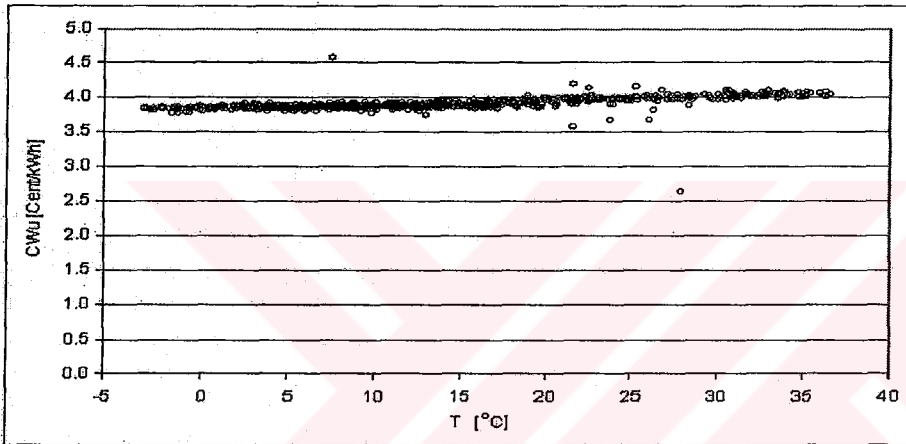
Şekil 4.83 %70 yük durumu için gaz türbini çevriminde üretilen faydalı gücün brüt maliyetinin atmosfer sıcaklığı ile değişimi



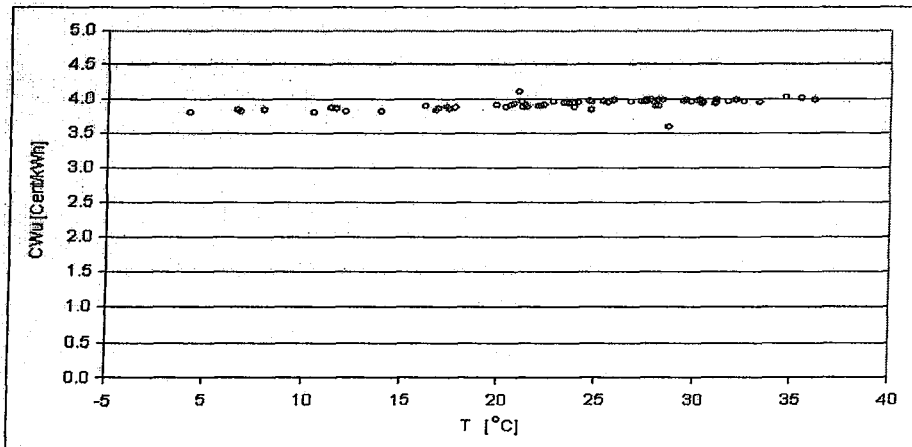
Şekil 4.84 %80 yük durumu için gaz türbini çevriminde üretilen faydalı gücün brüt maliyetinin atmosfer sıcaklığı ile değişimi



Şekil 4.85 %90 yük durumu için gaz türbini çevriminde üretilen faydalı gücün brüt maliyetinin atmosfer sıcaklığı ile değişimi



Şekil 4.86 %95 yük durumu için gaz türbini çevriminde üretilen faydalı gücün brüt maliyetinin atmosfer sıcaklığı ile değişimi

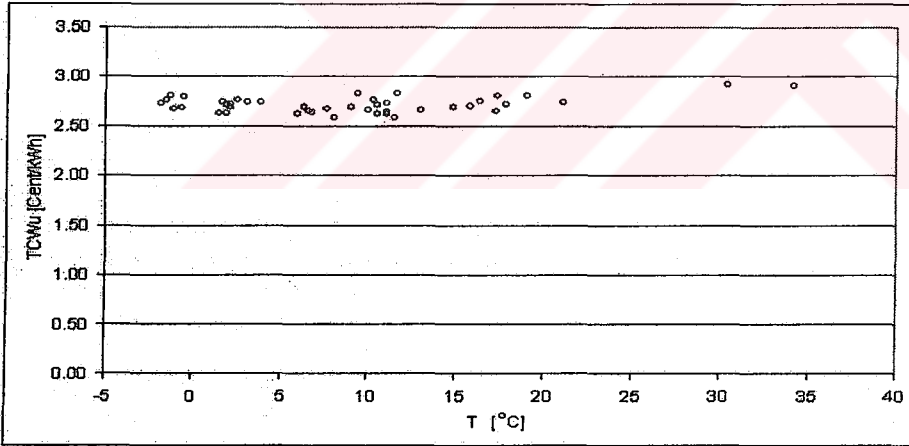


Şekil 4.87 %100 yük durumu için gaz türbini çevriminde üretilen faydalı gücün brüt maliyetinin atmosfer sıcaklığı ile değişimi

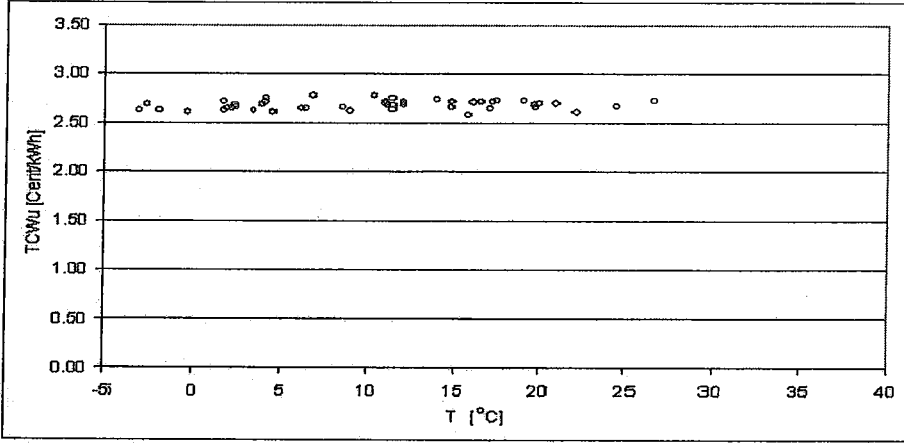
Şekil 4.88'den Şekil 4.92'ye kadar iki gaz türbini ve bir buhar türbininden müteşekkil bir bloktan elde edilen faydalı gücün yakıt cinsinden toplam brüt

maliyetlerini veren grafikler sunulmuştur. Grafiklerde görüldüğü gibi bir blokta üretilen faydalı gücün brüt maliyeti atmosfer sıcaklığının artması ile yükselmektedir. Şekil 4.88'de atmosfer sıcaklığının 0 °C olduğu durumda 2.8 Cent/kWh civarında iken atmosfer sıcaklığının 35 °C olduğu durumda 3 Cent/kWh seviyelerine çıkmaktadır. Şekil 4.89, 4.90, 4.91 ve 4.92'den de benzer şekilde toplam brüt maliyetin atmosfer sıcaklığının yükselmesiyle 0-2 Cent/kWh civarında arttığı görülebilir.

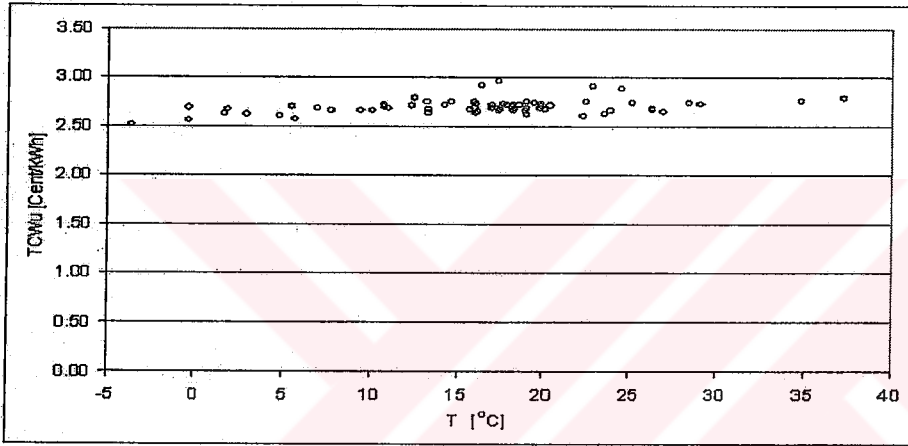
Yük durumundaki artış da bir blokta üretilen faydalı gücün maliyetini etkilemektedir. Şekil 4.88'de % 70 yük durumunda maliyetlerin en düşük değeri (atmosfer sıcaklığının en düşük olduğu durum) 2.8 Cent/kWh civarında, en yüksek değeri (atmosfer sıcaklığının en yüksek olduğu durum) 3 Cent/kWh civarında çıkmaktadır. Atmosfer sıcaklığının aynı kaldığı ancak yükün % 100'e çıktığı durumlarda, Şekil 4.92'den maksimum ve minimum değerlerin 2.6 ile 2.8 Cent/kWh civarında değiştiği görülür. Bu durumda santralin tam yükte çalışmaması toplam brüt maliyetlerin artması anlamına gelmektedir. Bir başka açıdan, faydalı gücün mümkün olan en az maliyetle üretimi, sistemin tam yükte çalıştığı ve atmosfer sıcaklığının en düşük olduğu durumlarda gerçekleştirmektedir.



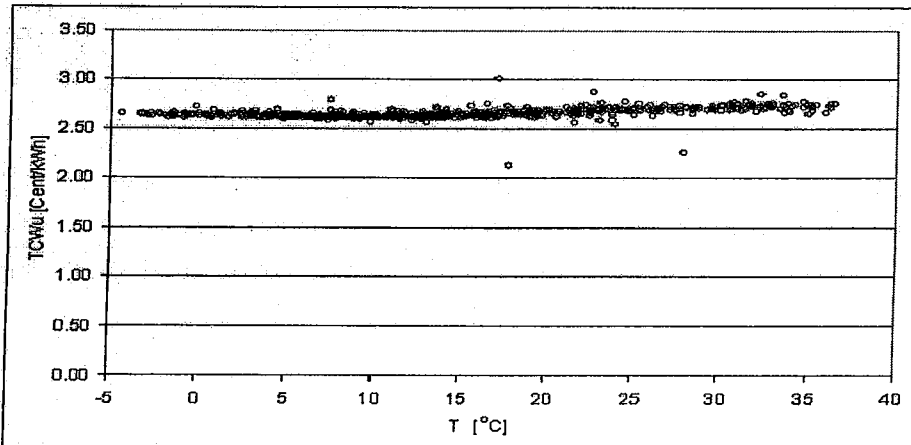
Şekil 4.88 %70 yük durumu için bir blokta üretilen faydalı gücün toplam brüt maliyetinin atmosfer sıcaklığı ile değişimi



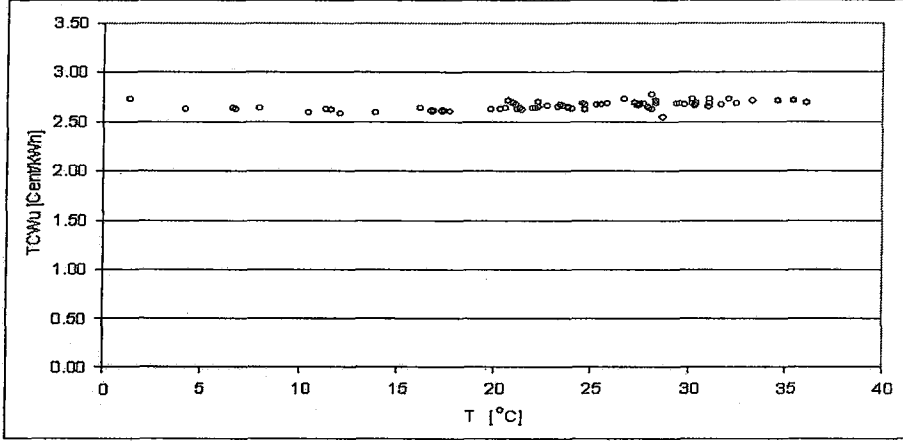
Şekil 4.89 %80 yük durumu için bir blokta üretilen faydalı gücün toplam brüt maliyetinin atmosfer sıcaklığı ile değişimi



Şekil 4.90 %90 yük durumu için bir blokta üretilen faydalı gücün toplam brüt maliyetinin atmosfer sıcaklığı ile değişimi

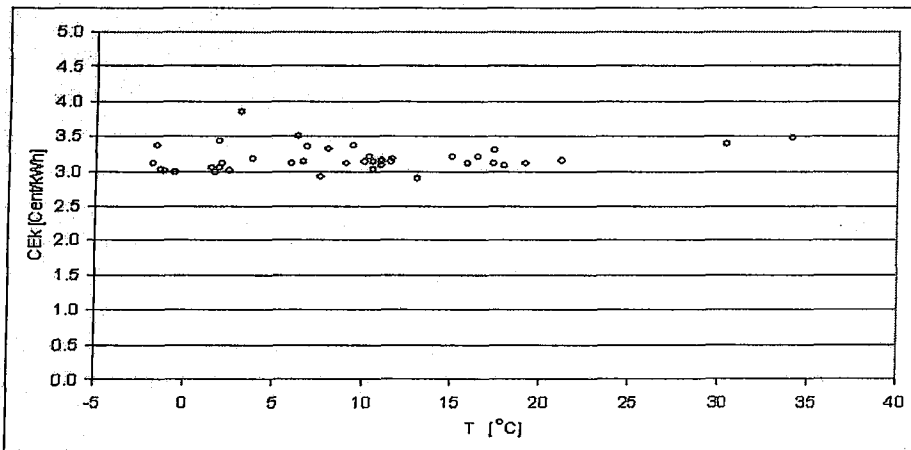


Şekil 4.91 %95 yük durumu için bir blokta üretilen faydalı gücün toplam brüt maliyetinin atmosfer sıcaklığı ile değişimi

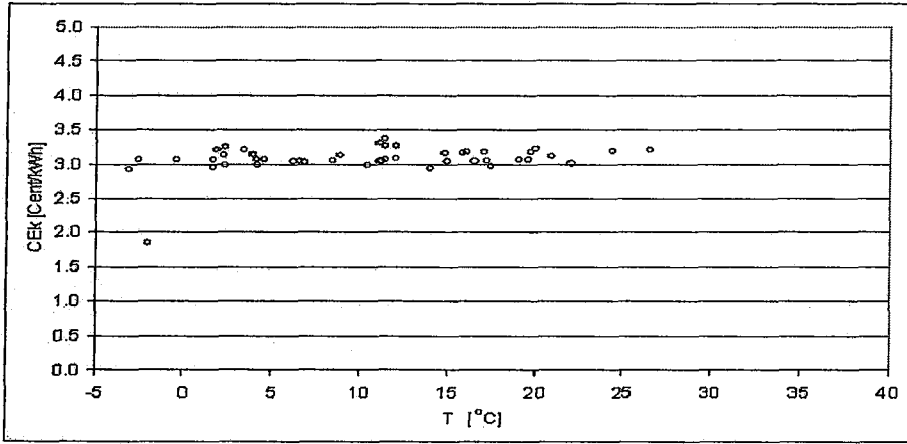


Şekil 4.92 %100 yük durumu için bir blokta üretilen faydalı gücün toplam brüt maliyetinin atmosfer sıcaklığı ile değişimi

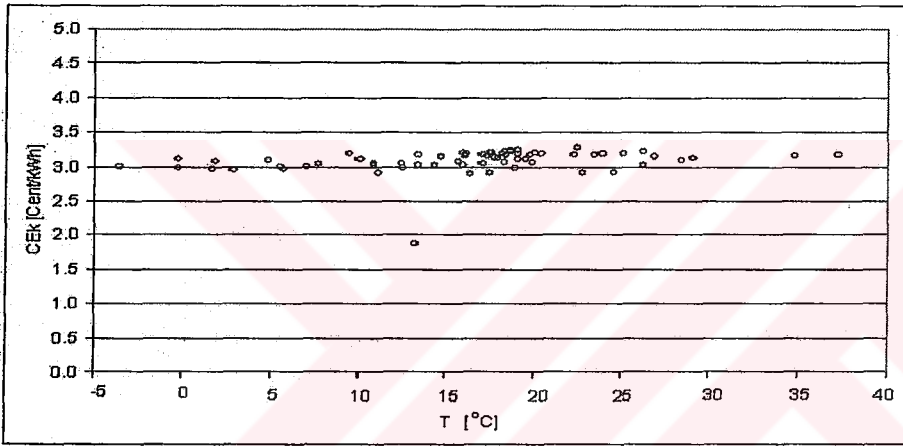
Şekil 4.93'den Şekil 4.97'ye kadar bir gaz türbini çevriminden elde edilen tersinir gücün yakılan yakıt cinsinden toplam brüt maliyetlerini veren grafikler sunulmuştur. Şekil 4.93-4.97'deki grafiklerde görüldüğü gibi, düşük yüklerde, bir gaz türbininde üretilen tersinir gücün brüt maliyeti atmosfer sıcaklığının artması ile artmaktadır. Şekil 4.93 ve Şekil 4.94'de atmosfer sıcaklığının 0 °C olduğu durumda 3.2 Cent/kWh civarında iken atmosfer sıcaklığının 35 °C olduğu durumda 3.5 Cent/kWh seviyelerinde kalmaktadır. Ancak Şekil 4.95, 4.96 ve 4.97 incelendiğinde atmosfer sıcaklığının düşük olduğu durumlarda maliyet 3-3.1 Cent/kWh civarında iken, sıcaklığın yüksek olduğu durumlarda ise 3.3 Cent/kWh seviyelerine çıktığı görülmektedir. Yüksek yük durumlarında atmosfer sıcaklığının artışı ile brüt maliyet yaklaşık 0.3 Cent/kWh artmaktadır. Yük durumundaki artış gaz türbini'de üretilen tersinir gücün brüt maliyetini çok fazla etkilememektedir.



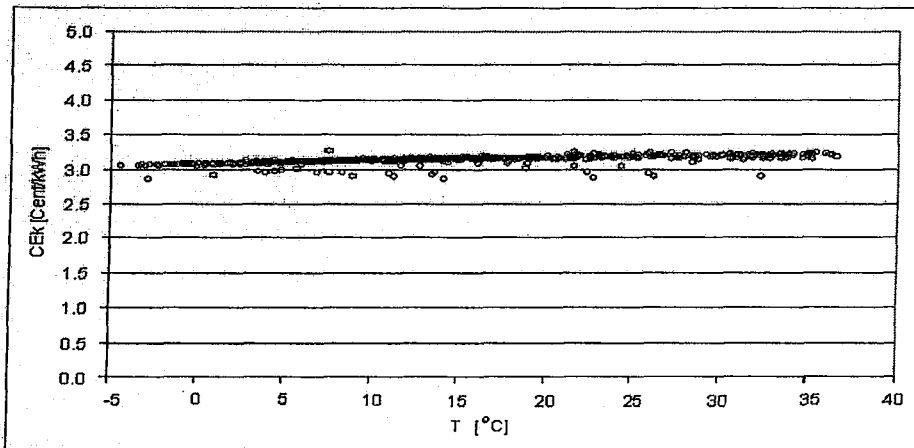
Şekil 4.93 %70 yük durumunda gaz türbini çevrimi için tersinir gücün brüt maliyetinin atmosfer sıcaklığı ile değişimi



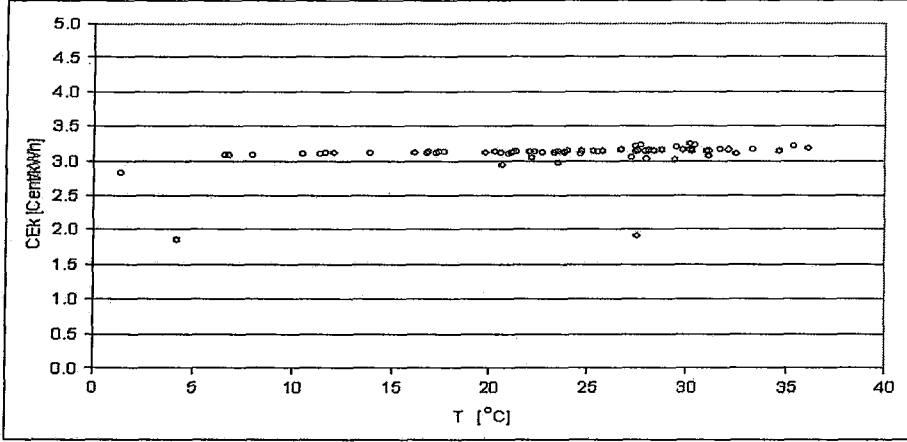
Şekil 4.94 %80 yük durumunda gaz türbini çevrimi için tersinir gücün brüt maliyetinin atmosfer sıcaklığı ile değişimi



Şekil 4.95 %90 yük durumunda gaz türbini çevrimi için tersinir gücün brüt maliyetinin atmosfer sıcaklığı ile değişimi



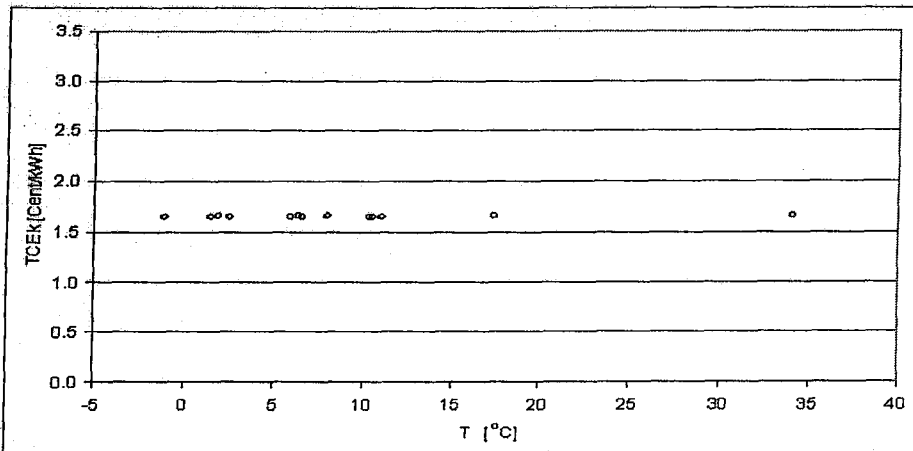
Şekil 4.96 %95 yük durumunda gaz türbini çevrimi için tersinir gücün brüt maliyetinin atmosfer sıcaklığı ile değişimi



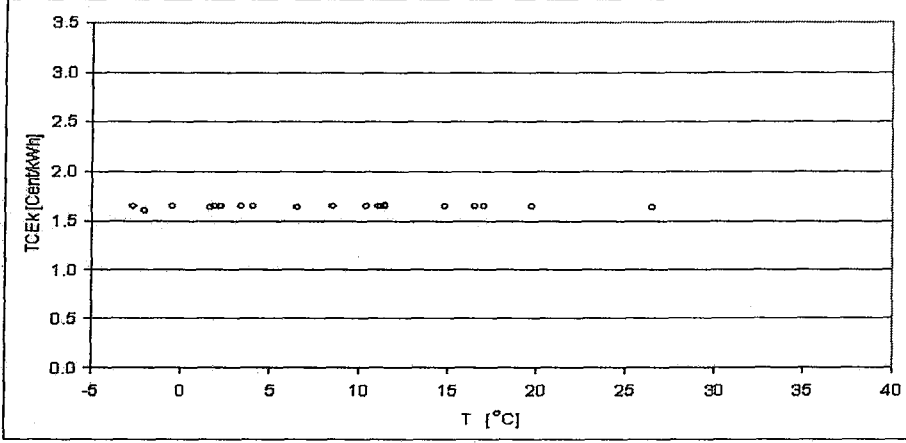
Şekil 4.97 %100 yük durumunda gaz türbini çevrimi için tersinir gücün brüt maliyetinin atmosfer sıcaklığı ile değişimi

Şekil 4.98'den Şekil 4.102'ye kadar iki gaz türbini ve bir buhar türbininden müteşekkil bir bloktan elde edilen toplam tersinir gücün yakılan yakıt cinsinden toplam brüt maliyetlerini veren grafikler sunulmuştur. Grafiklerde görüldüğü gibi bir blokta üretilen toplam tersinir gücün toplam brüt maliyeti, atmosfer sıcaklığının değişimi ile değişmemektedir. Toplam tersinir güç maliyeti ortalama 1.64 Cent/kWh seviyesinde sabit kalmaktadır.

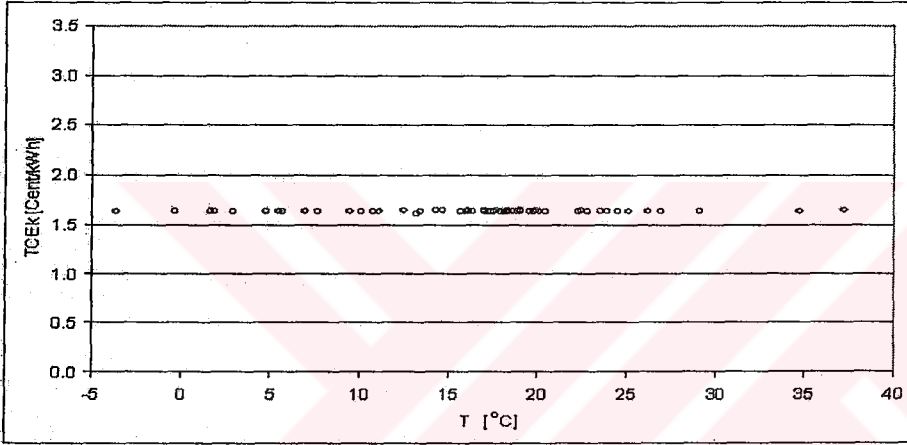
Yük durumundaki artış ile bir blokta üretilen toplam tersinir gücün maliyetin bir miktar azalmaktadır. Şekil 4.98'de % 70 yük durumunda maliyetler 1.66 Cent/kWh iken, %100 yük durumunda 1.64 Cent/kWh'e inmektedir. Önemsiz gibi görülen bu azalma yılda 100000 \$ kadar kazanç anlamına gelmektedir ki, ortalama yirmi yıl faydalı ömre sahip olduğu öngörülen santral için toplam 2 milyon \$ tasarruf etmek demektir.



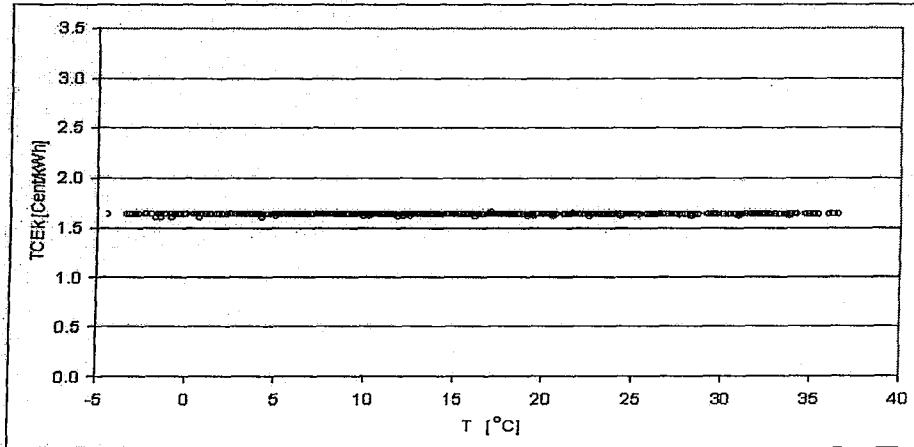
Şekil 4.98 %70 yük durumunda bir blokta üretilen tersinir gücün toplam brüt maliyetinin atmosfer sıcaklığı ile değişimi



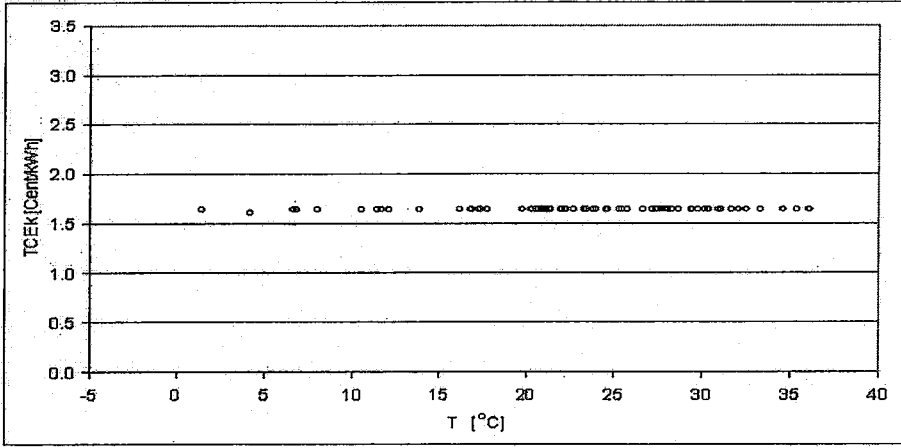
Şekil 4.99 %80 yük durumunda bir blokta üretilen tersinir gücün toplam brüt maliyetinin atmosfer sıcaklığı ile değişimi



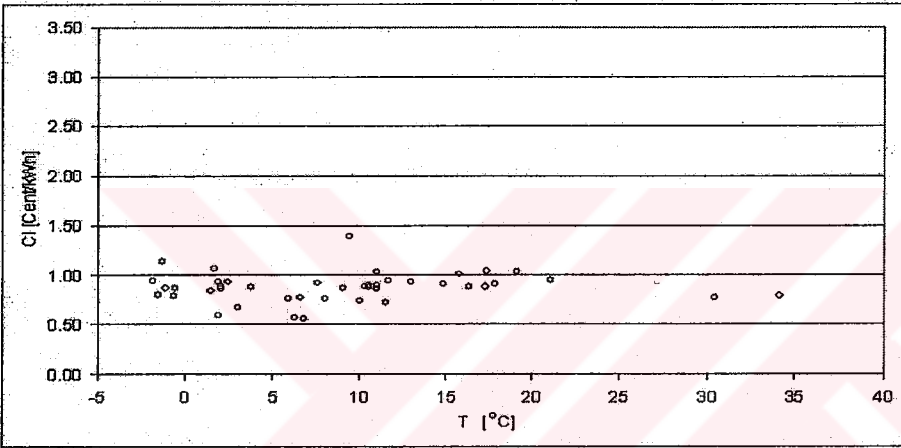
Şekil 4.100 %90 yük durumunda bir blokta üretilen tersinir gücün toplam brüt maliyetinin atmosfer sıcaklığı ile değişimi



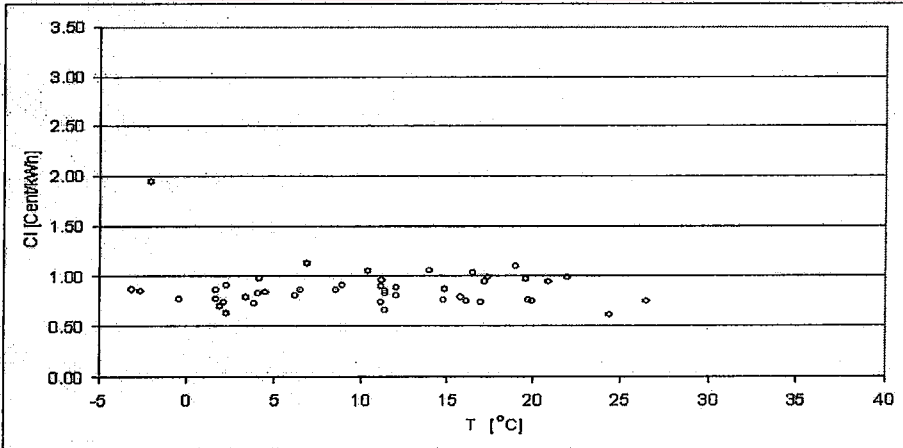
Şekil 4.101 %95 yük durumunda bir blokta üretilen tersinir gücün toplam brüt maliyetinin atmosfer sıcaklığı ile değişimi



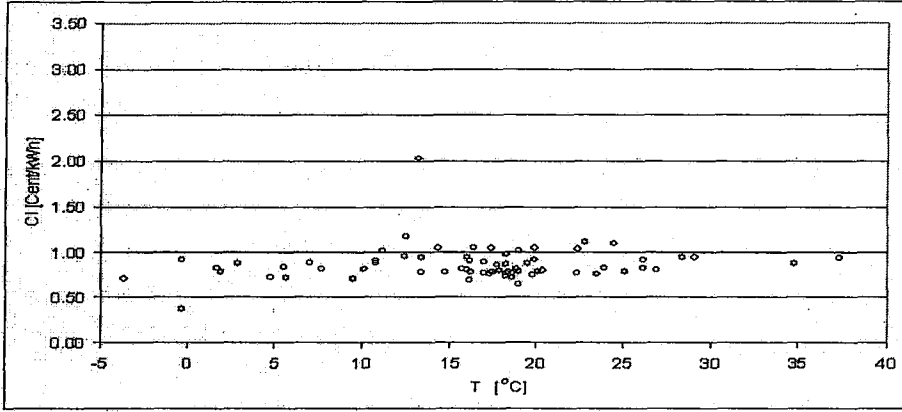
Şekil 4.102 %100 yük durumunda bir blokta üretilen tersinir gücün toplam brüt maliyetinin atmosfer sıcaklığı ile değişimi



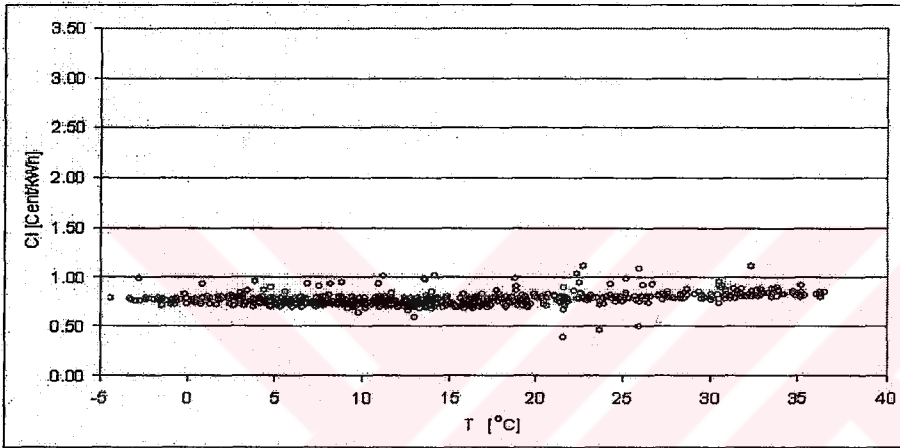
Şekil 4.103 %70 yük durumunda gaz türbini için tersinmezliğin brüt maliyetinin atmosfer sıcaklığı ile değişimi



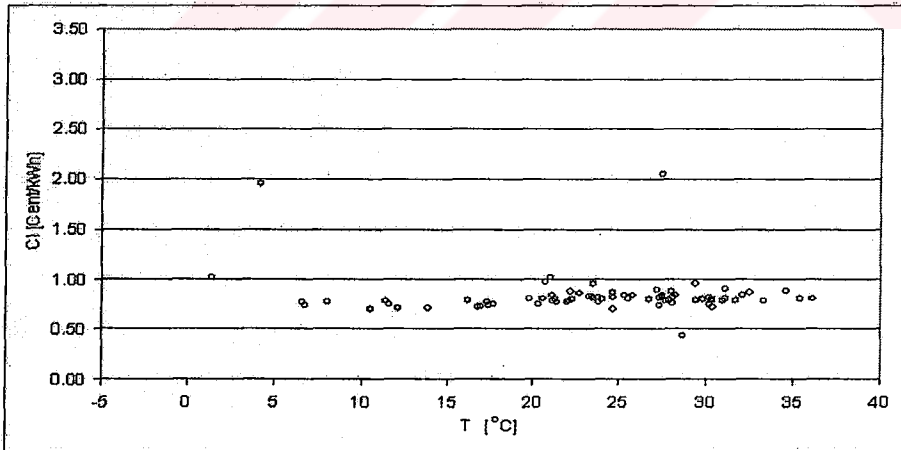
Şekil 4.104 %80 yük durumunda gaz türbini için tersinmezliğin brüt maliyetinin atmosfer sıcaklığı ile değişimi



Şekil 4.105 %90 yük durumunda gaz türbini için tersinmezliğin brüt maliyetinin atmosfer sıcaklığı ile değişimi



Şekil 4.106 %95 yük durumunda gaz türbini için tersinmezliğin brüt maliyetinin atmosfer sıcaklığı ile değişimi



Şekil 4.107 %100 yük durumunda gaz türbini için tersinmezliğin brüt maliyetinin atmosfer sıcaklığı ile değişimi

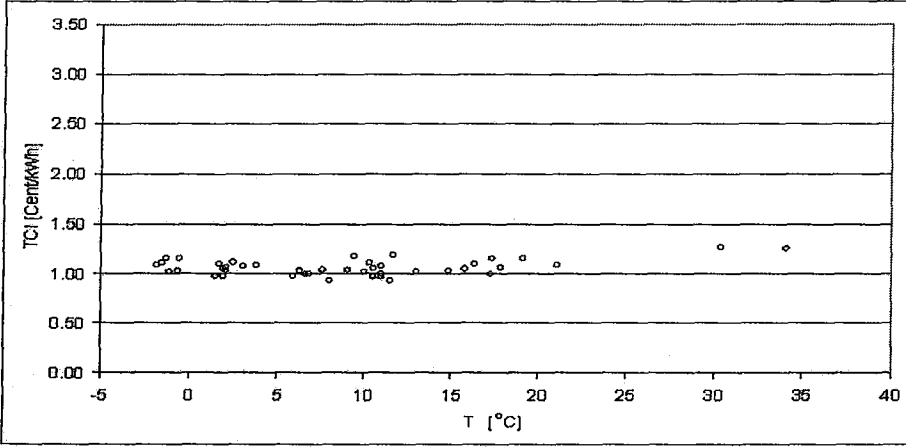
Şekil 4.103'den Şekil 4.107'ye kadar gaz türbininde meydana gelen tersinmezliğin yakılan yakıt cinsinden brüt maliyetini veren grafikler sunulmuştur.

Grafiklerde görüldüğü gibi bir gaz türbininde meydana gelen tersinmezliğin brüt maliyeti atmosfer sıcaklığının artması ile yükselmektedir. Şekil 4.103'de atmosfer sıcaklığının 0 °C olduğu durumda 0.8-0.7 Cent/kWh civarında iken atmosfer sıcaklığının 25 °C olduğu durumda 1 Cent/kWh seviyelerine çıkmaktadır. Şekil 4.104, 4.105, 4.106 ve 4.107'den de benzer şekilde tersinmezliğin brüt maliyetinin atmosfer sıcaklığının yükselmesiyle arttığı görülebilir.

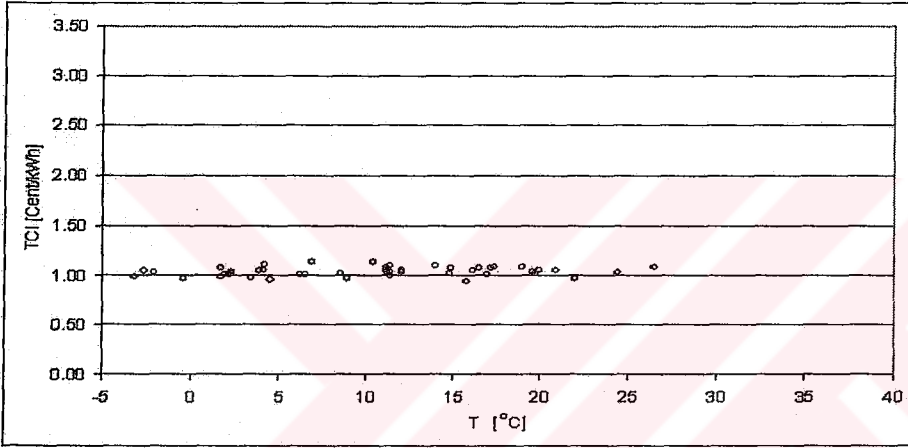
Yük durumundaki artış da gaz türbininde üretilen tersinmezliğin maliyetini etkilemektedir. Şekil 4.103'de % 70 yük durumunda tersinmezlik maliyetlerinin en yüksek değeri 1 Cent/kWh civarında, en düşük değeri 0.7 Cent/kWh civarındadır. Atmosfer sıcaklığının aynı değerleri için yükün arttığı durumlarda maliyet eğrisinin aşağıya doğru kaydığı görülmektedir. Diğer bir deyişle gaz türbininde meydana gelen tersinmezlikler atmosfer sıcaklığının artmasıyla artmakta ve yükün artmasıyla azalmaktadır. Bu durumda tersinmezliklerin maliyetinin minimumda kalması, sistemin minimum sıcaklık ve maksimum yükte çalıştığı durumlarda mümkün olmaktadır.

Şekil 4.108'den Şekil 4.112'ye kadar bir blokta meydana gelen toplam tersinmezliğin yakılan yakıt cinsinden brüt maliyetini veren grafikler sunulmuştur. Grafiklerde de görüldüğü gibi bir blokta meydana gelen toplam tersinmezliğin brüt maliyeti atmosfer sıcaklığının artması ile yükselmektedir. Şekil 4.108'de atmosfer sıcaklığının 0 °C olduğu durumda 1.1 Cent/kWh civarında iken atmosfer sıcaklığının 25 °C olduğu durumda 1.3 Cent/kWh seviyelerine çıkmaktadır. Şekil 4.104, 4.105, 4.106 ve 4.107'den de benzer şekilde toplam brüt maliyetin atmosfer sıcaklığının yükselmesiyle arttığı görülebilir.

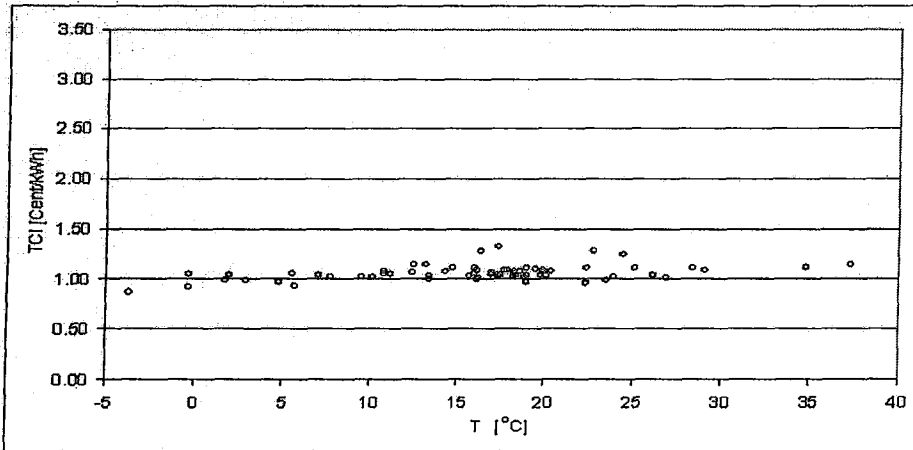
Yük durumundaki artış da bir blokta üretilen tersinmezliğin maliyetini etkilemektedir. Şekil 4.108'de % 70 yük durumunda maliyetlerin en yüksek değeri 1.3 Cent/kWh civarında, en düşük değeri 1.1 Cent/kWh seviyelerindedir. Atmosfer sıcaklığının aynı değerleri için yükün arttığı durumlarda maliyet eğrisinin aşağıya doğru kaydığı görülmektedir. Gerçektende tam yük değeri için verilen Şekil 4.112 incelenirse maliyet eğrisi 20 °C civarında 1 Cent/kWh çizgisi ile kesişmekte ve atmosfer sıcaklığının azaldığı durumlarda daha da alt seviyelere düşmektedir.



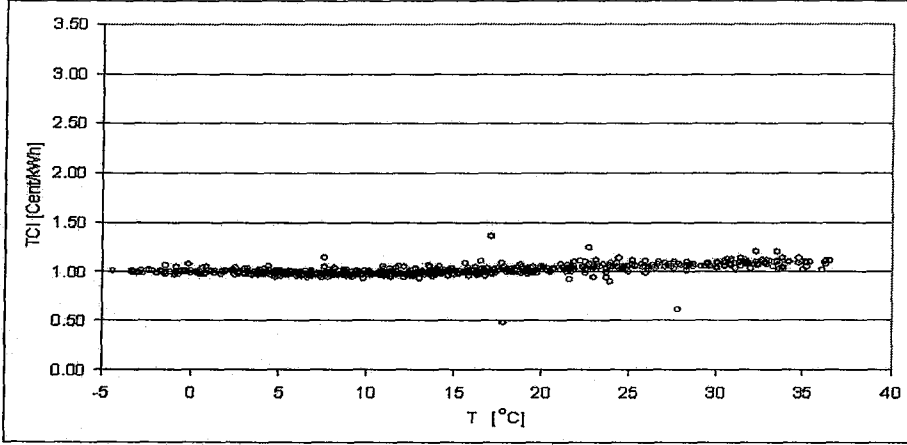
Şekil 4.108 %70 yük durumunda bir blok için tersinmezliğin toplam brüt maliyetinin atmosfer sıcaklığı ile değişimi



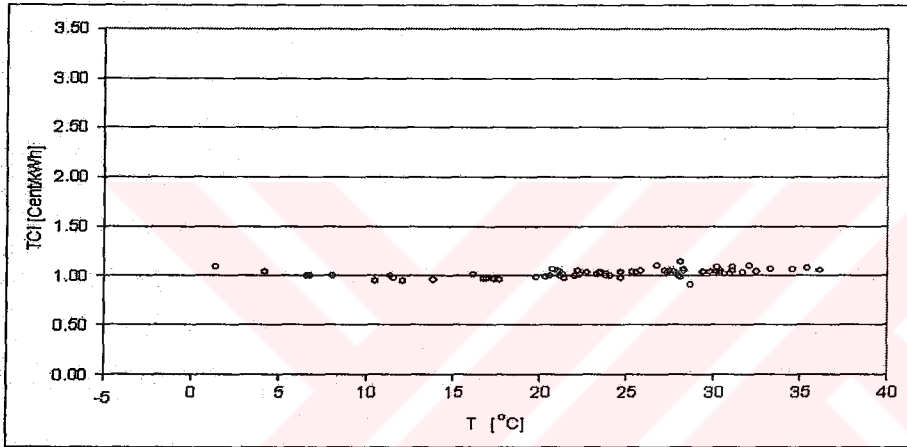
Şekil 4.109 %80 yük durumunda bir blok için tersinmezliğin toplam brüt maliyetinin atmosfer sıcaklığı ile değişimi



Şekil 4.110 %90 yük durumunda bir blok için tersinmezliğin toplam brüt maliyetinin atmosfer sıcaklığı ile değişimi



Şekil 4.111 %95 yük durumunda bir blok için tersinmezliğin toplam brüt maliyetinin atmosfer sıcaklığı ile değişimi



Şekil 4.112 %100 yük durumunda bir blok için tersinmezliğin toplam brüt maliyetinin atmosfer sıcaklığı ile değişimi

4.8 Atmosfer Sıcaklığı Değişiminin İdeal Çevrimlerin Isıl Verimlerine Etkileri

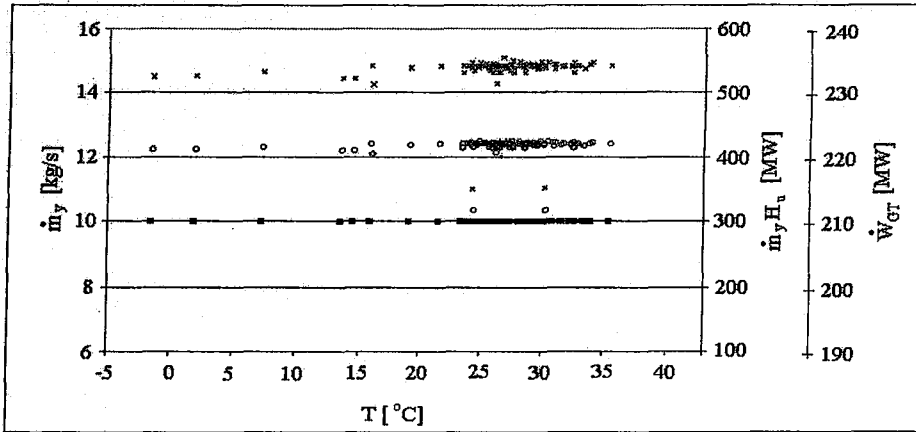
4.8.1 İdeal Brayton çevrimi yaklaşımı ile atmosfer sıcaklığının üst çevrim ısıl verimi üzerine etkilerinin incelenmesi

Kaynaklarda Brayton çevriminin performans kriterleri net güç çıktısı, ısıl verim ve özgül yakıt tüketimi olarak gösterilmektedir. Performans değerlerine etki eden parametreler ise atmosfer sıcaklığı, çevrimin maksimum sıcaklığı ve kompresör basınç oranı olarak kabul edilmektedir. Gaz türbinlerinin dizaynında atmosferik hava şartı olarak genelde, tesisin kurulduğu yerin iklimine göre tespit edilir. Çalışma şartlarının bu değerlerden farklı olması performansı da değiştirir. Performans üzerine en çok etki eden parametre ise çevresel sıcaklıktır. Özellikle sıcak iklime sahip bölgelerde atmosfer sıcaklığının artması gaz türbininden elde edilebilecek shaft gücünü azaltmakta, termik

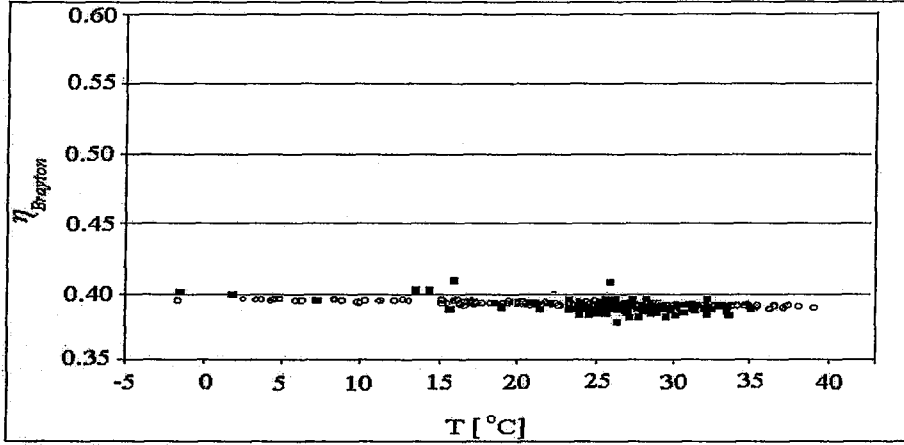
verimi düşürmekte ve özgül yakıt sarfiyatını arttırmaktadır. Buna karşılık sıcaklığın dizayn noktasının altında olması performans değerlerinin iyileştirir. Bu nedenle gaz türbininin yıl boyunca performansı büyük ölçüde kullanıldığı bölgedeki çevre sıcaklığına bağlıdır. Şekil 4.113'de bir yıl boyunca elde edilen verilerle 210 MW sabit elektrik gücünün elde edildiği durumun için Brayton çevriminde yakıt debisi, yakıtla verilen enerji ve gaz türbininden elde edilen gücün atmosfer sıcaklığı ile değişimi verilmektedir.

Şekil 4.113'de de görüldüğü gibi sabit güç durumunda atmosfer sıcaklığını 0 °C den 35 °C'ye çıkarken yakıt debisi 12.2 den 12.8 seviyesine ve buna bağlı olarak türbine yakıtla verilen enerji 520 MW tan 560 MW seviyelerine çıkmaktadır. Ancak Şekil 4.114'de verilen çevrimin ısıl verimi sıcaklığın artmasıyla 0.41'den %10 azalarak 0.37 seviyesine inmektedir.

Gaz türbinlerinde iş akışkanı olarak çevreden alınan havanın kütlesi sıcaklığına bağlı olarak değişir, çünkü sıcaklığın artmasıyla yoğunluk azalır. Çevrim veriminin atmosfer sıcaklığı artışı ile azalmasının en temel nedeni de, yoğunluğun azalması diğer bir deyişle özgül hacmin artması ile kompresörde sıkıştırma işi için harcanan gücün artmasıdır. Bu da çevrimden elde edilebilecek mil gücünün azalması anlamına gelmektedir. Ancak Şekil 4.113 olduğu gibi mil gücü sabit tutulursa, sıcaklığın artması ile kütleli debi artışına bağlı olarak, yakıtla verilen enerjinin arttığı görülür. Isıl verimin birim zamanda, elde edilen iş ile yakıtla verilen enerjinin oranı olduğu hatırlanırsa, sıcaklığın artması ile sabit mil gücüne karşılık yakıtla verilen enerjinin de artması, yani Şekil 4.114 de görüldüğü gibi verimin azalması anlamına gelmektedir.



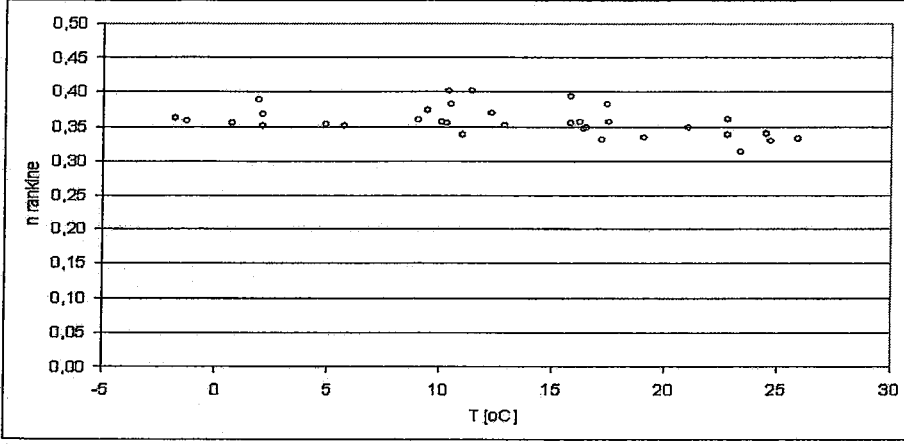
Şekil 4.113 210 MW sabit elektrik gücünün elde edildiği durum için Brayton çevriminde yakıt debisi, yakıtla verilen enerji ve gaz türbininden elde edilen gücün atmosfer sıcaklığı ile değişimi (x: Yakıtla verilen enerji, o: Yakıt debisi, ■: Elektrik gücü)



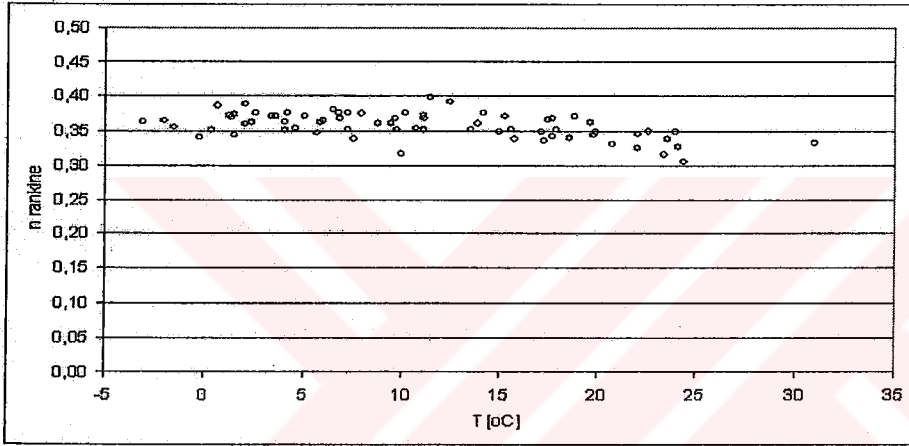
Şekil 4.114 210 MW sabit elektrik gücünün elde edildiği durumun için ısı veriminin atmosfer sıcaklığı ile değişimi.(■ : İdeal Bryton çevrimi ısı verimi, o : İşletme verileriyle hesaplanan ısı verim)

4.8.2 İdeal Rankine çevrimi yaklaşımı ile atmosfer sıcaklığının buhar çevrimi ısı verimi üzerine etkilerinin incelenmesi

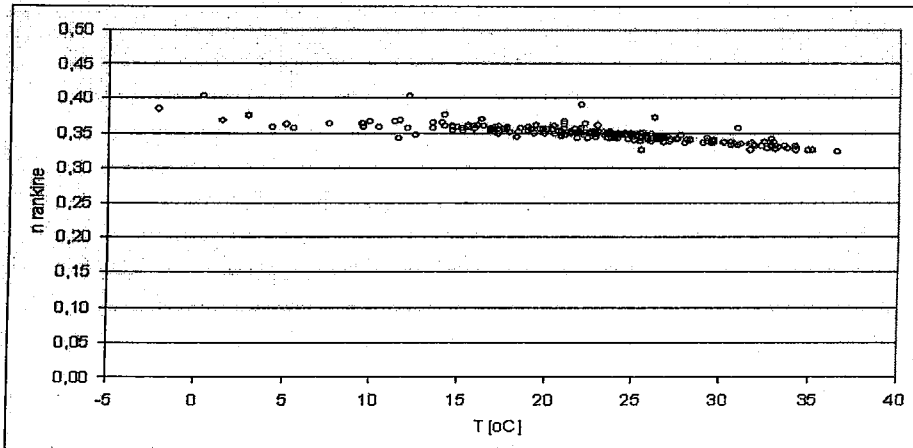
Şekil 4.115'den Şekil 4.119'a kadar, Denklem (3.29) yardımıyla hesaplanan ideal Rankine çevrimi yaklaşımıyla elde edilen veriminin atmosfer sıcaklığı ile değişimi verilmiştir. Şekil 4.115'de görüldüğü gibi ideal çevrimin verimi atmosfer sıcaklığı değişimi ile %38 ile %33 arasında değişmektedir. Atmosfer sıcaklığındaki artış ideal Rankine çevriminin verimini negatif yönde etkilemektedir. Rankine çevriminde en yüksek verim, Brayton çevriminde olduğu gibi, sıcaklığın en düşük olduğu noktada gerçekleşmektedir. Şekil 4.116, 4.117, 4.118 ve 4.119'dan da benzer şekilde atmosfer sıcaklığındaki artışın ideal çevrimin verimini azaltıcı yönde etkilediği görülmektedir. Denklem (3.28) ve (3.29) hatırlanır ve atmosfer sıcaklığının artışıyla gaz türbini çıkışındaki yanma ürünü gazların sıcaklığının da arttığı göz önüne alınırsa, kazandan buhar tarafına birim zamanda geçen enerjinin artacağı söylenebilir. Bununla beraber türbinde elde edilen faydalı güç miktarı tersinmezliklerin artmasıyla azalacağından, buhar çevrimi için ideal Rankine çevrimi yaklaşımıyla hesaplanan verim değeri de azalır. Bununla beraber buhar çevriminde buhar türbini çıkışında akışkanı yoğusturmak için gereken ısı güç de atmosfer sıcaklığının artmasıyla artmakta, sonuç olarak da buhar çevriminin verimi bir miktar daha azalmaktadır.



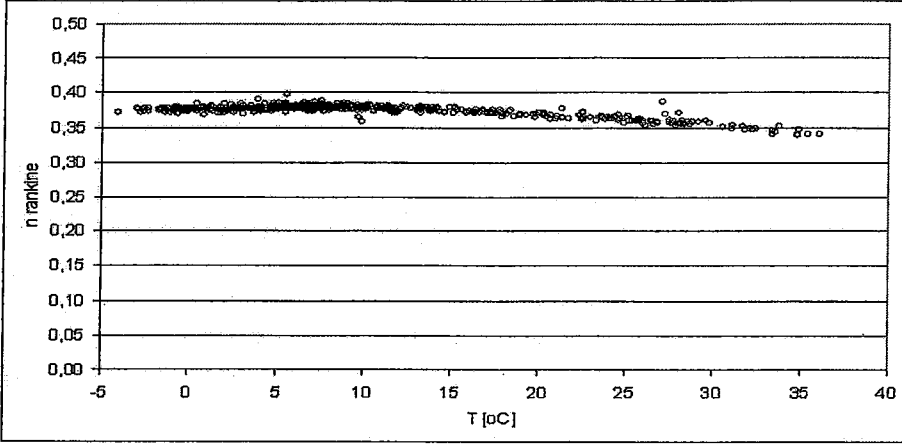
Şekil 4.115 %70 yük durumunda ideal Rankine çevrimi yaklaşımıyla elde edilen ısı veriminin atmosfer sıcaklığı ile değişimi



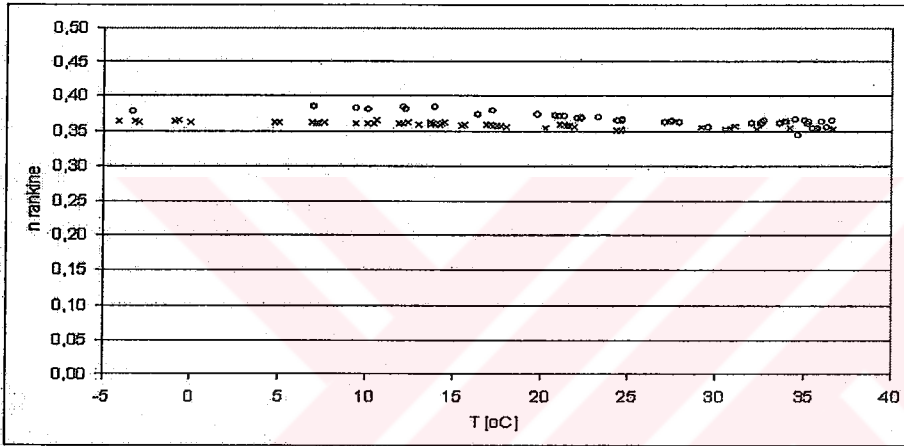
Şekil 4.116 %80 yük durumunda ideal Rankine çevrimi yaklaşımıyla elde edilen ısı veriminin atmosfer sıcaklığı ile değişimi



Şekil 4.117 %90 yük durumunda ideal Rankine çevrimi yaklaşımıyla elde edilen ısı veriminin atmosfer sıcaklığı ile değişimi

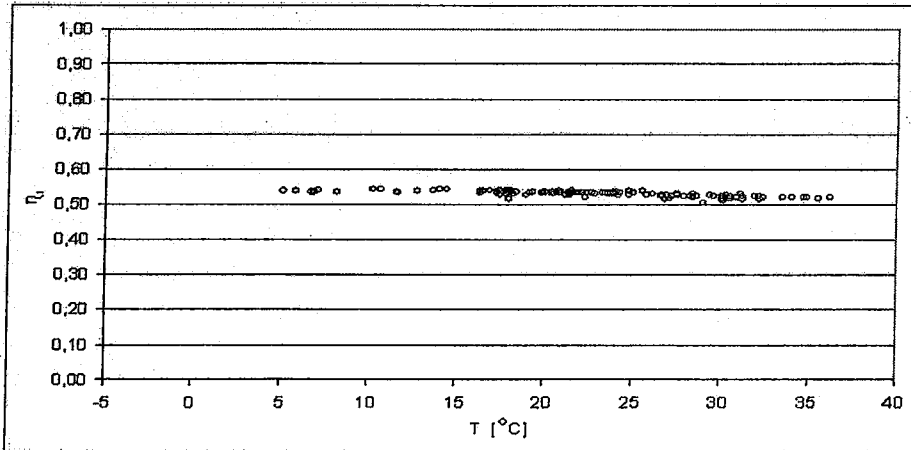


Şekil 4.118 %95 yük durumunda ideal Rankine çevrimi yaklaşımıyla elde edilen ısı veriminin atmosfer sıcaklığı ile değişimi

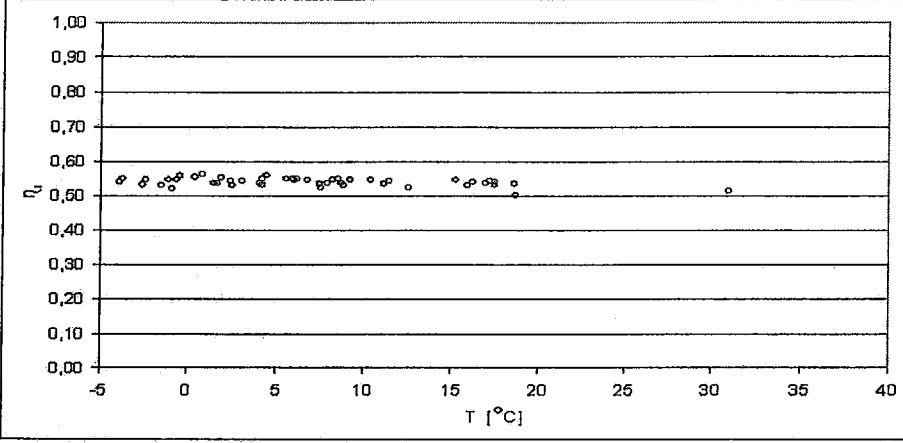


Şekil 4.119 %100 yük durumunda ideal Rankine çevrimi yaklaşımıyla elde edilen ısı veriminin atmosfer sıcaklığı ile değişimi (o: ideal Rankine çevrimi yaklaşımıyla elde edilen ısı verim, x: işletme verileriyle elde edilen ısı verim)

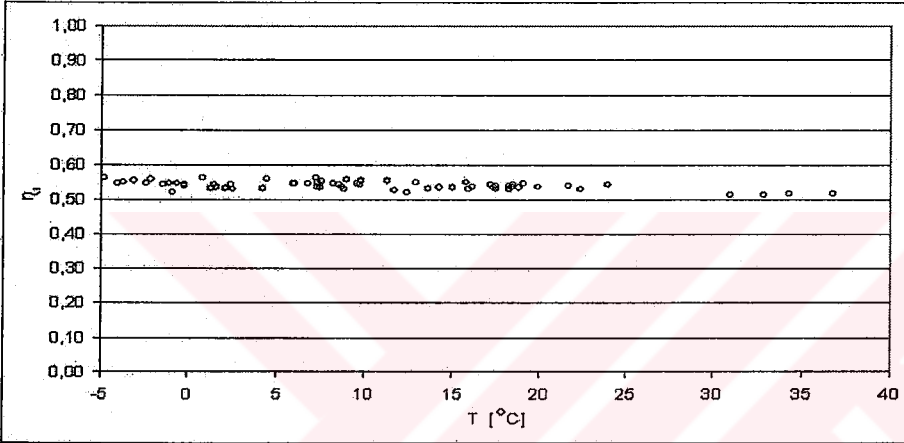
4.9 Atmosfer sıcaklığı değişiminin sistemin genel verimlerine etkileri



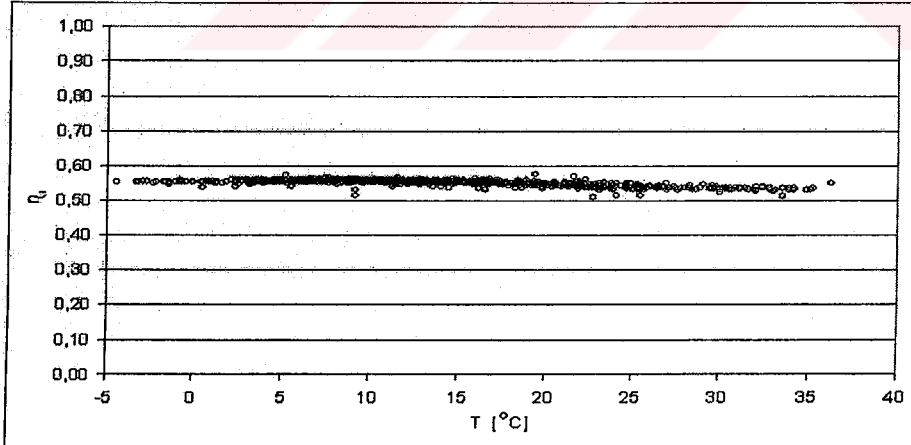
Şekil 4.120 %70 yük durumu için ısı veriminin atmosfer sıcaklığı ile değişimi



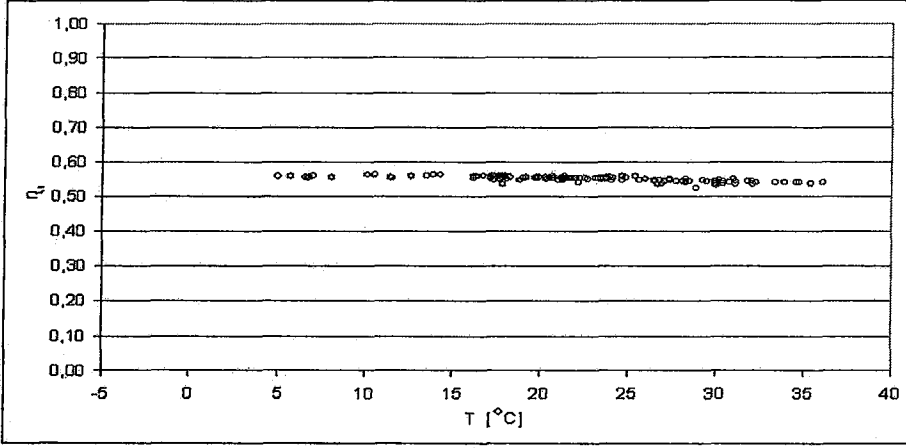
Şekil 4.121 % 80 yük durumu için ısı verimin atmosfer sıcaklığı ile değişimi



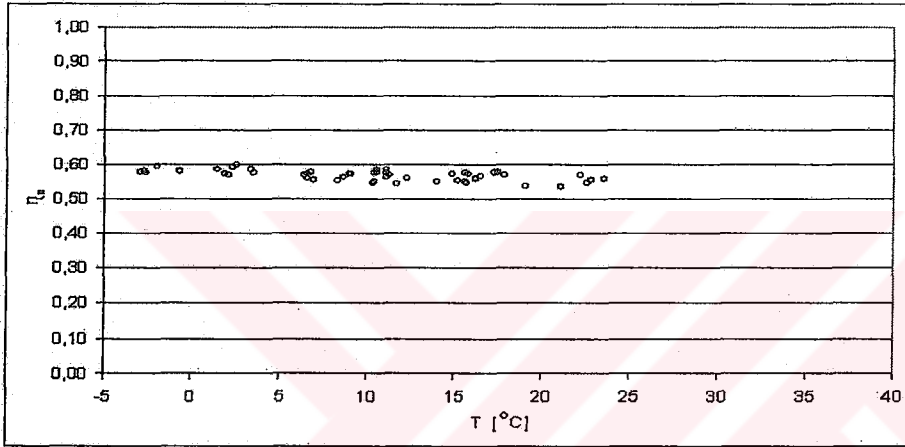
Şekil 4.122 % 90 yük durumu için ısı verimin atmosfer sıcaklığı ile değişimi



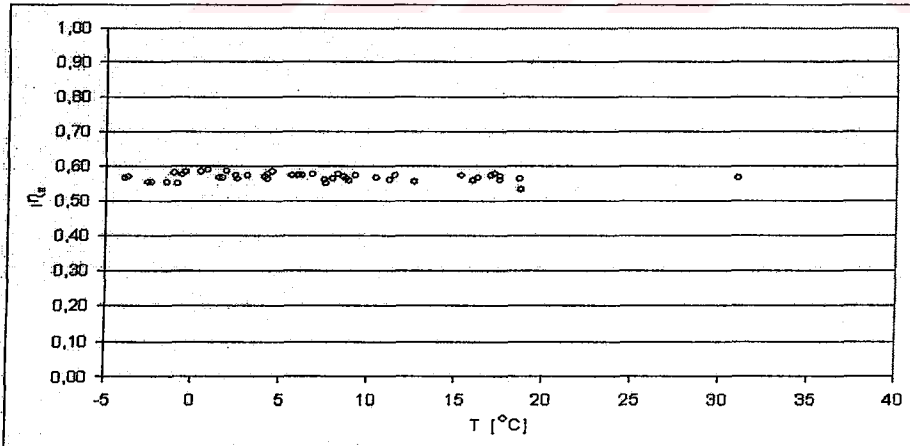
Şekil 4.123 % 95 yük durumu için ısı verimin atmosfer sıcaklığı ile değişimi



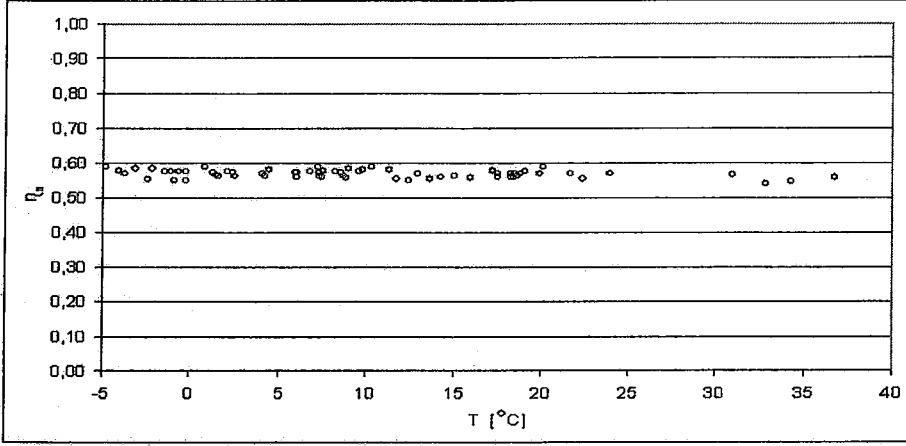
Şekil 4.124 % 100 yük durumu için ısı veriminin atmosfer sıcaklığı ile değişimi



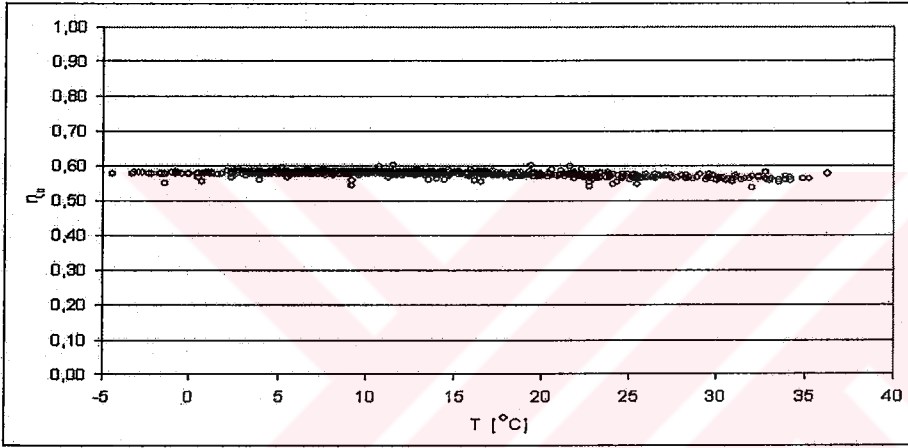
Şekil 4.125 % 70 yük durumu için ikinci kanun veriminin atmosfer sıcaklığı ile değişimi



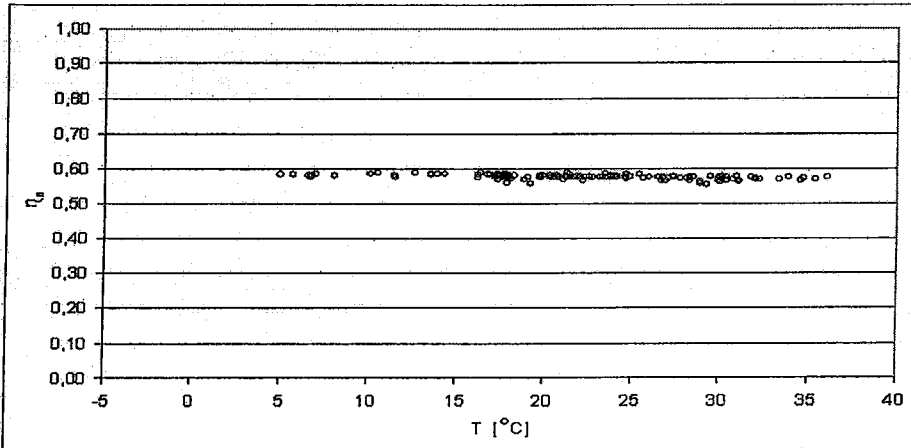
Şekil 4.126 % 80 yük durumu için ikinci kanun veriminin atmosfer sıcaklığı ile değişimi



Şekil 4.127 % 90 yük durumu için ikinci kanun veriminin atmosfer sıcaklığı ile değişimi



Şekil 4.128 % 95 yük durumu için ikinci kanun veriminin atmosfer sıcaklığı ile değişimi



Şekil 4.129 % 100 yük durumu için ikinci kanun veriminin atmosfer sıcaklığı ile değişimi

Şekil 4.120'den şekil 4.124'e kadar Denklem (3.12a) sistem geneli için ısı veriminin atmosfer sıcaklığı ile değişimi verilmiştir. Şekil 4.120'de görüldüğü gibi ısı

verim atmosfer sıcaklığı değişimi ile %58 ile %53 arasında değişmektedir. Atmosfer sıcaklığındaki artış verimi negatif yönde etkilemektedir. % 70 yük durumunda sistemin bütünü için en yüksek ısı verim, sıcaklığın en düşük olduğu noktada gerçekleşmektedir.

Şekil 4.121,-4.124'den de benzer şekilde atmosfer sıcaklığındaki artışın sistemin ısı verimini azaltıcı yönde etkilediği görülmektedir. Isıl verimin elde edilen faydalı gücün onu elde etmek için harcanan enerjiye oranı olduğu hatırlanırsa, bu durumda birim yakıtla maksimum enerjiye elde edildiği durumun atmosfer sıcaklığının en düşük olduğu durumdur.

Ayrıca, Şekil 4.120-4.124'den yük durumunun da ısı verimi etkilediği görülmektedir. Şekil 4.120'de %70 yük durumunda 15 °C atmosfer sıcaklığında ısı veriminin %53 seviyelerinde iken, Şekil 4.121'de %80 yük durumunda aynı atmosferik şartlar için verim %53-%54, %100 yük durumunu veren Şekil 4.123'de aynı sıcaklık değeri için %56-%57 seviyelerinde olduğu görülmektedir. Diğer bir deyişle yük durumu arttıkça sistemin ısı verimi de artmaktadır.

Şekil 4.125'den Şekil 4.129'a kadar bir blok için Denklem (3.12b) yardımıyla hesaplanan ikinci kanun veriminin atmosfer sıcaklığı ile değişimi verilmiştir. Şekil 4.125'de görüldüğü gibi ikinci kanun verimi atmosfer sıcaklığı değişimi ile %59 ile %54 civarında değişmektedir. Atmosfer sıcaklığındaki artış ikinci kanun verimini negatif yönde etkilemektedir. % 70 yük durumunda benzer şekilde bir blok için en yüksek ikinci kanun verimi, sıcaklığın en düşük olduğu noktada gerçekleşmektedir.

Şekil 4.126, 4.127, 4.128 ve 4.129'dan da benzer şekilde atmosfer sıcaklığındaki artışın sistemin ikinci kanun verimini azaltıcı yönde etkilediği görülmektedir. İkinci kanun veriminin, bir sistemden elde edilen faydalı gücün o sistemden alınabilecek maksimum işe oranı olduğu hatırlanırsa, sistemden elde edilen işin, teorik olarak elde edilebilecek maksimum işe en yakın olduğu nokta atmosfer sıcaklığının minimum olduğu noktadır.

Ayrıca, Şekil 4.125-4.129'dan yük durumunun da ikinci kanun verimini etkilediği görülmektedir. Şekil 4.125'de %70 yük durumunda 15 °C atmosfer sıcaklığında ikinci kanun veriminin %53-%54 seviyelerinde iken, %100 yük durumunu veren Şekil 4.129'da aynı sıcaklık değeri için %58 seviyelerinde olduğu görülmektedir.

Sistemin ikinci kanun veriminin atmosfer sıcaklığının artışıyla azalmasında en büyük etken, sistemi oluşturan bir blokta bulunan iki adet gaz türbininin kompresör

kısımlarında havayı sıkıştırmak için harcanan işin artmasıdır. Ayrıca sistemdeki önemli tersinmezlik kaynaklarından olan buhar kazanında da tersinmezlik artmaktadır, kompresörlerde sıkıştırma işinin artmasıyla üretilen faydalı güç azalmakta ve böylece toplam faydalı gücün toplam tersinir güce oranı, diğer bir deyişle ikinci kanun verimi azalmaktadır. İkinci kanun veriminin azalmasındaki bir başka etken de buhar çevriminin kondenser ünitesinde atmosfer sıcaklığının artışıyla, iş yapan akışkanı yoğuşturmak için gereken ısı gücünün artmasıdır.

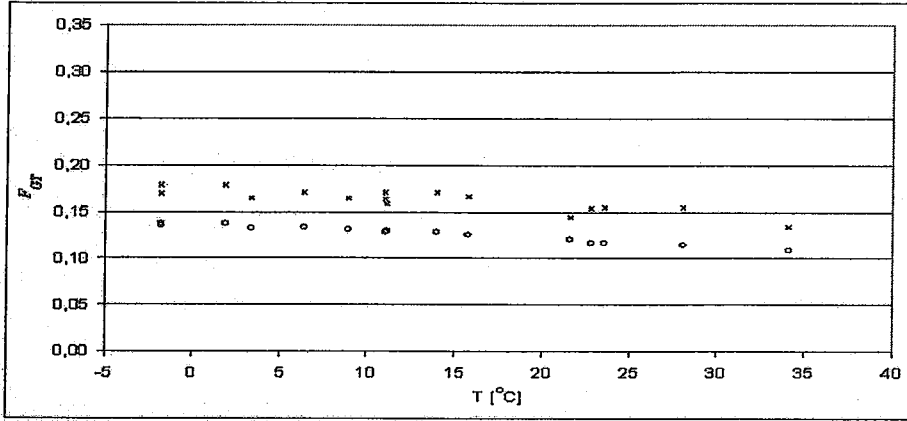
4.10 Akış Faktörü Yöntemi Uygulamaları

Şekil 4.130'dan Şekil 4.179'a kadar Denklem 3.49 yardımıyla hesaplanan akış faktörlerinin atmosfer sıcaklığı ile değişimleri verilmiştir. Tersinmezliklerin hesaplanması, enerji üretim sistemlerinde minimum yakıt ile maksimum iş üretme amacına yönelik çalışmaların hangi üniteye yoğunlaşması gerektiğinin tespit edilmesi için önemlidir. Sistemin herhangi bir noktasındaki enerji ve ekserji akış miktarlarının, herhangi bir üniteye faydalı güç, tersinir güç veya tersinmezlik miktarlarının kıyaslanması açısından faydalı bir hesaplama yöntemi olan akış faktörü, tersinmezliklerin fazla olduğu ünitelerin tespit edilmesinde de yardımcı bir yöntemdir. Sisteme verimi arttırmak amacıyla eklenen herhangi bir yardımcı veya ek ünitenin sisteme kazandırdıkları veya kaybettirdiklerini basite indirgeyerek daha net ve rahat kıyaslanabilmesini sağlar.

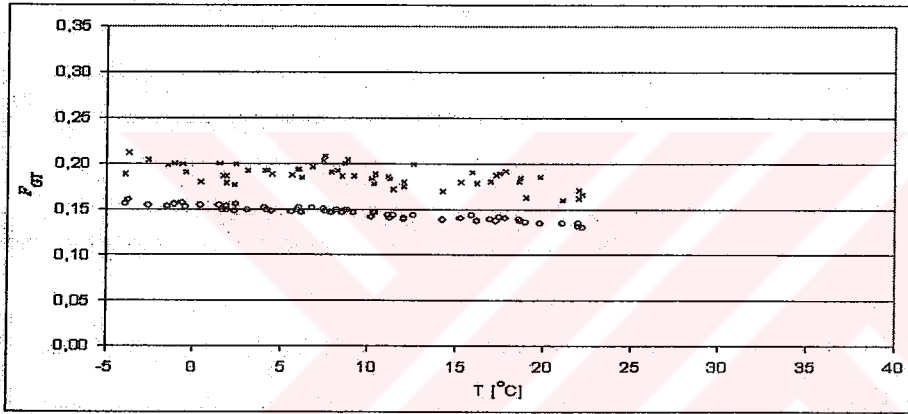
Diğer yandan farklı enerji üretim sistemlerinin kıyaslanmasında da son derece yararlı bir metottur. Akış oranlarının 0 °C ve %100 yük durumunda birim zamanda yakıtla verilen toplam enerjiye, dolayısıyla sisteme giren toplam ekserjiye oranlanmasıyla, yakıt cinsi veya sistemin büyüklüğü ne olursa olsun, sistemlerin birbirleriyle kıyaslanabilmesi olanağı vermektedir. Böylece enerji üretim sistemlerinin seçiminde karar vericilere tavsiye edilebilecek bir yöntemdir.

Akış faktörü sistemin herhangi bir noktasında yada ünitesinde istenilen parametrenin büyüklüğünün rahatlıkla elde edilebilmesine de imkan sağlar. Bunun yanında bütün parametreler için ayrı bir faktör tanımlanabildiğinden, ünitelerin ısı ve ikinci kanun verimleri hakkında da yorum yapma imkanı da sağlar. Tez kapsamında yürütülen çalışmalar göstermektedir ki akış faktörü, teorik maksimum güç, faydalı güç ve yakıt tüketimi ilişkilerini kapsayan, başlı başına bir verim parametresidir.

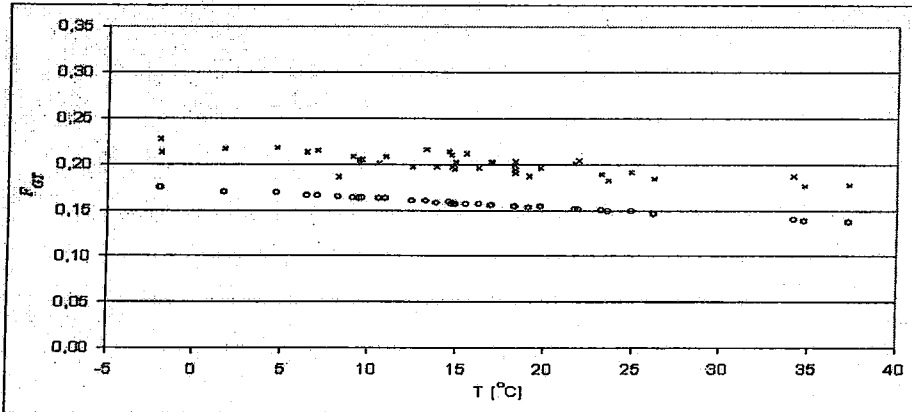
4.10.1 Gaz Türbini İçin Akış Faktörleri



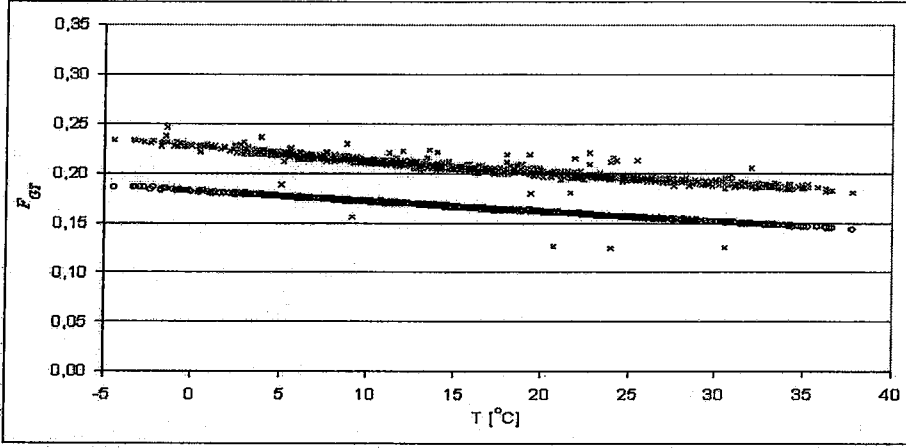
Şekil 4.130 % 70 yük durumunda gaz türbininde tersinir güç ve faydalı güç faktörlerinin atmosfer sıcaklığı ile değişimi (x: Tersinir güç faktörü, o: Faydalı güç faktörü)



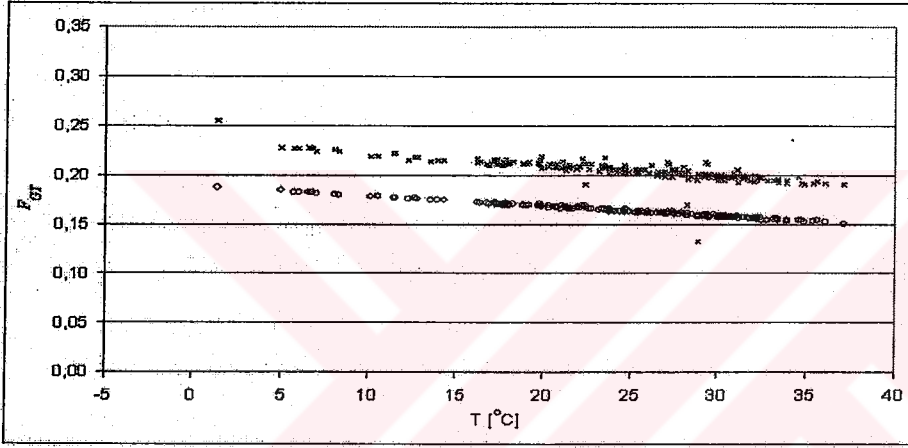
Şekil 4.131 % 80 yük durumunda gaz türbininde tersinir güç ve faydalı güç faktörlerinin atmosfer sıcaklığı ile değişimi (x: Tersinir güç faktörü, o: Faydalı güç faktörü)



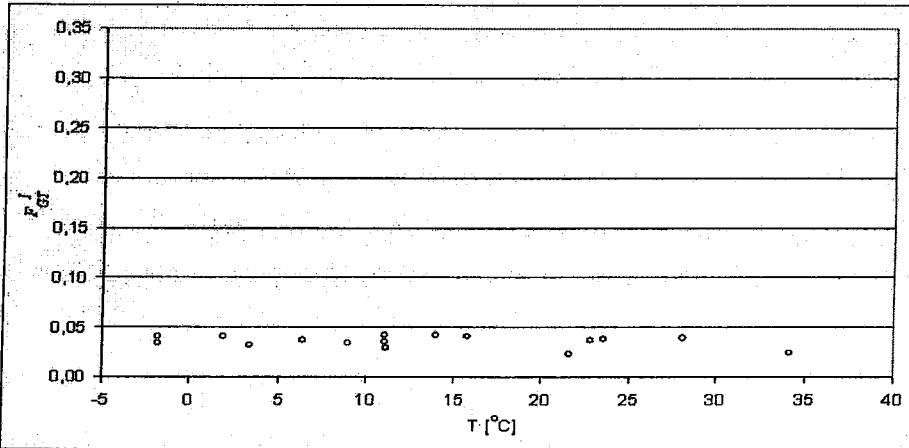
Şekil 4.132 % 90 yük durumunda gaz türbininde tersinir güç ve faydalı güç faktörlerinin atmosfer sıcaklığı ile değişimi (x: Tersinir güç faktörü, o: Faydalı güç faktörü)



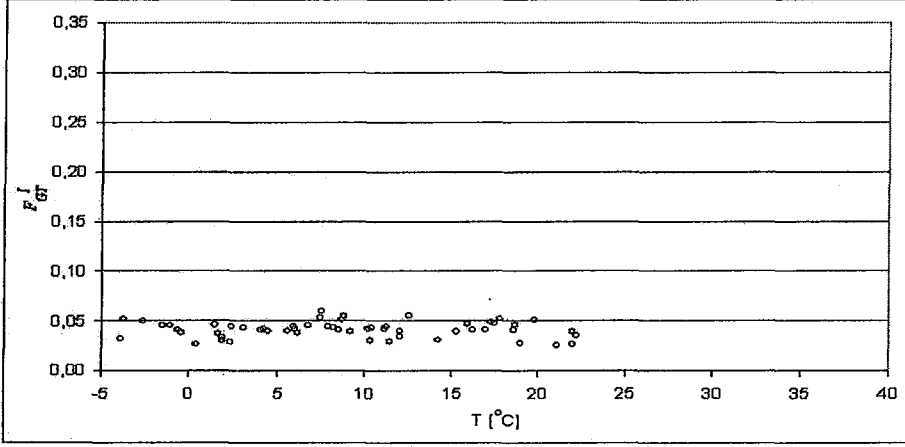
Şekil 4.133 % 95 yük durumunda gaz türbininde tersinir güç ve faydalı güç faktörlerinin atmosfer sıcaklığı ile değişimi (x: Tersinir güç faktörü, o: Faydalı güç faktörü)



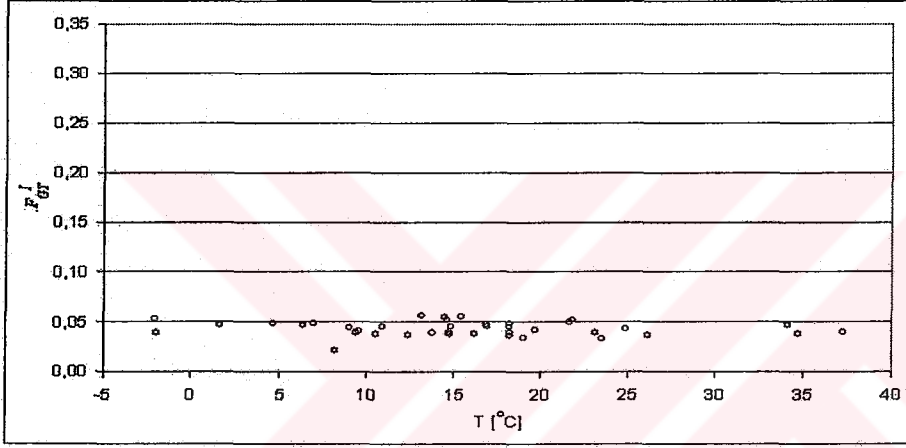
Şekil 4.134 % 95 yük durumunda gaz türbininde tersinir güç ve faydalı güç faktörlerinin atmosfer sıcaklığı ile değişimi (x: Tersinir güç faktörü, o: Faydalı güç faktörü)



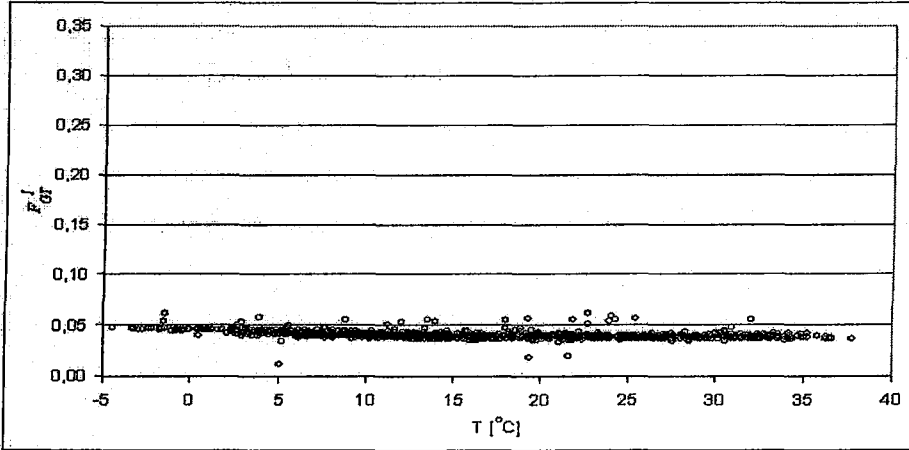
Şekil 4.135 % 70 yük durumunda gaz türbininde tersinmezlik faktörünün atmosfer sıcaklığı ile değişimi



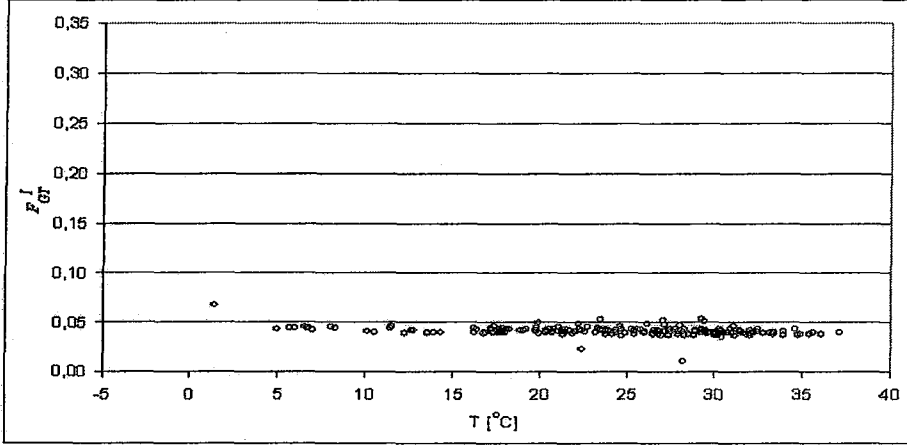
Şekil 4.136 % 80 yük durumunda gaz türbininde tersinmezlik faktörünün atmosfer sıcaklığı ile değişimi



Şekil 4.137 % 90 yük durumunda gaz türbininde tersinmezlik faktörünün atmosfer sıcaklığı ile değişimi



Şekil 4.138 % 95 yük durumunda gaz türbininde tersinmezlik faktörünün atmosfer sıcaklığı ile değişimi

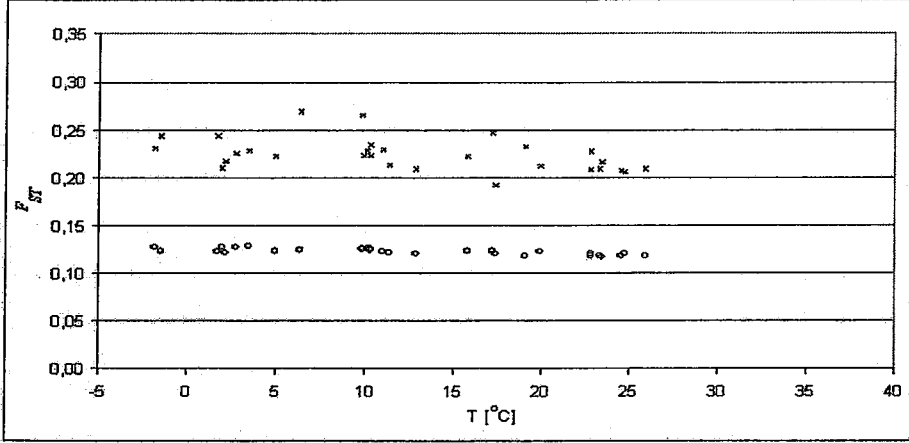


Şekil 4.139 % 100 yük durumunda gaz türbininde tersinmezlik faktörünün atmosfer sıcaklığı ile değişimi

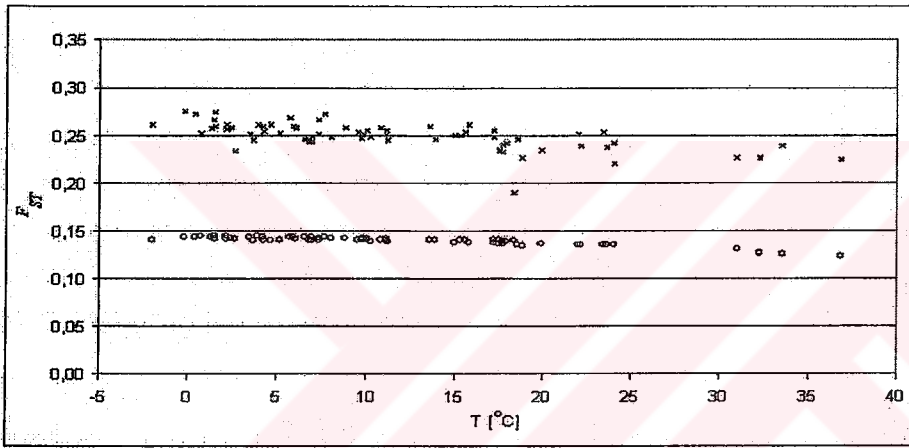
Şekil 4.130'dan 4.139'a kadar gaz türbini çevrimi için hesaplanan akış faktörleri verilmiştir. Hesaplanan akış faktörleri şekil ve içerik itibarıyla daha önce büyüklük olarak hesaplanan değerleri içerdiğinden, ünite başlıkları altında yorumlar tekrar edilmeyecektir. Gaz türbini ünitesi için hesaplanan faydalı güç faktörünün tersinir güç faktörüne oranlanmasıyla ikinci kanun verimi elde edilir. Ayrıca faydalı güç faktörü, bir blokta belirlenen bir durum için birinci kanun veriminin yarısını vermektedir. Bunun sebebi, faktörün standartlaştırılabilmesi bir blok için yani iki gaz türbinine giren toplam ekserjinin referans alınmış olmasıdır. Belirlenen durumun haricindeki durumlar için de (atmosfer sıcaklığının 0 °C'den farklı olması durumu gibi) faydalı güç faktörü, referans durumla gerçek durum arasındaki sapma hakkında fikir vermektedir. Diğer bir deyişle santralden elde edilebilecek gücün, atmosfer sıcaklıklarının daha yüksek olduğu yaz aylarında, kış aylarına nazaran ne kadar azalabileceğini göstermektedir.

4.10.2 Buhar Türbini İçin Akış Faktörleri

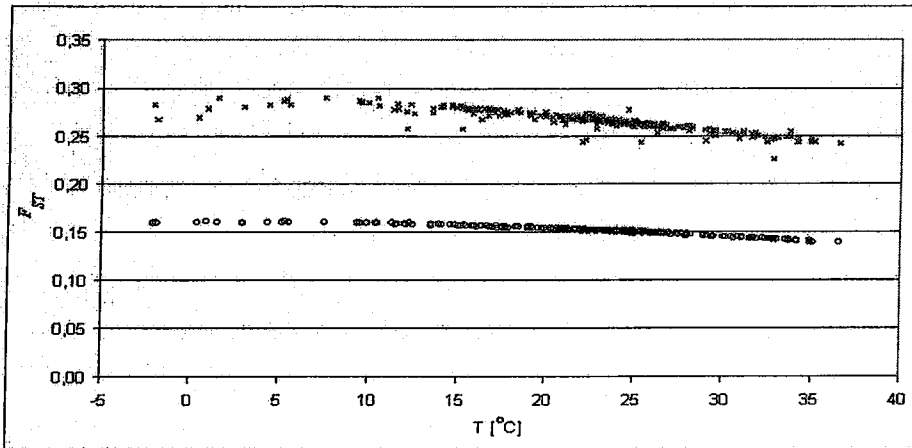
Şekil 4.140'dan 4.149'a kadar buhar türbini ünitesi için hesaplanan akış faktörleri verilmiştir. Buhar türbini ünitesinde referans durumda faydalı güç faktörü, kombine çevrimde buhar türbininin birinci kanun verimini vermektedir. Bu ünite de faydalı güç faktörünün referans durum haricindeki değerleri, buhar türbininden elde edilebilecek gücün referans durumdan farklı durumlarda ne şekilde değiştiğini göstermektedir.



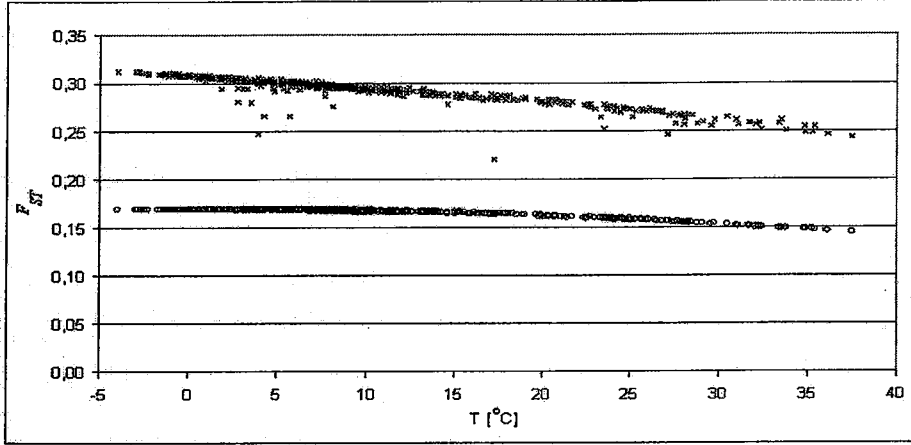
Şekil 4.140 % 70 yük durumunda buhar türbininde tersinir güç ve faydalı güç faktörlerinin atmosfer sıcaklığı ile değişimi (x: Tersinir güç faktörü, o: Faydalı güç faktörü)



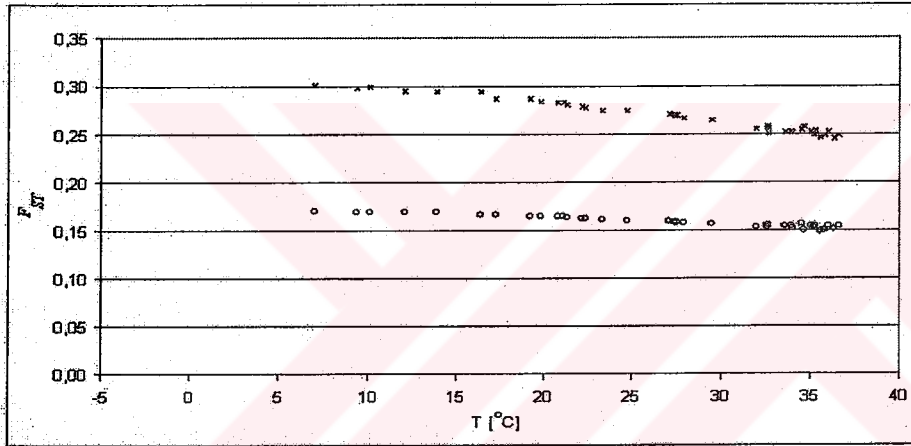
Şekil 4.141 % 80 yük durumunda buhar türbininde tersinir güç ve faydalı güç faktörlerinin atmosfer sıcaklığı ile değişimi (x: Tersinir güç faktörü, o: Faydalı güç faktörü)



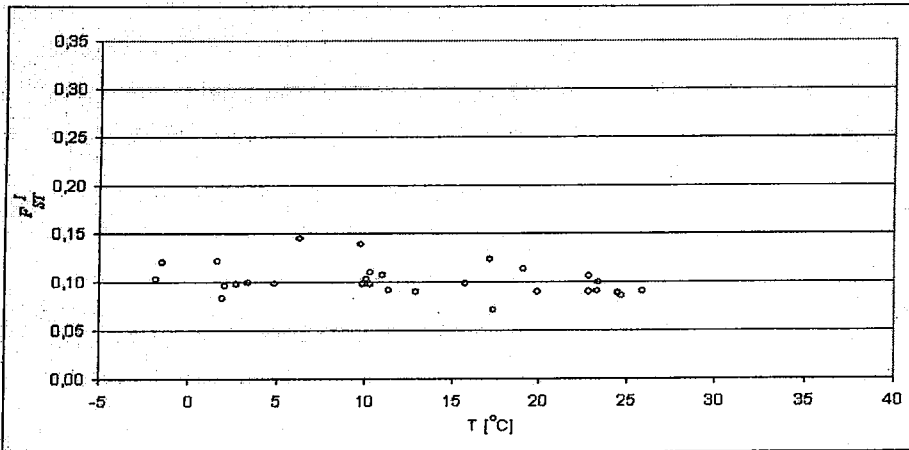
Şekil 4.142 % 90 yük durumunda buhar türbininde tersinir güç ve faydalı güç faktörlerinin atmosfer sıcaklığı ile değişimi (x: Tersinir güç faktörü, o: Faydalı güç faktörü)



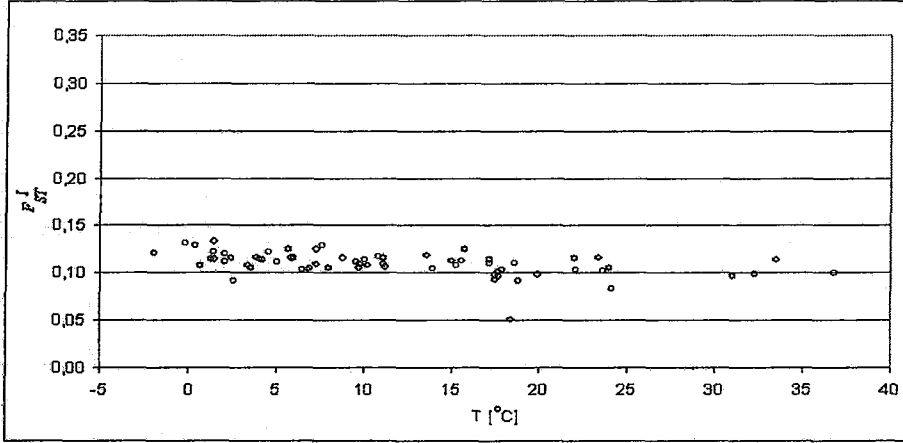
Şekil 4.143 % 95 yük durumunda buhar türbininde tersinir güç ve faydalı güç faktörlerinin atmosfer sıcaklığı ile değişimi (x: Tersinir güç faktörü, o: Faydalı güç faktörü)



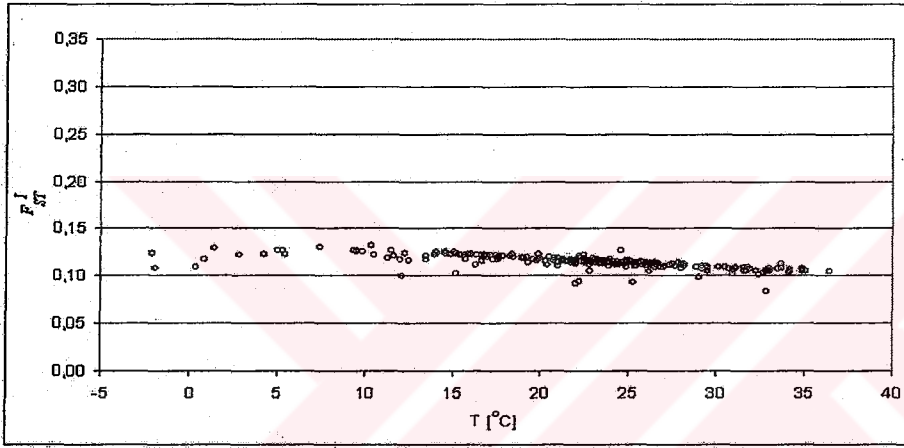
Şekil 4.144 % 100 yük durumunda buhar türbininde tersinir güç ve faydalı güç faktörlerinin atmosfer sıcaklığı ile değişimi (x: Tersinir güç faktörü, o: Faydalı güç faktörü)



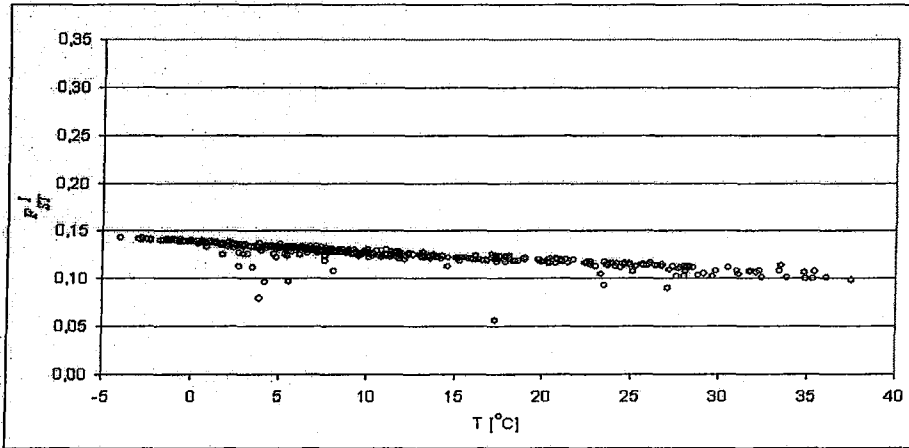
Şekil 4.145 % 70 yük durumunda buhar türbininde tersinmezlik faktörünün atmosfer sıcaklığı ile değişimi



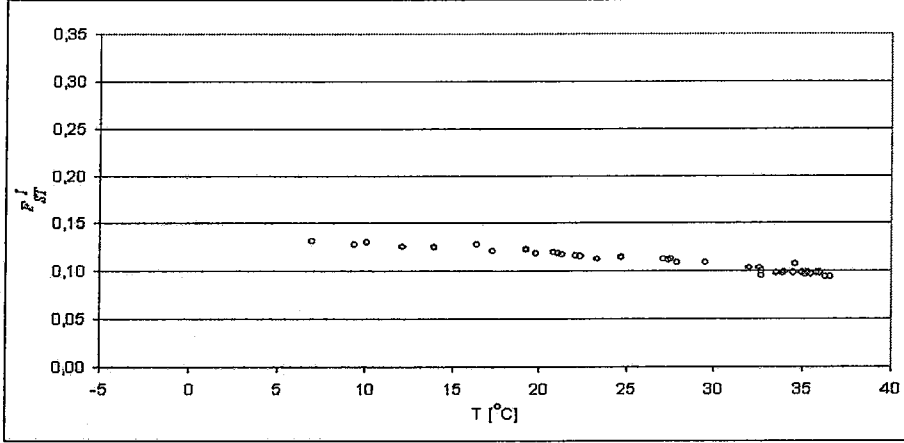
Şekil 4.146 % 80 yük durumunda buhar türbininde tersinmezlik faktörünün atmosfer sıcaklığı ile değişimi



Şekil 4.147 % 90 yük durumunda buhar türbininde tersinmezlik faktörünün atmosfer sıcaklığı ile değişimi



Şekil 4.148 % 95 yük durumunda buhar türbininde tersinmezlik faktörünün atmosfer sıcaklığı ile değişimi



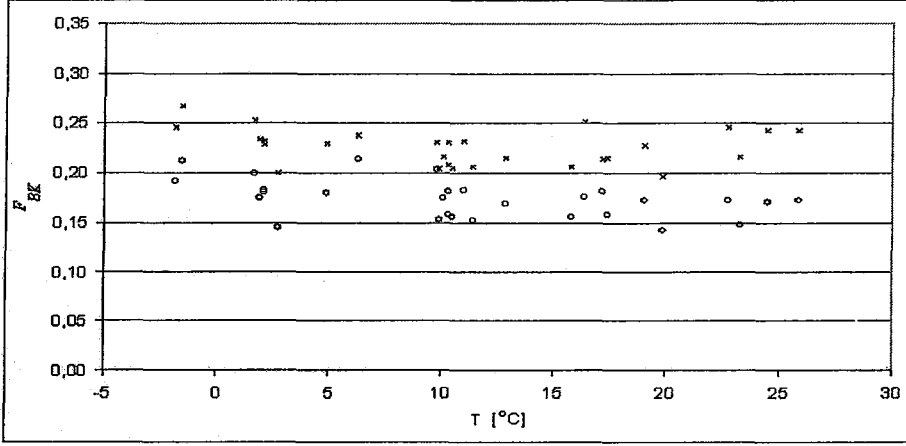
Şekil 4.149 % 100 yük durumunda buhar türbininde tersinmezlik faktörünün atmosfer sıcaklığı ile değişimi

Buhar türbini ünitesi için hesaplanan tersinir güç faktörü aynı zamanda buhar kalitesi, miktarı, yakıt sarfiyatı ve mevcut durumun referans durumla arasındaki sapma miktarlarını içerdiğinden çok yönlü bir faktördür. Buhar türbini ünitesinde de faydalı güç faktörünün tersinir güç faktörüne oranlanmasıyla bu ünite için ikinci kanun verimi elde edilir.

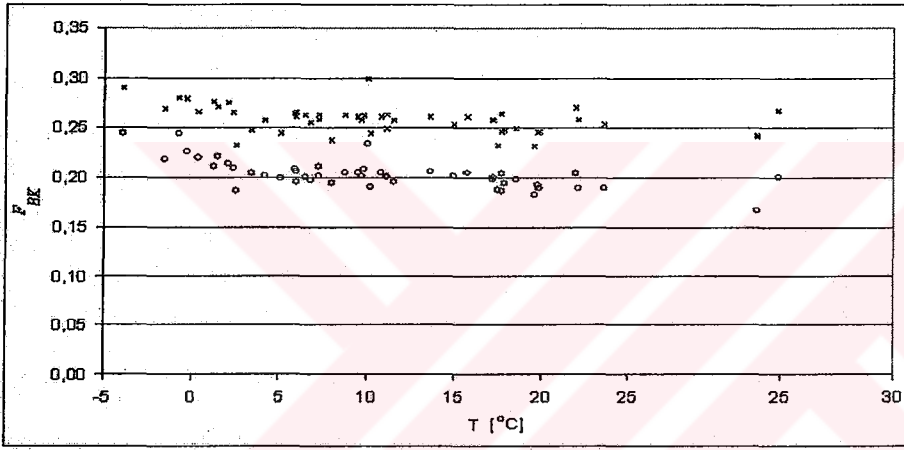
4.10.3 Buhar Kazanı İçin Akış Faktörleri

Şekil 4.150'den 4.159'a kadar buhar kazanı için hesaplanan akış faktörleri verilmiştir. Buhar kazanında iş üretimi olmadığından, Denklem 3.49 gereği tersinir güç tersinmezliğe eşit olacaktır. Bu durumda buhar kazanı giriş ve çıkış noktalarındaki ekserji faktörlerini ve tersinmezlik faktörünü incelemek doğru olur.

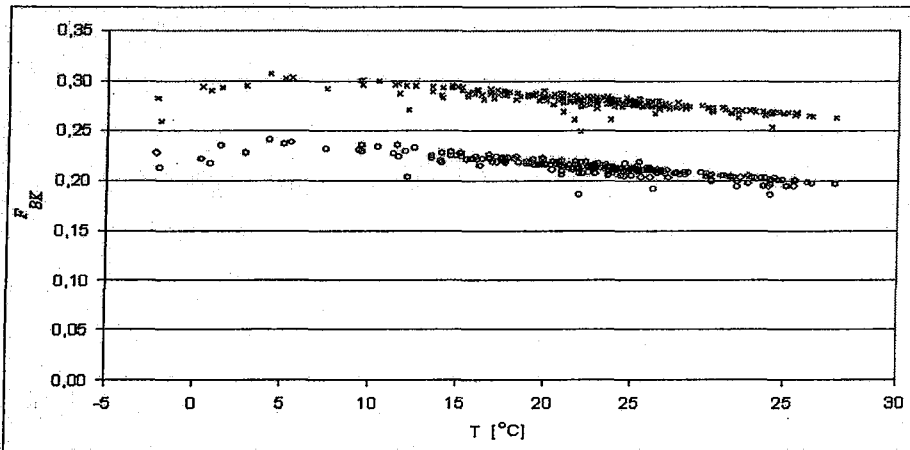
Rankine çevrimleri için referans durumunda birim zamanda sisteme giren toplam ekserji miktarının hesaplanmasında, buhar tarafına geçen ekserji akış miktarının baz alınması, elde edilen enerjinin yakıt sarfiyatı ile ilişkisini vermediğinden, doğru bir referans olmayabilir. Bunun için Rankine çevrimi ile enerji üreten sistemlerde, buhar üreticisine yakıtla sağlanan ısı gücünün referans alınması daha doğru olacaktır. Yanmasız buhar üreticilerinde ise sıcak akışkanın giriş ve çıkıştaki ekserji akış miktarlarının toplamının referans alınması uygundur. Ancak unutulmamalıdır ki, sistemin geneli göz önüne alındığında kombine çevrim sistemlerine giren ekserji, gaz türbinine birim zamanda yakıtla verilen enerjidir. Tez kapsamında yürütülen çalışmada da referans durum olarak, atmosfer sıcaklığının 0 °C olduğu durum için bir bloktaki gaz türbinlerine birim zamanda yakıtla verilen ekserji seçilmiştir



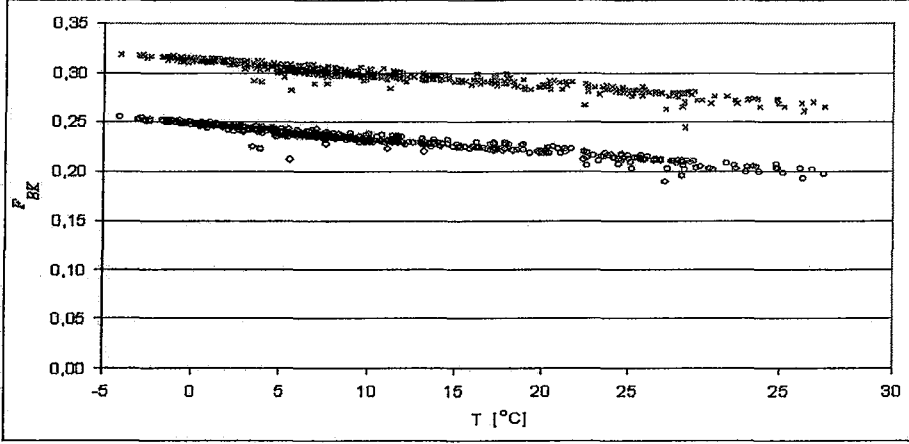
Şekil 4.150 % 70 yük durumunda buhar kazanı giriş ve çıkış noktalarında ekserji faktörünün atmosfer sıcaklığı ile değişimi (o: Ekserji giriş faktörü, x: Ekserji çıkış faktörü)



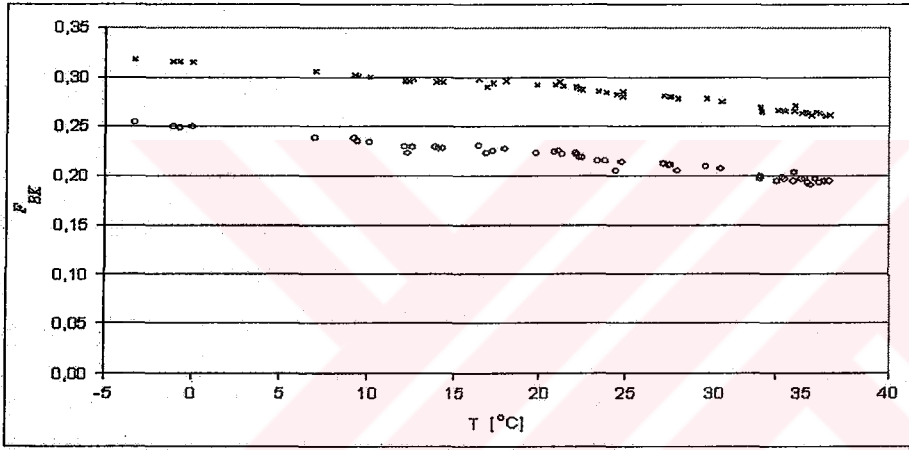
Şekil 4.151 % 80 yük durumunda buhar kazanı giriş ve çıkış noktalarında ekserji faktörünün atmosfer sıcaklığı ile değişimi (o: Ekserji giriş faktörü, x: Ekserji çıkış faktörü)



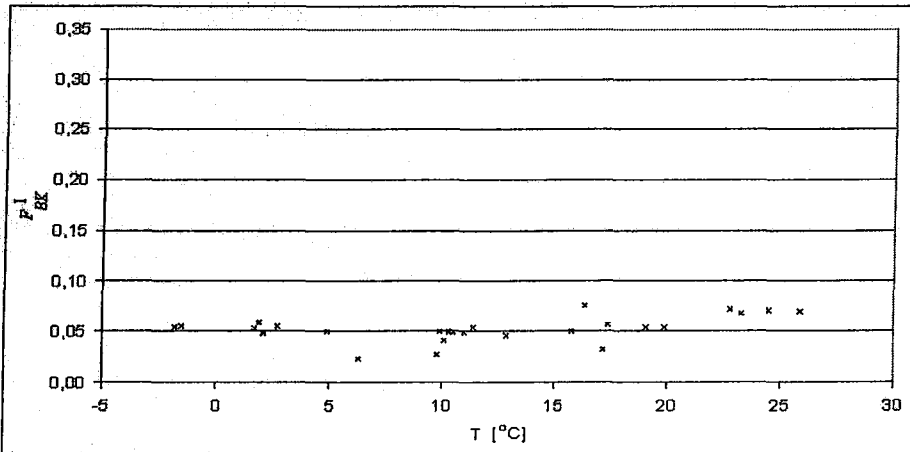
Şekil 4.152 % 90 yük durumunda buhar kazanı giriş ve çıkış noktalarında ekserji faktörünün atmosfer sıcaklığı ile değişimi (o: Ekserji giriş faktörü, x: Ekserji çıkış faktörü)



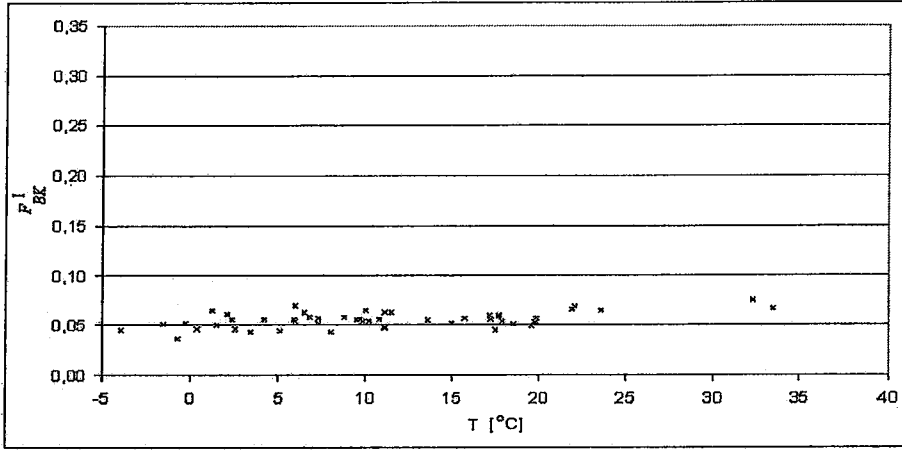
Şekil 4.153 % 95 yük durumunda buhar kazanı giriş ve çıkış noktalarında ekserji faktörünün atmosfer sıcaklığı ile değişimi (o: Ekserji giriş faktörü, x: Ekserji çıkış faktörü)



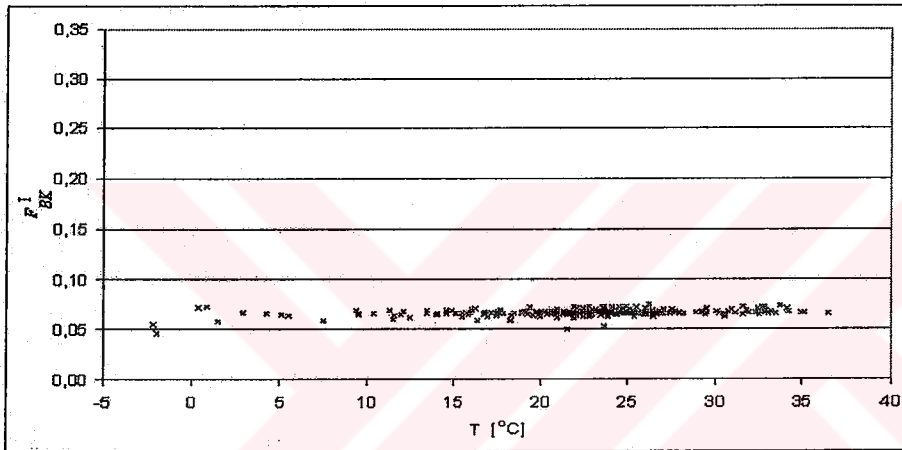
Şekil 4.154 % 100 yük durumunda buhar kazanı giriş ve çıkış noktalarında ekserji faktörünün atmosfer sıcaklığı ile değişimi (o: Ekserji giriş faktörü, x: Ekserji çıkış faktörü)



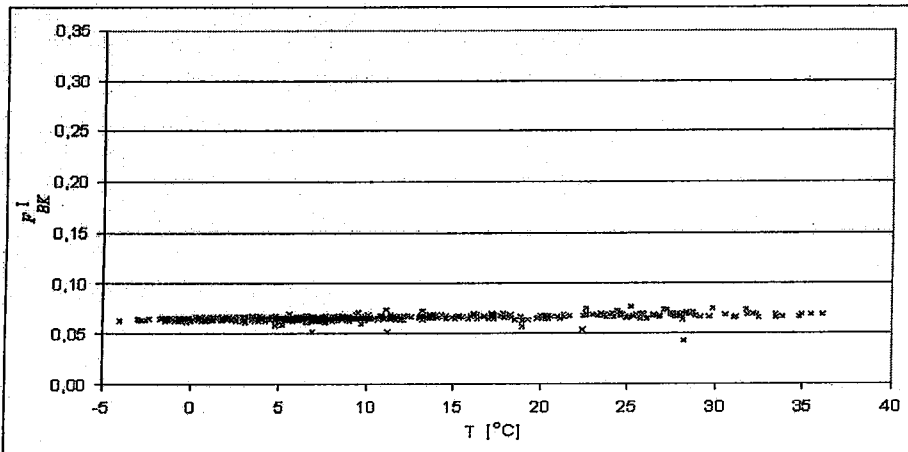
Şekil 4.155 % 70 yük durumunda buhar kazanında tersinmezlik faktörünün atmosfer sıcaklığı ile değişimi



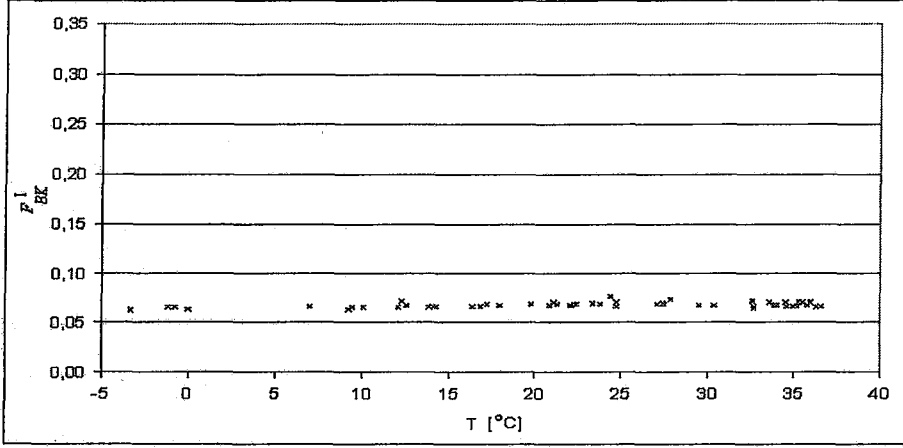
Şekil 4.156 % 80 yük durumunda buhar kazanında tersinmezlik faktörünün atmosfer sıcaklığı ile değişimi



Şekil 4.157 % 90 yük durumunda buhar kazanında tersinmezlik faktörünün atmosfer sıcaklığı ile değişimi

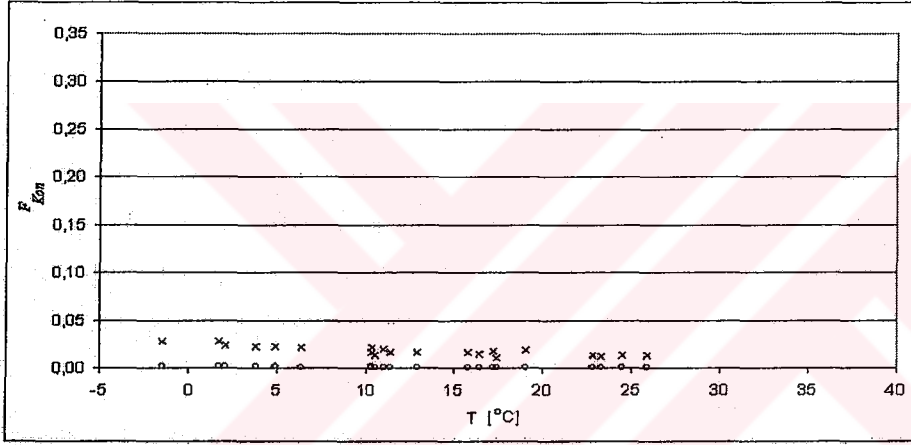


Şekil 4.158 % 95 yük durumunda buhar kazanında tersinmezlik faktörünün atmosfer sıcaklığı ile değişimi

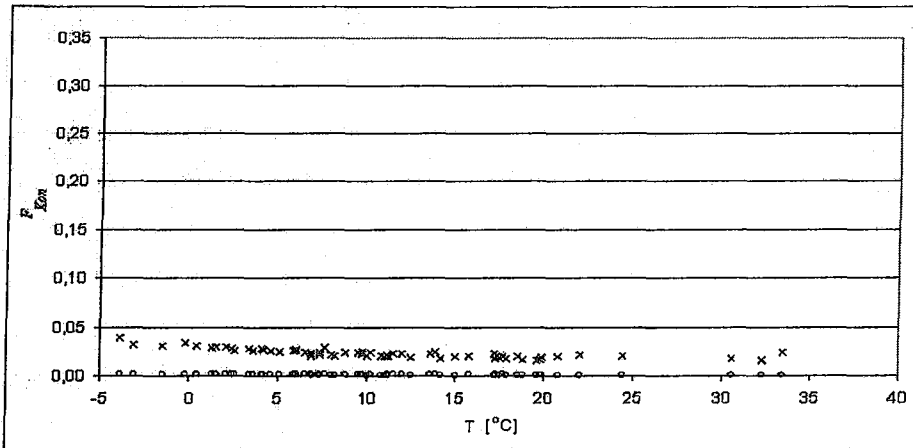


Şekil 4.159 % 100 yük durumunda buhar kazanında tersinmezlik faktörünün atmosfer sıcaklığı ile değişimi

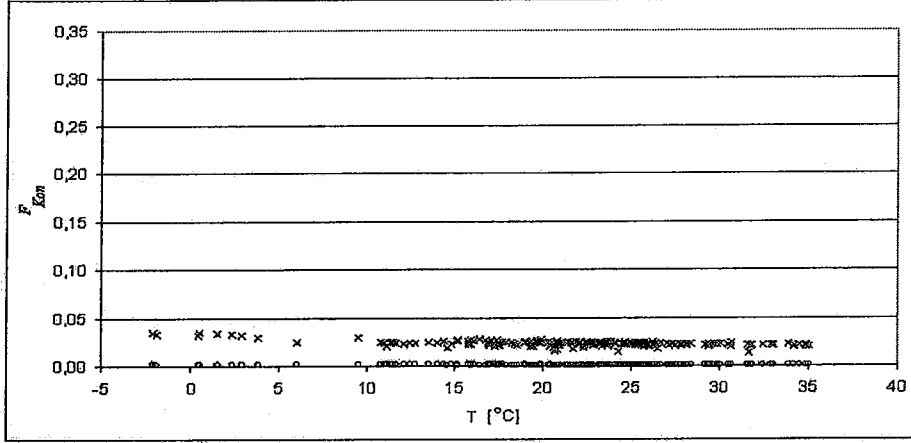
4.10.4 Kondenser İçin Akış Faktörleri



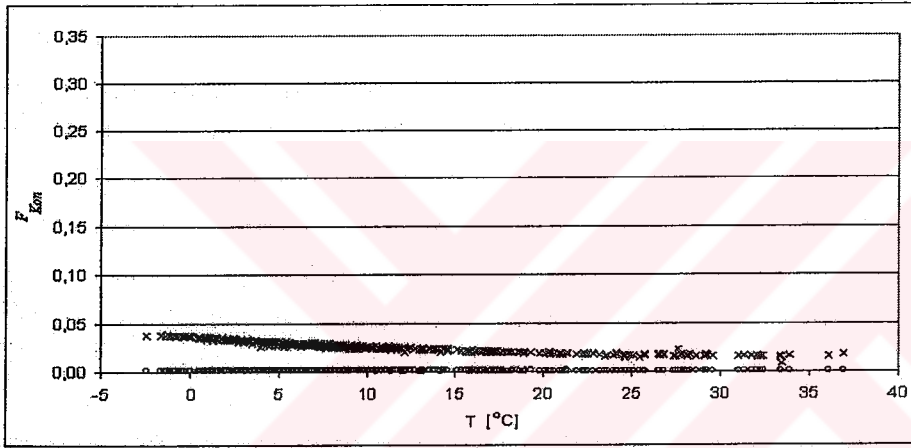
Şekil 4.160 % 70 yük durumunda kondenser giriş ve çıkış noktalarında ekserji faktörünün atmosfer sıcaklığı ile değişimi (x: Ekserji giriş faktörü, o: Ekserji çıkış faktörü)



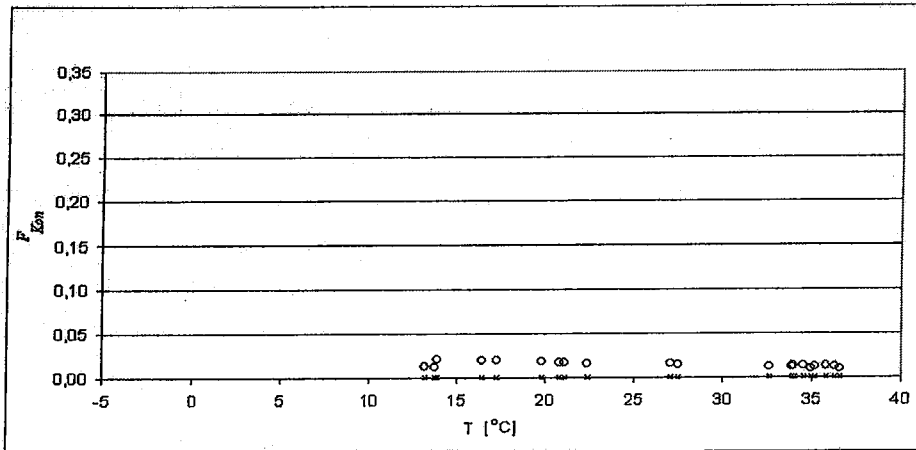
Şekil 4.161 % 80 yük durumunda kondenser giriş ve çıkış noktalarında ekserji faktörünün atmosfer sıcaklığı ile değişimi (x: Ekserji giriş faktörü, o: Ekserji çıkış faktörü)



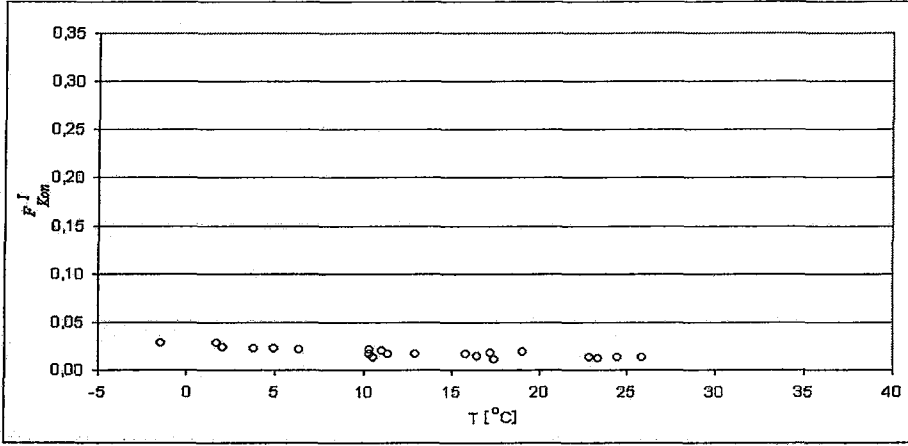
Şekil 4.162 % 90 yük durumunda kondenser giriş ve çıkış noktalarında ekserji faktörünün atmosfer sıcaklığı ile değişimi (x: Ekserji giriş faktörü, o: Ekserji çıkış faktörü)



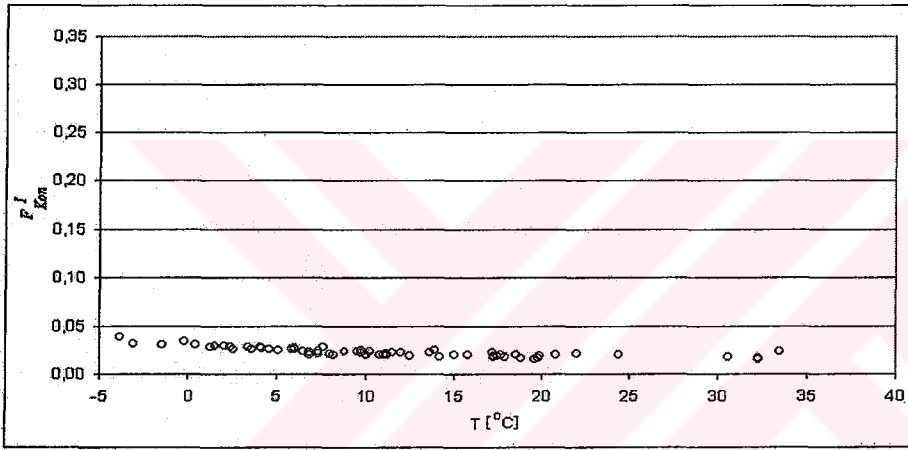
Şekil 4.163 % 95 yük durumunda kondenser giriş ve çıkış noktalarında ekserji faktörünün atmosfer sıcaklığı ile değişimi (x: Ekserji giriş faktörü, o: Ekserji çıkış faktörü)



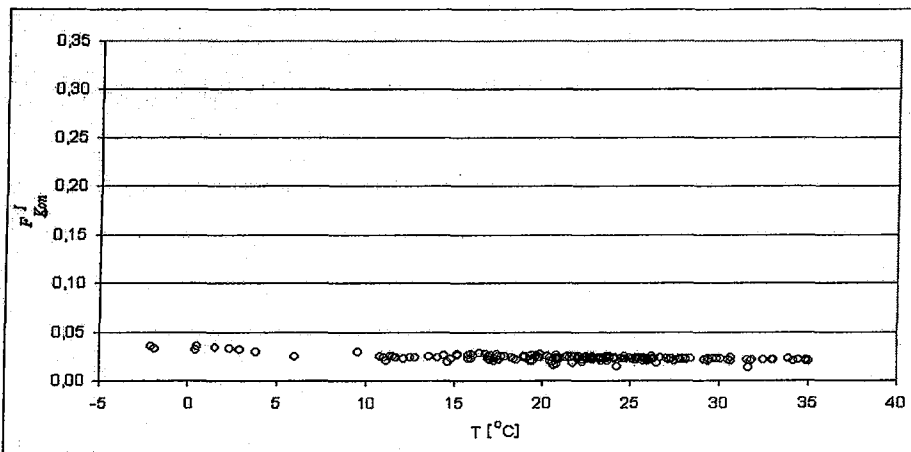
Şekil 4.164 % 100 yük durumunda kondenser giriş ve çıkış noktalarında ekserji faktörünün atmosfer sıcaklığı ile değişimi (x: Ekserji giriş faktörü, o: Ekserji çıkış faktörü)



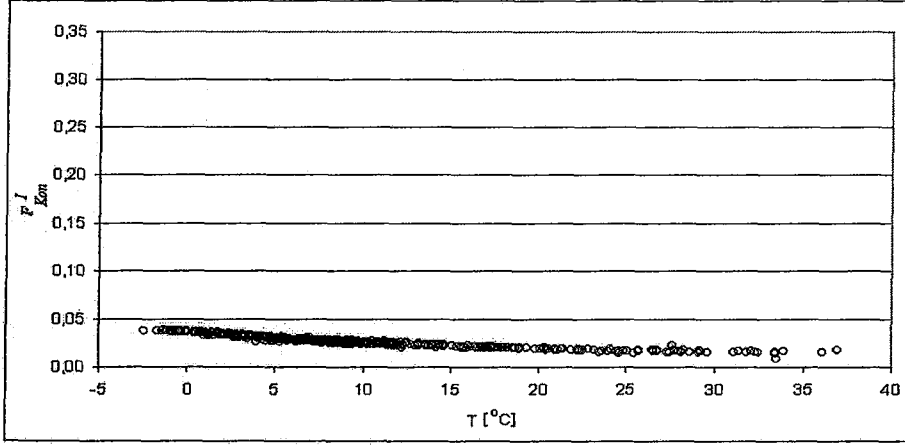
Şekil 4.165 % 70 yük durumunda kondenslerdeki tersinmezlik faktörünün atmosfer sıcaklığı ile değişimi



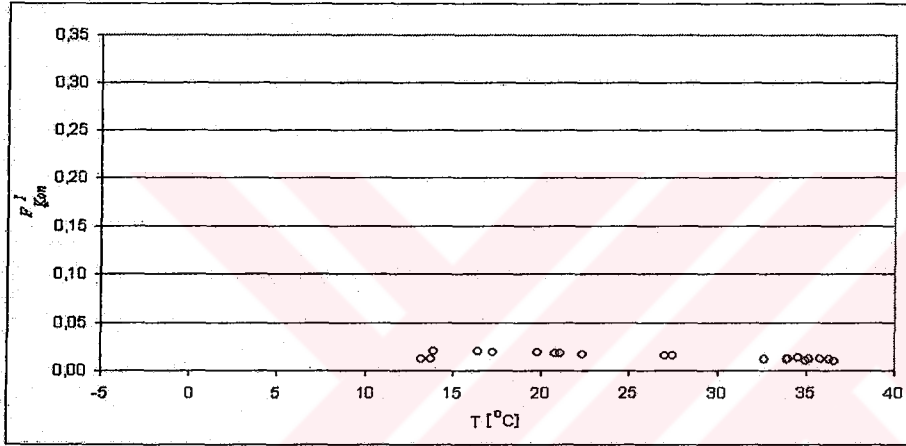
Şekil 4.166 % 80 yük durumunda kondenslerdeki tersinmezlik faktörünün atmosfer sıcaklığı ile değişimi



Şekil 4.167 % 90 yük durumunda kondenslerdeki tersinmezlik faktörünün atmosfer sıcaklığı ile değişimi



Şekil 4.168 % 95 yük durumunda kondenslerdeki tersinmezlik faktörünün atmosfer sıcaklığı ile değişimi



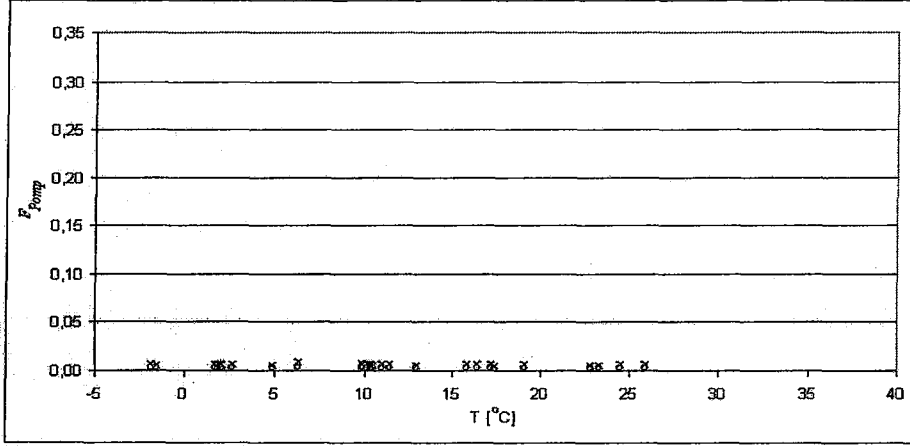
Şekil 4.169 % 100 yük durumunda kondenslerdeki tersinmezlik faktörünün atmosfer sıcaklığı ile değişimi.

Şekil 4.160'dan 4.169'a kadar kondenser için hesaplanan akış faktörleri verilmiştir. Bu ünite de iş üretimi olmadığından, Denklem 3.49 gereği tersinir güç tersinmezliğe eşittir. Bu bakımdan bu başlık altında ünite giriş ve çıkış noktalarındaki ekserji faktörleri ile tersinmezlik faktörü incelenmiştir.

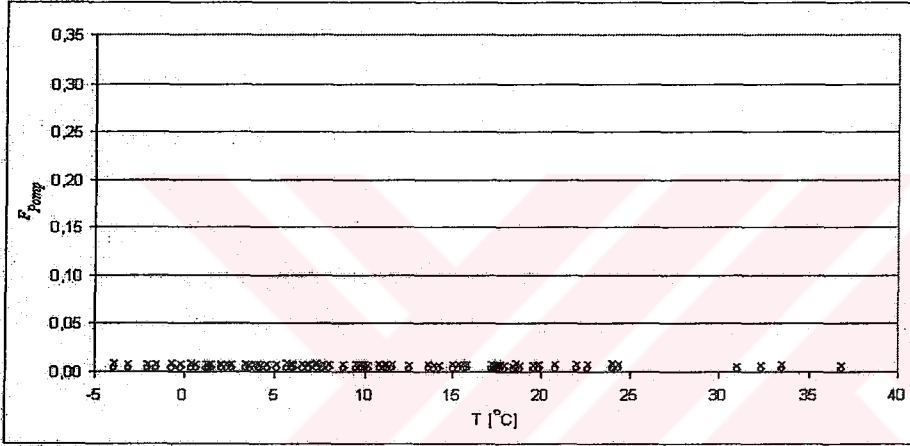
Kondenser ünitesinde giriş ve çıkış noktaları için hesaplanan ekserji faktörlerinin oranı bu ünitedeki ekserji etkenliğini verir.

4.10.5 Pompalar İçin Akış Faktörleri

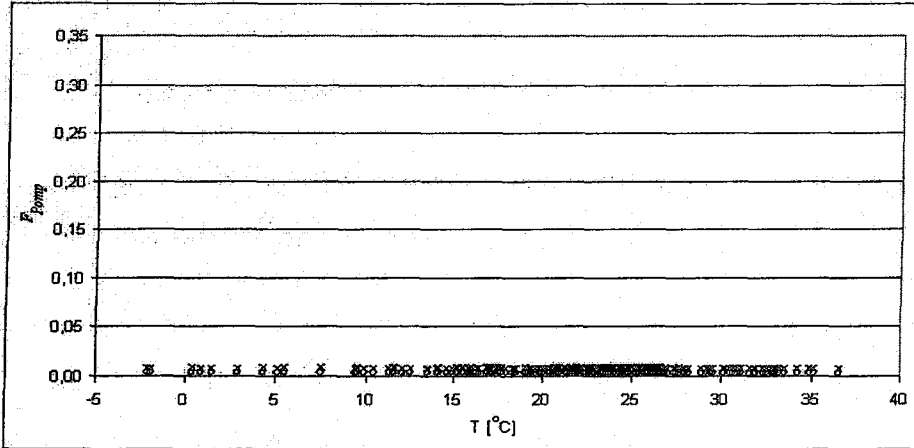
Şekil 4.170'den 4.179'a kadar pompalar için hesaplanan akış faktörleri verilmiştir. Pompalar iş harcayan makineler olduğundan, bu ünitelerde pompa işi tersinir güçten büyük çıkmaktadır. Hesaplarda pompa işinin mutlak değeri kullanılmıştır.



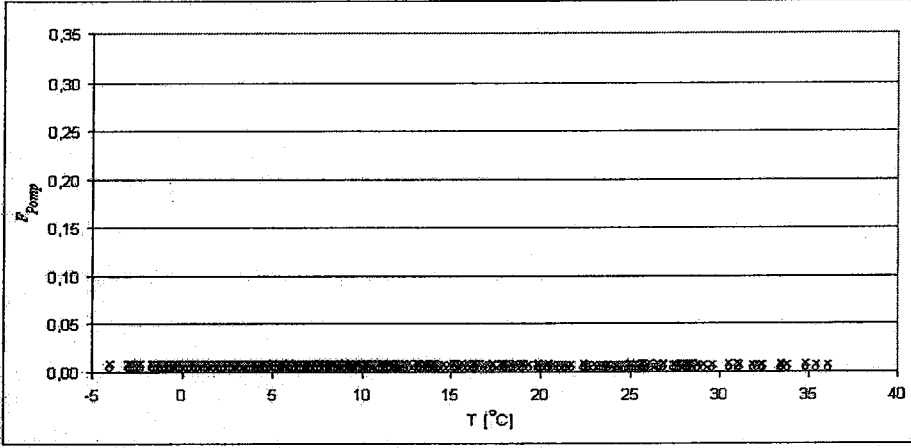
Şekil 4.170 % 70 yük durumunda pompalarda tersinir güç ve faydalı güç faktörlerinin atmosfer sıcaklığı ile değişimi (o: Tersinir güç faktörü, x, Faydalı güç faktörü)



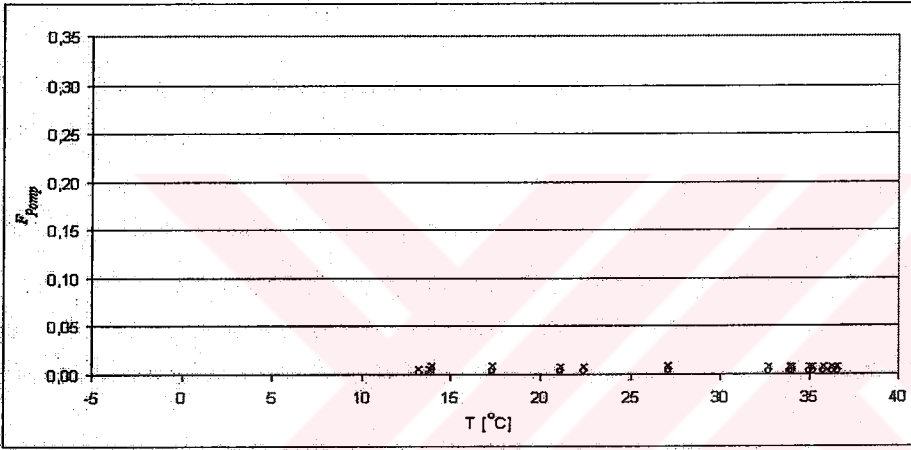
Şekil 4.171 % 80 yük durumunda pompalarda tersinir güç ve faydalı güç faktörlerinin atmosfer sıcaklığı ile değişimi (o: Tersinir güç faktörü, x, Faydalı güç faktörü)



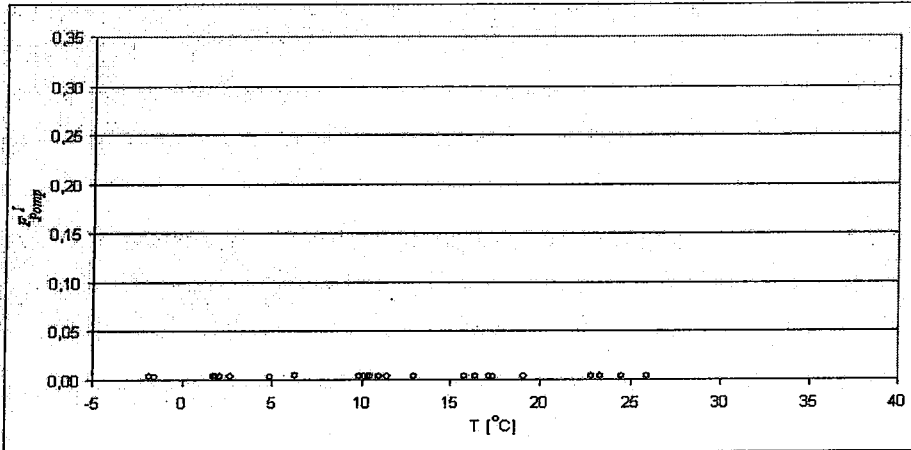
Şekil 4.172 % 90 yük durumunda pompalarda tersinir güç ve faydalı güç faktörlerinin atmosfer sıcaklığı ile değişimi (o: Tersinir güç faktörü, x, Faydalı güç faktörü)



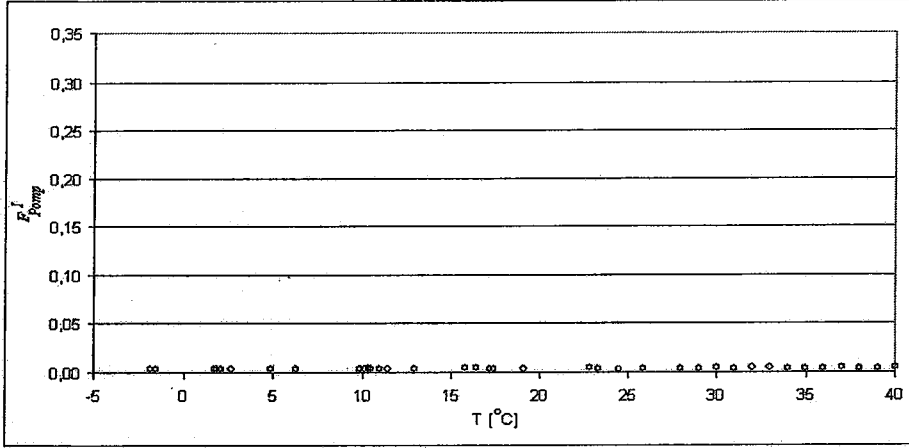
Şekil 4.173 % 95 yük durumunda pompalarda tersinir güç ve faydalı güç faktörlerinin atmosfer sıcaklığı ile değişimi (o: Tersinir güç faktörü, x, Faydalı güç faktörü)



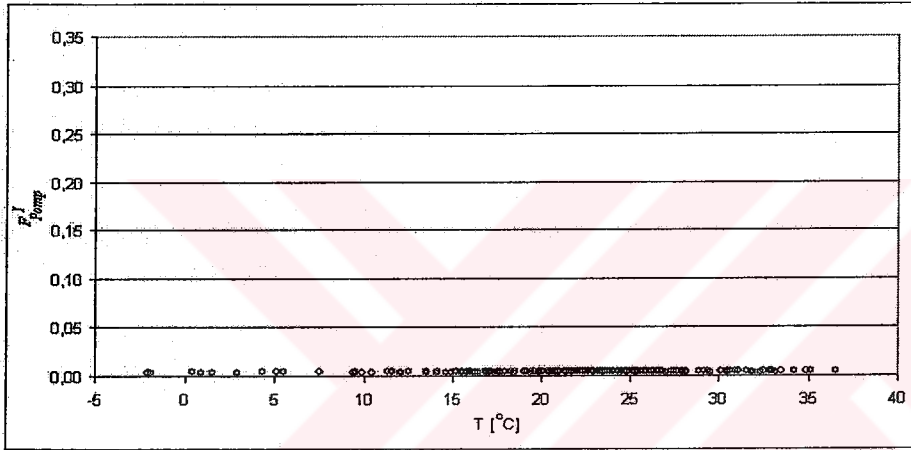
Şekil 4.174 % 100 yük durumunda pompalarda tersinir güç ve faydalı güç faktörlerinin atmosfer sıcaklığı ile değişimi (o: Tersinir güç faktörü, x, Faydalı güç faktörü)



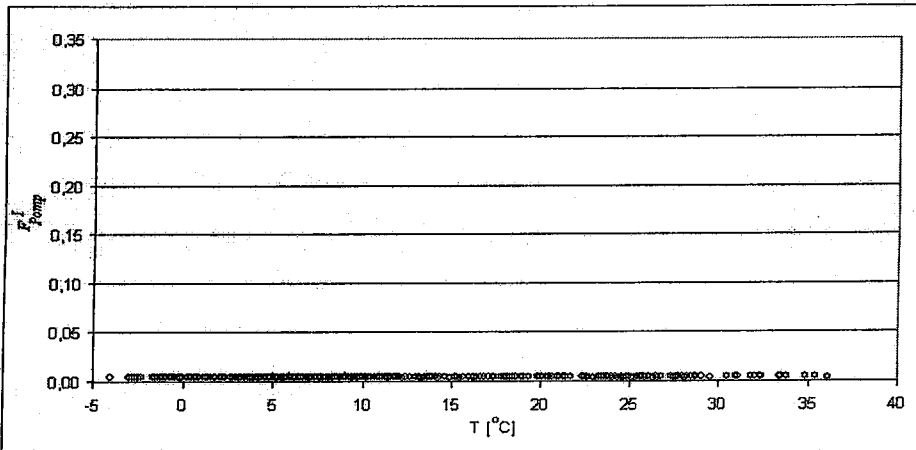
Şekil 4.175 % 70 yük durumunda pompalarda tersinmezlik faktörünün atmosfer sıcaklığı ile değişimi



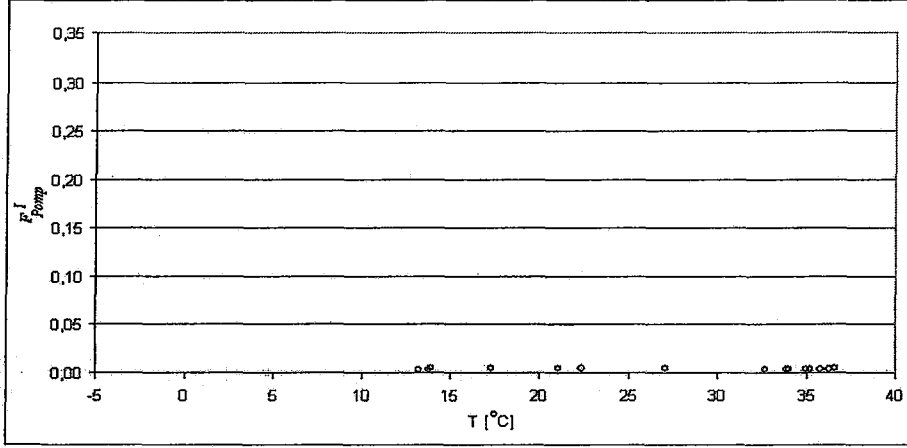
Şekil 4.176 % 80 yük durumunda pompalarda tersinmezlik faktörünün atmosfer sıcaklığı ile değişimi



Şekil 4.177 % 90 yük durumunda pompalarda tersinmezlik faktörünün atmosfer sıcaklığı ile değişimi



Şekil 4.178 % 95 yük durumunda pompalarda tersinmezlik faktörünün atmosfer sıcaklığı ile değişimi



Şekil 4.179 % 100 yük durumunda pompalarda tersinmezlik faktörünün atmosfer sıcaklığı ile değişimi

Kondenser ve pompalardaki akış faktörünü veren grafiklerde görüldüğü gibi kondenserin çıkış, pompalarında hem çıkış hem de giriş noktalarında akış oranları ihmal edilebilir seviyelerdedir.

4.11 Analizler ve Akış Faktörleri Hesap Yöntemi Üzerine Bazı Ek Yorumlar

Dizayn verileri ile yapılan analizde sistemde iki gaz türbini, iki buhar kazanı, bir buhar türbini, bir kondenser ve bir pompa grubu bulunmakta, işletme verileri ile yapılan analizde ise bu ünitelerin her birinin tek başına analizi verilmektedir. Ünitelerin tek başına ele alınmış olması, sistem analizi yaparken bir engel olmamakta, bilakis bir ünite için incelenen parametrelerin büyüklüğünün görülmesi açısından fayda sağlamaktadır.

İdeal Brayton çevrimi yaklaşımı ve ideal Rankine çevrimi yaklaşımı ile analizler tekrarlanmıştır. İdeal çevrim yaklaşımı ile gerçekleştirilen bu analizler bir başka kıyas parametresi olarak kabul edilebilir.

İdeal Brayton çevrimi ile yapılan incelemede, gerçek çevrimde olduğu gibi, çevrimin verimi atmosfer sıcaklığının artmasıyla azalmakta olduğu ve işletme verileri kullanılarak gerçekleştirilen analizle uyum içerisinde olduğu görülmüştür. Her iki yaklaşımda da çevrim verimlerinin azalma nedeni giriş havasının özgül hacminin artışına bağlı kompresörde sıkıştırma işi için birim zamanda harcanan enerjinin artmasıdır.

İdeal Rankine çevrimi için de aynı durum söz konusudur. İdeal Rankine çevriminde elde edilen net iş ile akışkan tarafına birim zamanda geçen ısı enerjisi

oranlandığından, ideal çevrimin eğilimi ile gerçek çevrimin uyum içerisinde olduğu gözlenmektedir.

Santralde en ekonomik ve verimli çalışma koşullarının, dizayn yük değerinde (%100 yük durumu) sağlanabileceği bilinmektedir. Bu veri doğrultusunda santralin mümkün olduğu kadar tam yükte çalıştırılması istenmektedir. Ancak arıza durumlarında devre dışı kalan blok, arıza giderildikten sonra, tekrar devreye alınırken önce düşük yüklerde çalıştırılıp daha sonra yükün yavaş yavaş artırılması ile yüksek yüklerle çıkarılmaktadır. Bunun sonucu olarak, düşük yükler için sistemden elde edilen veriler sistemin sürekli rejimdeki durumunu tam olarak yansıtmayabilir. Bu da grafiklerde verinin daha dağınık bir alanda yansımaya neden olmaktadır.

Bütün akışkanların termodinamik özelliklerinin hesaplanmasında olduğu gibi enerji üretim sistemlerinin termodinamik analizlerinde de bir referans noktası tayin edip, hesaplamaları bu referansa göre yönlendirmek, hem hata mertebesinin küçülmesi hem de sonuçların daha kolay anlaşılır hale gelmesi açısından faydalı olacak, ayrıca kıyaslamalarda da daha etkin ve doğru bakış açısı ortaya koyacaktır.

Akış faktörü hesap yöntemi, hesaplanan bütün faktörler için sabit skala kullanmayı mümkün hale getirmektedir. Tez kapsamında yürütülen çalışmada hesaplanan değerler 0-0.35 arası skala kullanılarak sunulabilmiştir. Böylece sistemin bütün noktalarındaki büyüklükleri birbiriyle rahatlıkla kıyaslayabilme imkanı doğmaktadır. Hatta kondenser çıkışı ve pompalarda hesaplanan akış faktörlerinin, sistemin geri kalan kısmındaki akış faktörlerinden ne denli küçük, hatta ihmal edilebilir seviyelerde olduğu görülmektedir. Diğer yandan sistemin herhangi bir noktası için istenilen parametrenin büyüklüğü, akış faktörünün referans değerle çarpımıyla kolayca elde edilebilir.

Üzerinde durulması gereken bir diğer konu da referans parametrenin seçimidir. Seçim yapılırken sistemde yada herhangi bir ünitesinde meydana gelen tersinmezliklerin göz önüne alınması gerekir. Bu bakımdan enerji akış miktarlarının referans parametre olarak seçilmesi doğru olmaz. Onun yerine ekserji akış miktarları tercih edilmelidir. Ayrıca sistemin geçici rejim değerleri de farklı durumlar için değişiklikler göstereceğinden güvenilir olmaz. Bu durumda kararlılığın sağlanabilmesi için seçilen parametrenin sürekli rejimde elde edilen bir değer olması gerekir. Üretilen enerjinin yakıtla olan ilişkisini de kapsamı açısından sisteme birim zamanda yakıtla

verilen enerjiler toplamının referans kabul edilmesi gerekir, ancak bu da yeter şart değildir. Çünkü özellikle gaz yakıtlı sistemlerde atmosfer sıcaklığının değişimi ile yakıtın yoğunluğunu dolayısıyla miktarı değişmektedir. Bu durumda standart şartlarda (0 °C atmosfer sıcaklığında ve sürekli rejimde) sisteme yakıtla verilen enerjinin referans parametre olarak kabul edilmesi uygun olacaktır. Böylece farklı sistemlerin kıyaslanması durumunda sistemlerin çeşitliliği ve büyüklükleri gibi parametreler sorun oluşturmayacaktır.

4.12 Faydalı İş Üreten Üniteler İçin Genelleştirme Çalışması

Düşük yüklerde sistemin kararlı olmaması ve elde edilen grafiklerin dağınık olması problemleri göz önüne alınarak faydalı güç elde edilen gaz türbini ve buhar türbini ünitelerinde atmosfer sıcaklığı ve yük durumuna göre genelleştirme çalışmaları yapılmıştır. Araştırmada, yüksek yüklerde elde edilen faydalı gücün $f_a = AT^2 + BT + C$ fonksiyonu ve $f_y = AY^2 + BY + C$ fonksiyonu olmak üzere

$$W_u = f_a(T) \times f_y(Y) \times Y \quad (4.1)$$

şeklinde genel bir korelasyona uyduğu tespit edilmiştir. Burada $f_a(T)$ sıcaklık değişkenine bağlı olarak faydalı gücün değişimini, $f_y(Y)$ yük değişkenine bağlı olarak faydalı gücün değişimini veren fonksiyonlardır. Y ise yük durumunu ifade etmektedir. Gaz türbini ve buhar türbini üniteleri için elde edilen fonksiyonların katsayıları Çizelge 4.8 ve 4.9'da, iki korelasyon için hata analiz sonuçları Çizelge 4.10 da verilmiştir.

Gaz türbini ünitesi için çıkarılan korelasyonun hata analizinde en yüksek mutlak hata 8 MW oranı %4.82 olarak tespit edilmiştir. Gaz türbininde elde edilen elektrik gücü ve korelasyonla bulunan değer serileri arasında R^2 uygunluk testinde %99.7 uygunluk derecesi elde edilmiştir. Aynı serilerin korelasyon katsayısını veren Pearson sayısı da 99.9 olarak hesaplanmıştır.

Buhar türbini ünitesi için en yüksek mutlak hata 15 MW, en yüksek mutlak hatanın oranı %9.1 ve R^2 değeri 0.98 olarak hesaplanmıştır.

Çizelge 4.8 Gaz türbini ünitesinde faydalı güç korelasyonu için katsayılar

GAZ TÜRBİNİ ÜNİTESİ		
Katsayı/Fonksiyon	$f_a(T)$	$f_y(Y)$
A	2.21E-3	-5.23E-5
B	-1.53	1.03E-2
C	261.5	0.5

Çizelge 4.9 Buhar türbini ünitesinde faydalı güç korelasyonu katsayılar

BUHAR TÜRBİNİ ÜNİTESİ		
Katsayı/Fonksiyon	$f_a (T)$	$f_y (Y)$
A	-2.6E-2	-8.68E-5
B	-6.7E-3	-1.73E-2
C	243.4	1.87

Çizelge 4.10 Faydalı güç korelasyonları için hata analizi değerleri

HATA ANALİZİ		
Hata/Ünite	Gaz Türbini	Buhar Türbini
σ	15.2	12.78
HO	0.21	-1.56
% σ_H	0.47	1.73
MHEBD	8	15
MHEBD %	4.82	9.09
R^2	0.99	0.98
Pearson	0.99	0.99
σ	: Standart sapma	
HO	: Hata Ortalaması	
% σ_H	: Hatanın yüzde oranının standart sapması	
MHEBD	: Mutlak hatanın en büyük değeri	
EBMHD %	: En büyük mutlak hatanın değerinin yüzde oranı	
R^2	: İki veri serisinin R^2 uygunluk değeri	
Pearson	: Veri serilerinin korelasyon katsayısını veren Pearson sayısı	

Gaz türbini ve buhar türbini ünitelerinde yapılan faydalı gücü veren korelasyonlarla birlikte kullanıldıkları takdirde, sistemin herhangi yük durumunda belirli bir atmosfer sıcaklığındaki 1) Yakıt sarfiyatı 2) gaz türbini de üretilen faydalı gücü 4) BT de üretilen faydalı gücü santral çalıştırılmadan hesaplama imkanı vermektedir. Diğer yandan bu korelasyonlarla hesaplanan değerler sistemin belirli bir atmosfer sıcaklığı için ortalama verim değerleri ve sistemin çalışma performansını sınamak için geçerli sayılabilecek kriterlerdir.

5. SONUÇLAR ve ÖNERİLER

5.1 Giriş

Bu tezde, ülkemizin enerji üretim sektöründe önemli payı olan ve enerji üretim sistemleri arasında en yüksek verime sahip olduğu kabul edilen doğal gaz yakıtlı kombine güç santrallerinin incelenmesi, kayıpların nerelerde ve hangi oranlarda oluştuğunun, termodinamiğin birinci ve ikinci kanunlarını esas alan enerji ve ekserji analizleriyle tespit edilmesi amaçlanmıştır.

Tez kapsamında yürütülen çalışmada 1400 MW gücündeki Bursa-Ovaakça Doğalgaz Kombine Çevrim Santralinin, atmosfer sıcaklığı, basıncı, nemi ve sistemin yük değişimlerine bağlı olarak sistemdeki enerji ve ekserji akış miktarları, birim zamanda meydana gelen tersinmezlik, özgül yakıt sarfiyatı, özgül buhar sarfiyatı ve bunların brüt maliyetler üzerindeki etkilerini inceleyen analiz gerçekleştirilmiştir.

Analizler üç aşamada yapılmıştır. İlk olarak dizayn koşulları göz önüne alınarak sistem analiz edilmiş, ikinci olarak işletme esnasında sistem üzerinden okunan değerler kullanılarak sistemin analizi gerçekleştirilmiş ve son olarak da ideal çevrimlerin verim analizleri yapılmıştır. Her üç analizde de bulunan sonuçlar birbiriyle karşılaştırılarak farklılıkları ve uyumlu olduğu noktalar tespit edilerek yorumlanmıştır.

5.2 Dizayn Değerleriyle Yapılan Analiz Sonuçları

Atmosfer sıcaklığının artmasıyla, sistemi oluşturan her bir ünitenin giriş ve çıkış noktalarında enerji ve ekserji akış miktarları azalmaktadır. Buna bağlı olarak tersinir güç, faydalı güç ve tersinmezlikler de azalmaktadır.

Yük artışı ölçüm alınan bütün noktalarda enerji ve ekserji akış miktarlarını arttırmaktadır. Gaz türbini ve buhar türbininde yükün artış oranı ile tersinmezlik ve iş akışları orantılı değişmektedir.

Bir blokta en yüksek tersinmezlik buhar kazanlarında meydana gelmektedir. Diğer ünitelerdeki tersinmezlikler de şu şekilde sıralanmaktadır, buhar türbini, gaz türbini ve kondenser. Tersinmezlikleri yük artışı da etkilemektedir. Yük arttıkça tersinmezliklerin büyüklüğü artmakta, ancak ünitelerdeki tersinmezliklerin birbirlerine oranı değişmemektedir.

Ele alınan bütün durumlarda birinci ve ikinci kanun verimleri orantılıdır. Artan yük, sistemin verimlerini yükseltmektedir. Ancak sistemin bütününtün ısı verimi atmosfer sıcaklığının artmasıyla azalmaktadır. Verim, daha düşük sıcaklıklarda daha yüksek çıkmaktadır. Birinci ve ikinci kanun verimlerinin en yüksek değerleri sırasıyla, %56 ve %53 olarak hesaplanmıştır.

5.3 Gaz Türbini Ünitesinde İşletme Verileriyle Yapılan Analiz Sonuçları

Gaz türbini ünitesine giriş ve çıkış noktalarındaki ekserji akış miktarları atmosfer sıcaklığının artmasıyla azalmaktadır. Faydalı güç ve tersinir güç de atmosfer sıcaklığının artmasıyla azalmaktadır. Ancak tersinir güç, faydalı güce göre atmosfer sıcaklığının artışından daha fazla etkilenmektedir. Düşük sıcaklıklarda tersinir güç ile faydalı güç arasındaki fark, atmosfer sıcaklığının 0 °C'den 35 °C'lere çıkmasıyla azalmaktadır.

Yük durumu hem tersinir gücü hem de faydalı gücü etkilemektedir. Yükün artmasıyla her iki işin de büyüklüğü artmaktadır.

Gaz türbinleri için tersinmezliğin, 0 °C'de 60 MW seviyelerinde iken 35 °C'de 50MW seviyelerine indiği görülmektedir. Bu azalma, atmosfer sıcaklığının artmasıyla tersinir güç ve faydalı güç arasındaki farkın da azalmasına neden olmaktadır. Ayrıca tersinmezlik yük arttıkça büyüklük olarak artmaktadır. Ancak tersinmezlik değerindeki bu artış, yük durumunun artışıyla orantılı değildir. Diğer bir değişle yük durumu arttıkça tersinmezlik oransal olarak azalmaktadır.

Birinci kanun ve ikinci kanun verimleri atmosfer sıcaklığının artması ile azalmaktadır. Düşük sıcaklıklarda ikinci kanun verimi bütün yük durumları için oldukça yüksektir. Birinci kanun verimi ise ikinci kanun verimiyle orantılı olarak değişmektedir. Atmosfer sıcaklığındaki 35 °C artışa karşılık ikinci kanun verimi %1-2, termal verim ise %2-3 oranında azalmaktadır.

Atmosfer sıcaklığındaki artış ideal çevrimin verimini de negatif yönde etkilemektedir. Bütün yük durumlarında ideal çevrim için en yüksek verim, sıcaklığın en düşük olduğu noktada gerçekleşmektedir.

Atmosfer sıcaklığındaki artışla kompresöre giren havanın özgül hacmi arttığından üretilen elektrik gücünün sabit olduğu durumda yakıt debisi artmasına

rağmen, kompresörde sıkıştırma için harcanan güç de artmakta ve elde edilen gücün yakıtla verilen enerjiye oranı azalmaktadır.

Gerçek çevrimde de verim, giriş havasının özgül hacminin artışına bağlı kompresörde sıkıştırma için harcanan gücün artmasıyla azalmaktadır. Bu bakımdan ideal çevrim yaklaşımıyla hesaplanan veriminin atmosfer sıcaklığı ile değişimi, gerçek çevrim veriminin atmosfer sıcaklığına ile değişimi ile uyum içerisindedir.

Özgül yakıt sarfiyatı atmosfer sıcaklığının artmasıyla artmaktadır. Bu sonuç birinci kanun için verilen sonuçla birlikte incelenirse, atmosfer sıcaklığının artmasıyla gaz türbin-jeneratör ünitesi daha fazla yakıtla daha az faydalı güç üretmektedir. Bu da doğal olarak üretilen birim gücün maliyetini yükseltir. Bu doğrultuda, gaz türbin-jeneratör ünitesinde, ÖYS'nin minimum olduğu nokta en düşük sıcaklık ve en yüksek yük durumu olduğu durumdur

Bu çıkarımlar doğrultusunda gaz türbin-jeneratör ünitesi için maksimum termal ve ikinci kanun verimlerinin olduğu nokta minimum sıcaklık ve maksimum yük noktasıdır.

Gaz türbin-jeneratör ünitesi üzerinden alınan işletme değerleriyle yapılan analiz, imalatçı firmanın verdiği dizayn değerleri ile yapılan analizle paralellik göstermektedir. Ancak işletme değerleriyle yapılan analizde, dizayn değerleriyle yapılan analizlerden farklı olarak, tersinir güç 10 MW civarında daha fazla çıkmaktadır. Bunun sebebi, işletme şartlarında egzoz gazlarının kütleli debisi ve sıcaklığının, dizayn şartlarına göre farklılık gösterebilmesidir. Faydalı güç için elde edilen değerler, dizayn değerleriyle uyum içerisindedir. Tersinmezlik değerlerinde ise tersinir güçte oluşan sapmanın etkisi görülmektedir. Hesaplanan birim zamandaki tersinmezlik, dizayn verileriyle elde edilen tersinmezlikten 10 - 15 MW civarı yüksek çıkmaktadır.

Atmosfer basıncı ve bağıl nem gaz türbini ünitesinden elde edilen faydalı güç, ve üniteye gerçekleşen tersinir güç ve birim zamandaki tersinmelikleri ihmal edilebilecek seviyede etkilemektedir.

5.4 Buhar Türbini Ünitesinde İşletme Verileriyle Yapılan Analiz

Buhar türbininde tersinir güç ve faydalı güç atmosfer sıcaklığının artmasıyla azalmaktadır. Tersinir güç 0 °C'deki yük durumlarına göre, atmosfer sıcaklığındaki 40 °C'lik artışa karşılık, 80-100 MW (%18-22) azalırken, faydalı güç aynı sıcaklık

artışında 30-40 MW (%12-18) civarında azalmaktadır. Yükün düşük olduğu durumlarda azalma, oransal olarak daha fazla olmaktadır.

Buhar türbini ünitesinde yük arttıkça tersinir güç ve faydalı güç artmaktadır. %70 yük durumu referans alınır, %30 yük artışı tersinir güçte 100 MW'a (%25) yakın, faydalı güçte ise 40-50 MW (%20) civarında artışa neden olmaktadır. Gaz türbininin aksine, tersinir güç ile faydalı güç arasındaki fark, atmosfer sıcaklığı arttıkça azalmaktadır.

Birim zamanda meydana gelen tersinmezlik atmosfer sıcaklığının artmasıyla belirgin bir şekilde azalmaktadır. Yükün artması ise tersinmezliğin büyüklüğünü arttırmaktadır.

Buhar türbininde ünitesinin ikinci kanun verimi atmosfer sıcaklığının artışıyla artmakta, birinci kanun verimi ise azalmaktadır. Bu sonuç dizayn değerleriyle uyum göstermektedir.

Yükün artmasıyla her iki verimde artmaktadır. Buhar türbin-jeneratör ünitesinde termal verimin en düşük ve en yüksek değerleri sırasıyla %30 ve %35 iken, ikinci kanun veriminin en düşük ve en yüksek değerleri ise %55 ve %60 olarak tespit edilmiştir.

Atmosfer sıcaklığındaki artış ideal Rankine çevriminin verimini negatif yönde etkilemektedir. Rankine çevriminde en yüksek verim, Brayton çevriminin aksine, sıcaklığın 0 °C civarında olduğu durumda %37, en düşük verim hava sıcaklığının 35 °C olduğu durumda %33 civarındadır.

İdeal Rankine çevrimi yaklaşımla elde edilen verim, net işteki azalma ve buhar tarafına birim zamanda geçen ısı enerjisinin artışına bağlı olarak azaldığından, ideal çevrimin yaklaşımla elde edilen verimin eğilimi, gerçek çevrim veriminin eğilimi ile uyum içerisinde olduğu gözlenmektedir.

ÖYS, yük durumu ve atmosfer sıcaklığı artışıyla artmaktadır. ÖYS hesaplanan en düşük değeri 0.24 kg/kWh, ve en yüksek değeri 0.32 kg/kWh olarak tespit edilmiştir. Buhar türbin-jeneratör ünitesinde ÖYS, en düşük sıcaklık ve en yüksek yük durumunda minimum seviyededir. Bu, sistem maksimum yükte çalıştırılırsa, düşük sıcaklıklarda birim yakıtla maksimum güç üretimi sağlanabileceği anlamına gelmektedir. Buhar türbini ünitesi için elde edilen özgül yakıt sarfiyatı değişimi gaz türbini için elde edilen değerlerin değişimi ile de uyum içerisinde. Her iki ünite de ÖYS, atmosfer sıcaklığının artmasıyla artmaktadır.

Buhar türbini ünitesinde işletme verileriyle yapılan analiz sonuçları ile elde edilen tersinir güç, faydalı güç, birim zamandaki tersinmezlik, termal verim ve ikinci kanun verimlerinin, dizayn verileriyle yapılan analizde elde edilen değerlerle uyum içerisinde olduğu görülmüştür.

5.5 Buhar Kazanı Ünitesinde İşletme Verileriyle Yapılan Analiz

Buhar kazanı ünitesinde ekserji akış miktarları atmosfer sıcaklığının artmasıyla azalmaktadır. Buhar kazanına giriş ve çıkış noktalarında ekserji akış miktarları yük arttıkça oldukça yüksek seviyelere çıkmaktadır. Ekserji akış miktarları için elde edilen sonuçlar dizayn verileriyle yapılan analizde elde edilen sonuçlarla benzerlik göstermektedir. Ancak giriş noktasında hesaplanan ekserji oranı dizayn verileriyle yapılan analizde elde edilen değerlerden daha düşük, çıkış noktasında ise daha yüksek çıkmaktadır. Bunun nedeni ise girişte, yanma ürünü gazların kütleli debisine ait işletme değerlerinin, dizayn değerlerinden az olmasından kaynaklanmaktadır. Çıkış noktasında ise gazların işletme sıcaklığı, dizayn sıcaklığının üzerindedir. Bu da, çıkış noktasında ekserji işletme oranının, dizayn değerinin üzerinde olması anlamına gelmektedir.

Birim zamanda meydana gelen tersinmezlikler beklenildiği üzere, atmosfer sıcaklığının yükselmesiyle artmaktadır. İşletme verileriyle hesaplanan tersinmezliklerin artış trendi dizayn değerleri ile uyum içerisinde. Ancak tersinmezliğin işletme değerleri, dizayn değerlerinden 75 MW civarında daha düşük çıkmaktadır. Bu farklılığın büyük ölçüde sebebi, gaz tarafı işletme verilerinin dizayn değerinden farklı olmasıdır. Tersinmezlik işletme değerlerinin dizayn değerlerinden az çıkması, ilk bakışta ünitenin veriminin dizayn değerinden daha yüksek olduğu görünümü vermektedir. Ancak iş üretmeyen makinelerde tersinmezlik aynı zamanda tersinir güce eşit olduğundan bu sonucu; "Akışkanın mevcut durumundan ölü duruma gelinceye kadar elde edilebilecek maksimum teorik işin azalması" olarak yorumlamak daha doğru olacaktır.

5.6 Kondenser Ünitesinde İşletme Verileriyle Yapılan Analiz

Kondenser giriş ve çıkışındaki ekserji akış miktarları atmosfer sıcaklığının artmasıyla azalmaktadır. Kondenser çıkışında akışkan özellikleri ölü durum şartlarına

oldukça yakın olduğundan ihmal edilebilir seviyelerdedir. Yükteki artış da kondenserin giriş ve çıkış noktalarındaki ekserji akış miktarını arttırmaktadır.

Birim zamanda meydana gelen tersinmezlikler, kondenser girişindeki ekserji akış miktarına oldukça yakın değerlerdedir ve atmosfer sıcaklığının artması ile artış göstermektedir. Yük artışı da tersinmezliği arttırmaktadır. Kondenserde meydana gelen tersinmezlikler de ekserji akış miktarları da sistemin tamamı göz önüne alındığında ihmal edilebilir seviyelerde kalmaktadır.

5.7 Pompalarda İşletme Verileriyle Yapılan Analiz

Atmosfer sıcaklığının artmasıyla pompaya güç ve pompada üretilen tersinir güç, azalmaktadır. Düşük yüklerde 12 MW'ın altında seyreden pompa gücü yük arttıkça artmakta ve %100 yük durumunda bu seviyenin üzerine çıkmaktadır.

Pompada meydana gelen tersinmezlik, atmosfer sıcaklığının artmasıyla değişmemektedir. Bunun sonucu olarak tersinir güç ve pompa gücü atmosfer sıcaklığının artışıyla aynı oranda değişmektedir. Diğer yandan pompada birim zamanda meydana gelen tersinmezlik, üretilen tersinir güç ve pompa işi %1 den daha az olduğundan ihmal edilebilir büyüklüktedir.

Pompa işi yükün artmasıyla artar. Bu artış %30 yük artışına karşılık 2-3 MW kadardır.

5.8 Ekonomik Analiz

Bir gaz türbininde üretilen faydalı gücün maliyeti atmosfer sıcaklığının artması ile yükselmektedir. Atmosfer sıcaklığındaki 30 °C'lik artış maliyetin 0.2 Cent/kWh artmasına neden olmaktadır

Yük durumundaki artışla bir gaz türbininde üretilen faydalı gücün maliyeti azalmaktadır. %30 yük artışı maliyette yaklaşık 0.3 Cent/kWh azalmaya karşılık gelmektedir.

Bir gaz türbininde üretilen faydalı gücün maliyeti, atmosfer sıcaklığının minimum ve yükün maksimum olduğu durumda en düşük seviyede, atmosfer sıcaklığının maksimum ve yükün minimum olduğu durumda ise en yüksek seviyededir. Minimum maliyet 3.8 Cent/kWh, maksimum maliyet 4.3 Cent/kWh olarak hesaplanmıştır. Birim zamanda üretilen enerjinin maliyetinin 0.5 Cent artması, yıllık

ortalama 8000 saat ve saatte (0°C atmosfer sıcaklığında) 1530 MW güç üretebilen kombine çevrim santrali için, kullanım ömrü boyunca 1.225 Milyon \$ ek maliyet anlamına gelmektedir.

İki gaz türbini ve bir buhar türbininden müteşekkil bir bloktan elde edilen faydalı gücün yakılan yakıt cinsinden toplam brüt maliyeti atmosfer sıcaklığının artması ile yükselmektedir.

Yük durumundaki artış bir blokta üretilen faydalı gücün maliyetini pozitif yönde etkilemektedir. Bir bloktan elde edilen faydalı gücün minimum maliyeti 2.7 Cent/kWh maksimum maliyeti ise 3 Cent/kWh olarak hesaplanmıştır.

Bir gaz türbininde üretilen tersinir gücün brüt maliyeti atmosfer sıcaklığının artması ile düşük yüklerde yeterince değişmemekte, ancak yüksek yüklerde azalmaktadır.

Yükün artması ile bir gaz türbininde üretilen tersinir gücün brüt maliyeti değişmemektedir.

Bir bloktan elde edilen toplam tersinir gücün yakılan yakıt cinsinden toplam brüt maliyetleri atmosfer sıcaklığının artması ile azalmaktadır. Toplam tersinir gücün maliyeti minimum 1.5 Cent/kWh, maksimum 1.4 Cent/kWh olarak hesaplanmıştır.

Bir gaz türbininde meydana gelen tersinmezliğin brüt maliyeti atmosfer sıcaklığının artması ile yükselmektedir.

Bir gaz türbininde meydana gelen tersinmezlikler yükün artmasıyla azalmaktadır. Tersinmezlik maliyetlerini minimum değeri 0.2 Cent/kWh, maksimum değeri ise 1.1 Cent/kWh olarak hesaplanmıştır.

Bir blokta meydana gelen toplam tersinmezliğin yakılan yakıt cinsinden brüt maliyeti atmosfer sıcaklığının artması ile yükselmektedir.

Yük artışı bir blokta üretilen tersinmezliğin maliyetini negatif yönde etkilemektedir. Bir blokta meydana gelen tersinmezliğin minimum maliyeti 0.9 Cent/kWh, maksimum maliyeti ise 1.7 Cent/kWh olarak hesaplanmıştır.

5.9 Sistem Geneli İçin Verim Analizi

Sistem geneli için verilen grafikler incelendiğinde, santralin termal veriminin atmosfer sıcaklığının artması ile azaldığı tespit edilmiştir. atmosfer sıcaklığındaki yaklaşık 40 °C'lik artış sistemin ısı veriminde %4-5 civarında düşüşe neden olmaktadır.

Yük durumundaki artış sistemin genel termal verimini artırıcı yönde etkiye sahiptir. Yükün %30 artması ile termal verim %3-4 oranında artmaktadır.

Santralin termal verimi minimum atmosfer sıcaklığı ve maksimum yük durumunda en yüksek değerde, maksimum atmosfer sıcaklığı ve minimum yük durumunda minimum değerdedir. Hesaplanan maksimum termal verim %60 minimum termal verim ise %49 dur.

İkinci kanun veriminin de atmosfer sıcaklığının artması ile azaldığı tespit edilmiştir. Atmosfer sıcaklığında yaklaşık 40 °C'lik artış termal verimde olduğu gibi ikinci kanun veriminde de %6-7 civarında düşüşe neden olmaktadır ve minimum atmosfer sıcaklığı ve maksimum yük durumunda en yüksek değerdedir. İkinci kanun veriminin maksimum değeri %59 minimum değeri ise %49 olarak hesaplanmıştır..

Yük durumundaki artış sistemin genel ikinci verimini artırıcı yönde etkiye sahiptir. Yükün %30 artması ile ikinci kanun verimi yaklaşık %3 civarında artmaktadır.

Burada bulunan sonuçlar, dizayn değeriyle genelde uyum içerisindedir. Ancak santralin bazı durumlarda anma gücünün üzerine çıktığı bilinmektedir. Analizde kullanılan verilerin güvenilirliği de göz önüne alındığında elde edilen sonuçların mantıklı olduğu ve değerlerin santralin kurulu olduğu iklimden çalışma şartlarına kadar bir çok parametreden rahatlıkla etkilenebileceği söylenebilir.

Bir diğer önemli sonuç ise grafiklerin düşük yük durumlarında dağınık yüksek yük durumlarında ise ortalamaya çok daha yakın olduğudur. Bu durum sistemin rejiminin düşük yük durumlarında işletme parametrelerindeki değişime karşı oldukça hassas olduğu sonucunu ortaya çıkarmaktadır. Düşük yüklerle en çok, arıza durumu ile duran sistemin, arıza giderildikten sonra devreye alınması aşamasında karşılaşılmaktadır. Bu durumda, genel olarak düşük yükler sistemin tam olarak rejime girmediği durumlar olarak tanımlanabilir.

Her bir ünitenin analizi için 4000 satırın üzerinde veri kullanılmıştır. Elde edilen sonuçlar yük durumuna göre sıralandığında sistemin %90 oranda %93 ve üzeri yüklerde çalıştığı tespit edilmiştir. Düşük yük durumlarında maliyetin yüksek olacağı bilindiğinden maliyetin mümkün olduğu kadar düşük seviyede tutulabilmesi için sistemin mümkün olduğu kadar tam yükte çalıştırılmasına dikkat edilmiştir.

5.10 Akış Faktörü Uygulamaları

Sistemin herhangi bir noktasındaki enerji ve ekserji akış miktarlarının, herhangi bir üniteye faydalı güç, tersinir güç veya tersinmezlik miktarlarının kıyaslanması açısından faydalı bir hesaplama yöntemi olan akış faktörü, tersinmezliklerin fazla olduğu ünitelerin tespit edilmesinde de yardımcı bir yöntemdir. Sisteme verimi arttırmak amacıyla eklenen herhangi bir yardımcı veya ek ünitenin sisteme kazandırdıkları veya kaybettirdiklerini basite indirgeyerek daha net ve rahat kıyaslanabilmesini sağlar. Akış faktörü metodu farklı enerji üretim sistemlerinin kıyaslanmasında da son derece yararlı bir metottur ve enerji üretim sistemlerinin seçiminde karar vericilere tavsiye edilebilecek bir uygulamadır. Sistemin herhangi bir noktasında yada ünitesinde istenilen parametrenin büyüklüğünün elde edilebilmesine de imkan sağlar ve her bir parametre için ayrı bir faktör tanımlandığından, ünitelerde termal ve ikinci kanun verimleri hakkında da yorum yapma imkanı sağlar. Akış faktörü, teorik maksimum güç, faydalı güç ve yakıt tüketimi ilişkilerini kapsayan, başlı başına bir verim parametresidir.

Gaz türbini ünitesi için hesaplanan faydalı güç faktörünün tersinir güç faktörüne oranlanmasıyla ikinci kanun verimi elde edilir. Ayrıca atmosfer sıcaklığının referans durumdan farklı değerleri için faydalı güç faktörü, referans durumla gerçek durum arasındaki sapma hakkında fikir verir.

Buhar türbini ünitesinde referans durumda faydalı güç faktörü birinci kanun verimini vermektedir. Tersinir güç faktörü ise aynı zamanda buhar kalitesi, miktarı, yakıt sarfiyatı ve mevcut durumun referans durumla arasındaki sapma miktarlarını içerdiğinden çok yönlü bir faktördür. Buhar türbini ünitesinde de faydalı güç faktörünün tersinir güç faktörüne oranlanmasıyla ikinci kanun verimi elde edilir.

Kondenser ünitesinde giriş ve çıkış noktaları için hesaplanan ekserji faktörlerinin oranı bu üniteye ekserji verimini verir.

Kondenser ve pompalardaki akış faktörünü veren grafiklerde görüldüğü gibi kondenserin çıkış, pompalarında hem çıkış hem de giriş noktalarında ekserji akış miktarları ihmal edilebilir seviyelerdedir.

Termodinamik analizlerde hesaplamaları bir referans nokta ile kıyaslamak hata mertebesinin küçülmesi, sonuçların daha kolay anlaşılır hale gelmesi, kıyaslamalarda daha etkin ve doğru bakış açısı ortaya koyması açısından faydalı bir metottur. Akış

faktörü hesap yöntemi, hesaplanan bütün faktörler için sabit skala kullanmayı mümkün hale getirmektedir.

5.11 Genelleştirme

Genelleştirme çalışmaları sonucunda gaz çevrimi ve buhar türbininde, üretilen işin, atmosfer sıcaklığı ve yük değişkenlerine bağlı olarak ikinci mertebeden denklemlerle ifade edilebileceği görülmüştür. Elde edilen Korelasyon (4.1), gaz türbini ünitesinde maksimum % 0.47 hata oranında, buhar türbini ünitesinde maksimum % 1.73 hata oranında yaklaşık sonuçlar vermektedir.

Bu korelasyonlar, belli bir çevre sıcaklığı ve yük durumunda sistemin genel verimlerinin tam değerlerini her zaman gösteremez ise de, sıcaklığa bağlı olarak verim ve yakıt sarfiyatı gibi parametreleri tahmin etmek için kullanışlıdır. Elde edilen korelasyonlar, sistem çalıştırılmadan sistemin performansı hakkında tahmin yürütme imkanı sağlayacağından, akademik ve endüstriyel kullanıcılar için faydalı olacaktır.

5.12 Sonuçların Genel Değerlendirmesi

Tez kapsamında yapılan çalışmada, atmosfer sıcaklığı ve yük değişimlerinin kombine güç santrali performansı ve maliyetleri üzerindeki etkileri incelenmiştir. Sonuçlar, ortam sıcaklığının değişiminin türbinler, buhar kazanı ve diğer santral bileşenlerinin enerji ve ekserji dengeleri ve bunlara bağlı kayıpları ne şekilde etkilediğine dair bilgileri içermektedir. Çalışmanın sonuçları, akademik ve endüstriyel kullanıcılara çevre sıcaklığı değişimi yanında yük değişimlerinin sistem performansına etkileri konusunda da bilgi sağlayacak niteliktedir.

Analizler dizayn değerleri, işletme verileri ve ideal çevrim yaklaşımları kullanılarak üç adımda gerçekleştirilmiştir. Her üç analizin sonuçları genel olarak birbiriyle uyum içerisindedir. Bazı noktalarda, işletme verileriyle yapılan analizde, tersinmezliklerin dizayn değerlerinden fazla çıkmasının sebebi işletme koşullarının değişkenliğinden ve santralin kurulduğu bölgenin iklim farklılıklarından kaynaklanmaktadır.

Maliyetler üzerine yapılan çalışmada sistemin en düşük maliyetinin, en yüksek yük durumunda (%100) yük ve atmosfer sıcaklığının en düşük olduğu durumda gerçekleştiği görülmüştür. Elde edilen sonuçlarla, elektrik gücünün daha güvenli

olabilmesi için, talebin yükseldiği dönemlerde atmosfer sıcaklığı değişimi ile arzi karşılama durumu ve maliyeti hakkında daha gerçekçi tahminler yürütülebilecektir.

Tez kapsamında geliştirilen akış faktörleri yönteminin kullanılması ile farklı sistemlerin birbirleri ile kıyaslanması mümkün olabilecek, hatta özel ihtisas gerektiren, nükleer enerji gibi, enerji üretim sistemlerinin de bu kapsamda değerlendirilmesiyle yakıt sarfiyatı, faydalı güç üretimi, kullanılabilirlik, tersinmezlik ve bu parametrelerin maliyetleri hakkında rahatlıkla yorum yapabilmek imkanı sağlayacaktır.

Sonuç olarak; bu çalışmada literatürdeki diğer çalışmalardan farklı olarak, bir kombine güç santralının tamamı, santral üretim yaparken kaydedilen işletme değerleri kullanılarak analiz edilmiş, bulgular atmosfer sıcaklığı ve yük durumuna göre sıralanmış, sonuçlar bu kriterlere göre elde edilerek yorumlanmıştır.

5.13 Öneriler

Bu bölümde bundan sonraki çalışmalar için, ünitelere göre, sistemin performansını arttırmaya yönelik bazı tavsiyeler sunulacaktır.

Gaz türbini ünitesi için,

- i- Buhar enjeksiyonlu gaz türbinleri (STIG)
- ii- Tri-jenerasyon sistemleri,
- iii- Ara soğutma (Intercooling),

gibi yardımcı üniteler içeren sistemler tavsiye edilebilir. Birinci madde de önerilen buhar enjeksiyonlu gaz türbinleri sistemidir. Literatürde, gaz türbininin yanma odasına nemli hava gönderilmek kaydıyla türbin veriminin iyileştirildiği yönünde çalışmalar mevcuttur. Ancak bu işlemin yanma gazların çıkış sıcaklığını azaltabileceği de unutulmamalıdır. İkinci maddede belirtilen tri-jenerasyon sistemi ise, oldukça yeni bir yöntemdir. Atık ısı enerjisinden yararlanarak kompresör giriş havasının absorpsiyonlu soğutma sistemi ile soğutulması, özgül hacmin azaltılması, dolayısıyla kompresörde sıkıştırma işi için harcanan enerjinin en aza indirilmesi ön görülmektedir. Üçüncü madde de ise alçak basınç kompresörü ile yüksek basınç kompresörü arasına yerleştirilen bir soğutma ünitesi yardımıyla alçak basınç kompresöründen çıkan havanın soğutulması ve ikinci maddedekine benzer şekilde, yüksek basınç kompresöründe sıkıştırma işi için harcanan enerjinin azaltılması amaçlanmaktadır.

Bir blokta birim zamandaki en yüksek tersinmezliğin buhar kazanlarında meydana geldiği dikkate alınarak, gaz tarafı buhar kazanı çıkışı sıcaklığının, dolayısıyla ekserji akış miktarının yüksek çıkmasına neden olan, yetersiz yada verimsiz ısı transferi prosesi incelenmeli ve sebepleri araştırılmalıdır. Ek veya yardımcı sistemlerle ısı transferi miktarının artırılmasının mümkün olup olmadığı belirlenmelidir.

Isı transferinin artırılmasına yönelik öncelikle çevreye olan kayıpları önlemek amacıyla kazanın izolasyonu artırılabilir. Ayrıca, varsa eksik yanma ürünlerinin tam yanma ürünlerine dönüşmesi için, gaz türbininden çıkan yanma gazlarını kullanan, bazı çalışmalarda ek yanma ünitesi (supplementary firing) olarak adlandırılan, sistem kullanılabilir. Sistem kazan girişinde kurulursa, kazan girişinden itibaren gaz tarafı sıcaklıklarının artmasını sağlayabilir. Ancak tavsiye edilen sistemde kazanda bir yanma olayı gerçekleşmektedir ve yanmasız tip atık ısı geri kazanım buhar kazanlarında uygulanabilmesi için kazanda bazı düzenlemeler yapılması gerekebilir. Bu da ek yanma ünitesine ilave bazı maliyetleri beraberinde getirecektir. Ayrıca mevcut kazanda zaten gaz tarafı çıkış sıcaklıkları olması gerekenin üzerinde gerçekleşmektedir. Bu durumda ek yanma ünitesi, çıkış sıcaklıklarını daha da arttıracaktır, bunu önlemek için kazan boyu uzatılabilir. Ancak bu seferde düşük yüklerde çıkış sıcaklığının 100 °C'nin altına düşmesi ve kazanda yoğuşma meydana gelmesi tehlikesi ortaya çıkar. Bu da kazan iç kaplama malzemesinin daha kısa zamanda korozyona uğraması anlamına gelir. Düşük yüklerde korozyon tehlikesini önlemek için, ek yanmanın ısı gücü iyi tespit edilmeli, sonlu sıcaklık farkı altında gerçekleşen ısı transferi prosesinde, sıcaklık farkının artışından kaynaklanan verim azalması da göz önünde tutulmalıdır.

Sistemin genel verimini arttırmaya yönelik çalışmalar için öncelikle yardımcı yada ek sistemlerin türü tespit edilmeli, termo-ekonomik analiz yapılmalı, yatırım miktarı, devreye alma zamanı, sistemin kalan faydalı ömrü, yapılan yatırımın getireceği kazanç ve iç verim oranı gibi kriterlerle kıyaslanmalı, sistemin genel performansını arttırmaya yönelik tercih belirtilmelidir. Tespit edilen uygun çözümün sağlayacağı fayda yatırım miktarından düşükse, bu takdirde yatırım yapmama seçeneği karar vericilere tavsiye edilmelidir.

Gaz ve buhar türbini çevrimleri özel paket programlar kullanılarak modellenmelidir. Böylece oluşturulan modellerle, sistemlerin performansının farklı

Çalışma kriterleri altında ne şekilde değiştiği sistemlerin üretimi engellenmeden tespit edilebilir.

İşletmecilerin, sistemin mecburi devre dışı kaldığı bakım ve onarım zamanlarını, talebin düşük ve hava sıcaklıklarının yüksek olduğu yaz ayları olarak seçilmeleri, maliyetlerin yüksek olduğu bu zamanlarda üretim yapılmadığından, yarar sağlayacaktır.

Ayrıca sanayi kuruluşlarının çalışma saatlerinde bir düzenlemeye gidilerek, talebin gün içerisinde mümkün olduğunca eşit dağılmasını sağlamak, böylece ani yük düşününün önüne geçerek sistemin mümkün olan maksimum yükte ve kararlı çalışması sağlanabilir. Bu yaklaşımla sistemin genel verimi bir miktar daha arttıracak, aynı zamanda elektrik gücünün maliyetini de azaltacaktır.

Akış faktörleri yöntemi farklı yakıt kullanılan sistemler üzerinde de uygulanmalıdır. Sistemler akış faktörleri kriterleri kullanılarak birbirleriyle kıyaslanmalı ve yönteminin geçerliliği değişik sistemler üzerinde denenmelidir.



KAYNAKLAR

- AKALIN,A. 2004. Türkiye’de hidro elektrik ile rüzgar enerjisi ve serbest piyasa. Ekonomik Forum, Şubat, 2004.
- ARPACI,İ. ve A.K.BİNARK. 2002. Doğal gaz kojenerasyon sistemlerinde ekserji analizi. 7th International Combustion Symposium. Ankara, 17-18 July 2002.
- ARRIETA,F.R.P. and E.E.S.LORA. 2004. Influence of ambient temperature on combined-cycle power plant performance. Applied Energy. (Basımda)
- BATHIE,W.W. 1996. Fundamentals of gas turbines. Second Edition. Wiley. New York. 453 p.
- BEJAN,A. 1987. Advanced Engineering Thermodynamics. WILEY, New York. 758 p.
- BEYNE,A. 2002. Combined heat and power sizing methodology. ASME TURBO EXPO 2002, Amsterdam, June 3-6 2002.
- BHARGAVA,R., M.BIANCHI., A.PERETTO. and P.R.SPINA. 2002. A feasibility study of existing gas turbines for recuperated intercooled and reheat cycle. ASME TURBO EXPO 2002, Amsterdam, June 3-6 2002.
- BHARGAVA,R. and C.B.MEHER-HOMJI. 2002. Parametric analysis of existing gas turbine with inlet evaporative and over spray fogging. ASME TURBO EXPO 2002, Amsterdam, June 3-6 2002.
- CASELLA,F., C.MAFFEZZONI., L.PIRODDI. and F.PRETOLANI. 2001. Minimizing production cost in generation and cogeneration plants. Control Engineering Practice, 9: 283-295.
- COLLIER,AC. 1988. Engineering Economic and Cost Analysis. Harper Collins. 2. Edition, New York. 635 p.
- CORREAS,L., A.MARTINEZ. and A.VALERO. 1999. ASME-IMECE, Nashville, TE. November, 1999.
- ÇAMDALI,Ü. 2001. Termodinamik analizlerde çevre sıcaklığının etkisi ve bazı uygulamalar. Turk J. Engin Environ Sci, 25:537-544.
- ÇENGEL,Y. and M.A.BOLES, 2002. Thermodynamics An Engineering Approach. Mc Graw Hill, 4th Edition, Boston. 930 s.
- d'ACCADIA,MD., 2001. Optimal operation of a complex thermal system: a case study. Int. Journal of Refrigeration, 24: 290-301.
- DURMAYAZ,A. and H.YAVUZ. 2001. Exergy analysis of a Pressurized-Water Reactor Nuclear Power Plant. Applied Energy, 60: 39-57.
- EL-NASHAR,A.M. 2001, Cogeneration for power and desalination state of art review. Desalination, 134: 7-28.

EL-WAKIL,M.M. 1984. Power plant Technology. Mc Graw Hill, International Edition, New York.861 p.

ERDEM,H.H., S.H.SEVİLGEN., A.V.AKKAYA. ve A.DAĞDAŞ. 2003 Gaz türbinli sistemlerde çevre sıcaklığının performansa etkisi. 14. Ulusal Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi. Isparta, ULIBTK'03, 3-5 Eylül 2003.

ERDİL,A. ve T.YILMAZ. 2002. Kojenerasyon sistemlerinin alternatif performans kriterlerine göre incelenmesi. 7th International Combustion Symposium. Ankara, 17-18 July 2002.

FENG,X., Y.N.CAI. and L.L.QIAN. 1998. A new performance criterion for cogeneration system. Energy Conv. and Management, 39 1607-1609.

FISCHL,D. and G.MANFRIDA. 1998. Exergy analysis of semi-closed gas turbine combined cycle (SCGT/CC). Energy Conv. and Management, Vol.39,No.16-18,pp1643-1652.

GONG,M. and G.WALL. 1997. On the exergetics economics and optimization of tchnical processes meet environmental conditions. Thermal Analysis and Improvement of Energy Systems. Beijing, TAIES'97 10-13 June 1997. China

GÖĞÜŞ,Y.A., Ö.E.ATAER. and A.İLERİ. 1993. A thermal module to study exergetic utilization of environmental temperature variation. Energy systems and ecology Conference, Cracow 5-9 July 1993, pp 857-866.

GÖĞÜŞ,Y.A. and Ö.E.ATAER. 1998. Thermal Power Generation Considering Periodic Change of Environmen Temperature. NATO ASI on Thermodynamics and the Optimization of Complex Energy Systems, 13-24 July 1998. Constantza, Romania.

GÖĞÜŞ,Y.A. and Ö.E.ATAER. Effect of variation of environmental conditions on power conversion., A. Bejan and E. Mamut (eds.). Thermodynamic optimization of Complex energy systems, The Netherlands, pp. 231-240, Kluwer Pub.

GÖĞÜŞ,Y.A. ve Ü.ÇAMDALI. 2001. Çevre koşulları değişen bir kontrol hacminin ekserji bilançosu ve bazı uygulamalar. 13. Ulusal Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi. Konya, ULIBTK'01, 5-7 Eylül 2001.

GÖNEN,T. 1990. Engineering Economy for Engineering Managers. WILEY, New York.455 p.

GUARINELLO,F., S.A.A.G.CERQUEIRA. and S.A.NEBRA. 2000. Thermoekonomik evaluation of a gas turbine cogeneration system. Energy Conv. and Management, 41: 1191-1200.

- HASELBACHER,H. and A.C.FISCHER. 2004. Turbo machines for application in LOTHECO power plants (Turbo Machines for LOTHECO). Applied Thermal Engineering. (Basımda).
- HEPER,Y. 2001. Buhar Santralleri Teorisi ve Uygulaması. METU PRESS, 4. Baskı, Ankara. 480 s.
- HEYEN,G. and B.KALITVENTZEFF. 1999 Advanced thermal cycles suitable for upgrading existing power plant. Applied Thermal Engineering, 19: 227-237.
- HOLANDA,M.R. and J.A.P.BALESTIERI. 1999. Cogeneration in a solid-wastes power station: a case study. Applied Energy, 63:125-139.
- KAHYA,E. 1999. Mühendislik Ekonomisi. TEKAM No: TS99-003-EK, Eskişehir. 335 s.
- KARAKAS,E., A.DOUKELIS., R.LEITHNER. and N.ARONIS. 2004. Combined cycle power plant with integrated low temperature heat (LOTHECO). Applied Thermal Engineering, 24: (Basımda).
- KAYNAKLI,Ö., Ü.ÜNVER. and M.KILIÇ. 2003. Exergy analysis of a Lithium Bromide / Water absorption refrigeration system. The First International Energy, Exergy and Environment Symposium. Izmir, 13-17 July 2003.
- KIM,S.M., S.DOEK.,Y.H.KWON., and H.Y.KWAK 1998. Exergoeconomic analysis of thermal systems. Energy, 23: 393-406.
- KIM,T.S., H.J.PARK. and S.T.RO 2001. Characteristic of transient operation of a dual-pressure bottoming system for combined cycle power plant. Energy, 26: 905-918.
- KOTAR,E. ve A.ILDIR. 1998. Tek Düzen Hesap Planında Maliyet Hesapları. Ekin Kitabevi Yayınları, Bursa. 252 s.
- KOTAS,T.J. 1995. The exergy method of thermal plant analysis. Krieger. Malabar, Florida. 328 p.
- KWAK,H.Y., D.J.KIM., and J.S.JEON. 2003. Eksergetic and thermo economic analyses of power plants. Energy, 28: 343-360.
- MANNINEN,J. and X.X.ZHU. 1998. Thermodynamic Analysis and Mathematical Optimisation of Power Plants. Computers chem. Engng, 22: 537-544.
- NEWNAN,D.G. 1991. Engineering Economic Analysis. Engineering Press, Inc., 4. Edition, San Jose. 580 p.
- NIXDORF,M., A.PRELIPCEANU. and D.HEIN. 2002. Thermo economic analysis of inlet air conditionnig methods. ASME TURBO EXPO 2002, Amsterdam, June 3-6 2002.

OKKA,O. 2000. Mühendislik Ekonomisi. Nobel Yayın Dağıtım, 3. Baskı, Ankara. 749s

OR,İ., and A.SEYHAN. 1996. A mathematical programming model to evaluate energy supply and demand strategies and their environmental impacts in Turkey. The First Trabzon International Energy and Environment Symposium, KTU Trabzon, 29-31 July 1996.

PARK,C.S. 1990. Advanced Engineering Economics.WILEY, New York. 740 p.

ROSEN,M.A. and I.DINCER. 1996. Energy and Exergy analysis of sectoral energy utilisation an application for Turkey. The First Trabzon International Energy and Environment Symposium, KTU Trabzon, 29-31 July 1996.

ROSEN,M.A. and I.DINCER. 2003 Exergoeconomic analsis of power plants operating on various fuels. Applied Thermal Engineering, 23: 643-658.

SANTOYO,J.H. and A.SANCHEZ-CIFUENTES. 2003. Tri-generation: An alternative for energy saving. Applied Energy, 76: 219-227.

SEROVA,E.N. and V.M.,BRODIANSKI. 2004. The concept "environment" in exergy analysis Some special cases. Energy, (Basımda)

SCIUBBA,E. 2001. Cost analysis of energy conversion systems via a novel resource-based quantifier. Energy, 28: 457-477.

SMITH,M.A. and P.C.FEW. 2001. Second law analysis of an experimental domestic scale cogeneration plant incorporating a heat pump. Applied Thermal Engineering, 21: 93-110.

TALBI,M.M. and B.AGNEW, 2000. Exergy analysis: an absorption refrigerator using lithium bromide and water as the working fluids. Applied Thermal Engineering 20:619-630.

TOLGA,E. ve C.KAHRAMAN. 1994. Mühendislik Ekonomisi. Teknik Üniversite Matbaası, İstanbul 304 s.

TONON,S., M.T.BROWN., F.LUCHI., A.MIRANDOLA., A.STOPPATO. and S.ULGIATI. 2004. An integrated assessment of energy conversation processes by means of thermodynamic, economic and environmental parameters. (Basımda).

TOPUZ,G. 2001. Kojenerasyon Uygulamaları. Doğal Gaz Dergisi, 77 (Kasım-Aralık) 36-42.

ÜNVER,Ü., Ö. KAYNAKLI ve M.KILIÇ. 2002. İçten yanmalı motorlarda ekserji analizi üzerine bir çalışma. OTEKON'02, Otomotiv Teknolojileri Kongresi. Bursa, 24-26 Haziran 2002.

ÜST,Y. ve B.ŞAHİN. 2002. Kombine ısı güç sistemlerinin ekolojik performansı. 7th International Combustion Symposium. Ankara, 17-18 July 2002.

VALERO,A., M.A.LOZANO. and J.L.BARTOLOME. 1996. Online monitoring of power plant performance, using exergetic cost techniques. Applied Thermal Engineering, 16 (12) 633-648.

VALERO,A., F.LERCH., L.SERRA. and J.ROYO. 2002. Structural theory and thermo economic diagnosis Part:II Application to an actual power plant. Energy Conv. and Management, 43: 1519-1535.

VERHIVKER,K., and B.V.KOSOY. 2001. On the exergy analysis of power plants. Energy Conv. and Management, 42: 2053-2059.

WALL,G. 1989. Exergy Study of a Kalina Cycle. Bajura RA., Spakovsky MR. and Geskin E.S. (Eds.), Analysis and design of Energy Systems: Analysis of Industrial Processes, ASME, AES-Vol. 10-3, pp.73-77.

YAMANKARADENİZ, R. 1994. Mühendislik Termodinamiğinin Temelleri. Uludağ Üniversitesi Basımevi, Cilt 1, Bursa. 461 s.

YAMANKARADENİZ, R. 1994. Mühendislik Termodinamiğinin Temelleri. Uludağ Üniversitesi Basımevi, Cilt 2, Bursa. 310 s

ZAPOROWSKI,B. and R.SZCZERBOWSKI. 2003. Exergy analysis of a technological systems of natural gas fired combined heat and power plant. Applied Energy, 75(2003): 43-50.

<http://ekutup.dpt.gov.tr/enerji/oik585.pdf>

<http://plan8.dpt.gov.tr/>

<http://www1.oecd.org/dsti/sti/stat-ana/prod/scorebd-99.htm>

<http://www.die.gov.tr/TURKISH/SONIST/ENERJI/enerji.html>

Çizelge EK1.1 (Devam) Türkiye Elektrik Enerjisi Talep Projeksiyonu ve Yenilenebilir Kaynak Kullanımı

Yıllar	Birim	Toplam Talep		Toplam Üretim		Diğer Kaynaklardan Enerji Üretimi						Toplam Hidro.		Yenilenebilir Elektrik Üretimi	
		Tahmini		Tahmini		Termik Kaynaklar						Hidro.		Rüzgar	
		Toplam		Toplam		Toplam		İth. Kömür		Petrol Ür		D.gaz		Hidro.	
2017	Miktar (GWh/yıl)	445000	445000	372100	445000	257880	59507	41308	28790	128275	114220	161320	47100	25800	72900
	Kurulu Güç (MW)	94300	113160	92760	113160	65599	16550	10500	7066	31483	27161	38361	21200	9200	20400
2018	Miktar (GWh/yıl)	470000	470000	393800	470000	272420	60535	47209	30289	134387	121380	170180	48800	27400	76200
	Kurulu Güç (MW)	99600	119520	98120	119520	69267	16850	12000	7434	32983	28853	40453	11600	9800	21400
2019	Miktar (GWh/yıl)	505000	505000	425400	505000	296860	60870	50704	35460	141825	128540	179040	50500	29100	79600
	Kurulu Güç (MW)	106900	128280	105880	128280	75336	17150	15000	8703	34483	30544	42544	12000	10400	22400
2020	Miktar (GWh/yıl)	520000	520000	436500	520000	302069	60871	58704	35460	147034	134431	183631	52200	31300	53500
	Kurulu Güç (MW)	110300	132360	108760	132360	76836	17150	15000	8703	35983	31924	44324	12400	11200	23600

Akalin (2004)

EK 1

Türkiye'de Enerji ve Kaynak Durumu Çizelgeleri

Çizelge EK1.1 Türkiye Elektrik Enerjisi Talep Projeksiyonu ve Yenilenebilir Kaynak Kullanımı

Yıllar	Birim	Toplam Talep		Toplam Üretim		Diğer Kaynaklardan Enerji Üretimi							Toplam Hidro.		Yenilenebilir Elektrik Üretimi	
		Tahmini	Toplam	Tahmini	Toplam	Toplam	Termik Kaynaklar					Hidro.	Toplam	Hidro.	Rüzgar	Toplam
							İth.	Kömür	Petrol	Ür	D.gaz					
2005	Miktar (GWh/yıl)	180000	163900	180000	163900	119400	41100	6700	12700	58900	44500	55000	10500	5600	16100	
	Kurulu Güç (MW)	37000	39900	44400	39900	29305	10087	1644	3117	14456	10595	13095	2500	2000	4500	
2006	Miktar (GWh/yıl)	205000	191800	205000	191800	131340	50473	6700	12700	61467	50460	63860	13400	9800	23200	
	Kurulu Güç (MW)	42800	44660	51360	44660	32610	12763	1644	3117	15086	12050	15250	3200	3500	6700	
2007	Miktar (GWh/yıl)	230000	202400	230000	202400	146080	52018	10594	16298	67171	56320	72720	16400	11200	27600	
	Kurulu Güç (MW)	48100	49820	57720	49820	36427	13341	2600	4000	16486	13393	17293	3900	4000	7900	
2008	Miktar (GWh/yıl)	260000	227800	260000	227800	165520	55160	18742	18335	73283	63280	81580	19300	12900	32200	
	Kurulu Güç (MW)	54400	56080	65280	56080	41236	14150	4600	4500	17986	14844	19444	4600	4600	9200	
2009	Miktar (GWh/yıl)	280000	243100	280000	243100	174960	54448	20220	20898	79394	68140	90440	22300	14600	36900	
	Kurulu Güç (MW)	58800	60060	70560	60060	43865	14150	5100	5129	19486	16195	21495	5300	5200	10500	
2010	Miktar (GWh/yıl)	300000	258800	300000	258800	184700	55203	21211	22780	85506	74100	99300	25200	1600	41200	
	Kurulu Güç (MW)	63100	64020	75328	64020	46377	14450	53650	5591	20986	17643	23643	6000	5700	11700	
2011	Miktar (GWh/yıl)	320000	274500	320000	274500	194540	55740	24402	27780	91618	79960	10860	28200	17300	45500	
	Kurulu Güç (MW)	67400	67980	80880	67980	48982	14750	6155	5591	22486	10898	25698	6700	6200	12900	
2012	Miktar (GWh/yıl)	340000	289700	340000	289700	204280	56229	26385	23937	97729	85420	117020	31600	18700	50300	
	Kurulu Güç (MW)	71700	71840	86040	71840	51566	15050	6655	5875	23986	20274	27774	7500	6700	14200	
2013	Miktar (GWh/yıl)	360000	304900	360000	304900	213920	56994	29160	23937	103829	90980	125880	34900	20200	50500	
	Kurulu Güç (MW)	76000	75700	91200	75700	54063	15350	3355	5875	25483	21637	29937	8300	7200	15500	
2014	Miktar (GWh/yıl)	380000	320200	380000	320200	223760	57366	31689	24764	109940	96440	134740	38300	21500	59800	
	Kurulu Güç (MW)	80400	79680	96480	79680	56766	15650	8055	6078	26983	22914	32014	9100	7700	16800	
2015	Miktar (GWh/yıl)	400000	335400	400000	335400	233400	58113	33656	25579	166052	101000	143600	41600	23000	64600	
	Kurulu Güç (MW)	84700	83540	101640	83540	59266	15950	8555	6278	28483	24274	34174	9900	8200	10800	
2016	Miktar (GWh/yıl)	420000	350600	420000	350600	243140	58625	35623	26728	122164	107460	152460	45000	24400	69400	
	Kurulu Güç (MW)	89000	87400	106800	87400	61848	16250	9055	6560	29983	25552	26252	10700	8700	19400	

Çizelge EK1.2- Elektrik enerjisi kurulu güç ve üretim değerleri ¹⁾

Yıllar	KURULU GÜÇ (MW)				ÜRETİM (GWh)				İTH. (İHR.)	ARZ (GWh) Yıllık toplam.
	Termik	Hidrolik	TOP.	%Artış	Termik	Hidrolik	TOP.	%Artış		
1990	9551	6764	16315	3.2	34395	23148	57543	10.6	(731)	56812
1991	10093	7114	17207	5.5	37563	22683	60246	4.7	253	60499
1992	10335	8379	18714	8.8	40774	26568	67342	11.8	(125)	6721
1993	10653	9682	20335	8.7	39857	33951	73808	9.6	(376)	73432
1994	10993	9864	20857	2.6	47736	30586	78322	61	(539)	77783
1995	11089	9863	20952	0.5	50706	35541	86247	10.1	(696)	85551
1996	11312	9935	21247	1.4	54387	40475	94862	10.0	(73)	94789
1997	11787	10103	21890	30	63480	39816	103296	8.9	2221	105517
1998	13036	10316	23352	6.7	68793	42229	111022	7.5	3000	114022
1999	15561	10556	26117	11.8	81727	34713	116440	4.9	2045	118485
2000	16219	11172	27391	4.9	92860	31340	124200	6.7	2600	126800
²⁾ 2001	16623	11673	28296	-	98795	24006	122801	-	-	-
³⁾ 2002	18949	11808	30757	-	95367	33709	129076	-	-	-
³⁾ 2003	21053	12241	33294	-	104823	35327	140150	-	-	-
⁴⁾ 2004	23410	13554	36964	-	-	-	-	-	-	-
2005	27351	15432	42783	9.3	145485	48415	193900	9.3	1200	195100

Kaynaklar:

- 1) <http://ekutup.dpt.gov.tr/enerji/oik585.pdf>
- 2) <http://www.tcma.org.tr/tr/haber/anasayfa24.htm>
- 3) <http://www.euas.gov.tr/Guc-Durumu/KuruluGuc4.htm>
- 4) <http://www.die.gov.tr/istTablolar.htm>

Çizelge EK1.3- Yakıt cinslerine üretim değerleri dağılımı (son dört yıl) ⁵⁾

Enerji Kaynağı	2001		2002		2003		2004 (ilk 3 ay)	
	Miktar (GWh)	Oran (%)	Miktar (GWh)	Oran (%)	Miktar (GWh)	Oran (%)	Miktar (GWh)	Oran (%)
Termik	98795	80.3	95367	73.8	104823	74.7	23410	63.3
Taşkömürü	4115	3.3	4256	3.3	8719	6.2	2356	6.4
Linyit	34524	28.1	28090	21.7	23624	16.8	4117	11.1
Fueloil	9219	7.5	9894	7.7	8662	6.2	2042	5.5
Motorin	940	0.8	266	0.2	0	0.0	14	0.0
Doğalgaz	49228	40.0	51611	39.9	62301	44.4	14369	38.8
Jeotermal	90	0.1	105	0.1	89	0.1	30	0.1
LPG	232	0.2	397	0.3	369	0.3	96	0.3
Nafta	447	0.4	750	0.6	1059	0.8	385	1.0
Rüzgar	64	0.1	48	0.0	61	0.0	17	0.0
Hidrolik	24006	19.5	33709	26.1	35327	25.2	13554	36.6
Diğer	164	0.1	81	0.1	76	0.1	12	0.0
Toplam	123028	100.0	129206	100.0	140272	100.0	36993	100.0

⁵⁾ <http://www.die.gov.tr/istTablolar.htm>

TEŞEKKÜR

Lisans bitirme projemden itibaren yetişmemde büyük emeği olan, beni bilimsel çalışmaların nasıl yapılması gerektiği konularında yönlendiren, tezimin başından sonuna her aşamasında şekillenmesinde büyük katkısı olan değerli hocam Sayın Prof. Dr. Muhsin KILIÇ'a harcadığı emek ve gösterdiği fedakarlıklardan dolayı en içten teşekkürlerimi sunarım.

Tez izleme komitemde değerli görüş ve önerileriyle yaptıkları katkıdan dolayı Prof. Dr. Recep YAMANKARADENİZ ve Doç. Dr. Erdoğan DİLAVEROĞLU'ya, ayrıca Sayın Dekanımız Prof. Dr. Sedat ÜLKÜ ve Bölüm Başkanımız Prof. Dr. Ferruh ÖZTÜRK'e katkı ve yardımlarından dolayı, Prof. Dr. Muhiddin CAN ve Prof. Dr. Atakan AVCI'ya, Yrd. Doç. Dr. Erhan PULAT'a doktora yeterlilik komitemde verdikleri destek ve katkıdan dolayı Prof. Dr. Abdülvahap YİĞİT ve Doç. Dr. Ahmet DURMAYAZ'a, bilgi ve moral desteğini esirgemeyen başta Öğr. Gör. Dr. Ömer KAYNAKLI olmak üzere kıymetli görev arkadaşlarıma teşekkürü bir borç bilirim.

Teze başlarken samimiyet ve desteklerine güvenerek yola çıktığımız, veri toplama konusunda büyük desteklerini gördüğümüz, her zaman tecrübelerini bizimle paylaşarak bu çalışmaya ortak olan, Bursa/Ovaakça Doğalgaz Kombine Çevrim Santrali Müdürü Sayın Necip KARAHAN'a, sıra arkadaşım ve santralin işletme mühendisi Turhan TÜREMEN'e ve bakım mühendisi Yavuz ÖZBAY'a desteklerinden dolayı teşekkür ederim.

Hayatımın her anında olduğu gibi doktora çalışmalarım esnasında da maddi ve manevi yardımlarını esirgemeyen, bana her zaman destek olan, en büyük yol göstericilerim babam Muzaffer ÜNVER ve annem Fatma ÜNVER'e en içten şükranlarımı sunarım.

Hayatının bir dönemini erteleyerek bu tezde benimle birlikte ter döken, en büyük yardımcım ve moral kaynağım sevgili eşim Gönül ÜNVER'e, gösterdiği sabır ve anlayıştan dolayı ne kadar teşekkür etsem azdır.

ÖZGEÇMİŞ

1974 Ankara doğumlu olan Ümit ÜNVER, 1993 yılında Uludağ Üniversitesi Mühendislik-Mimarlık Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü'nde yüksek öğrenimine başladı. 1998 yılında bölümünün Isı Tekniği ve Tesisatı Opsiyonu'ndan mezun olarak aynı yıl Termodinamik Anabilim Dalı'nda yüksek lisans öğrenimine başladı. 1999 yılında bölümünde araştırma görevlisi oldu. 2000 yılında yüksek lisans derecesini alarak doktora öğrenimine başladı. 2001 yılında Anadolu Üniversitesi İşletme Fakültesinde işletme bölümü lisans öğrenimine başladı. Halen Uludağ Üniversitesi'nde görevine ve Anadolu Üniversitesinde işletme lisans öğrenimine devam etmektedir.

