

**YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**ENERJİ ÜRETİM SİSTEMLERİNİN EKSERJİ EKONOMİK
ANALİZİ**

728803
T. 128803

Makine Yük. Müh. Süleyman Hakan SEVİNGEN

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

DOKTORA TEZİ

Tez Savunma Tarihi : 25 Ekim 2002
Tez Danışman : Doç.Dr. Şükrü BEKDEMİR (YTÜ)
İkinci Tez Danışmanı : Prof. Dr. İsmail TEKE (YTÜ)
Jüri Üyeleri : Prof. Dr. Ahmet BAYÜLKEN (İTÜ)
Prof. Dr. Osman İSİKAN (MÜ)

**TC YÜKSEKÖĞRETİM KURULU
DOKÜMANTASYON MERKEZİ**

İSTANBUL, 2002

İÇİNDEKİLER

SİMGE LİSTESİ	iv
KISALTMA LİSTESİ	vi
ŞEKİL LİSTESİ	vii
ÇİZELGE LİSTESİ	ix
ÖNSÖZ	x
ÖZET	xi
ABSTRACT	xii
1. GİRİŞ	1
2. ÖNCEKİ ÇALIŞMALAR	3
2.1 Ekserji Analizi	3
2.2 Ekserjoekonomik Analiz	7
2.2.1 CGAM Problemi	14
2.3 Değerlendirme	19
2.4 Oluşturulan Model ve Program	23
3. EKSERJİ KAVRAMI VE EKSERJOEKONOMİ	29
4. EKSERJİ ANALİZİ	33
4.1 Fiziksel Ekserji	33
4.1.1 Kapalı Sistemlerde Ekserji Dengesi	34
4.1.2 Açık Sistemlerde Ekserji Dengesi	35
4.2 Kimyasal Ekserji	36
4.3 Ekserji Verimi	38
4.4 Enerji Üretim Tesis Komponentlerinin Ekserji Analizi	40
4.4.1 Kompresör , Pompa ve Fan	40
4.4.2 Türbin	41
4.4.3 Isı Değiştirici	41
4.4.4 Kazan	42
5. EKSERJOEKONOMİK ANALİZ	44
5.1 Maliyet Denge Denklemi	44
5.2 Ekserjoekonomik Denge Denklemi	45
5.2.1 Türbin Ekserji Maliyeti	46
5.2.2 Kazan Ekserji Maliyet Denklemi	46
5.2.3 Kompresör Ve Pompa Ekserji Maliyet Denklemleri	47
5.2.4 Isı Değiştirici Ekserji Maliyet Denklemi	48
6. ENERJİ ÜRETİM TESİSLERİNİN EKSERJOEKONOMİK ANALİZİ	49
6.1 Basit Gaz Türbinli Tesis	50
6.1.1 Termodinamik Analiz	51

6.1.1.1	Yanma Ürünleri	51
6.1.1.2	Net İş Ve Termik Verim	53
6.1.2	Ekserji Analizi	54
6.1.2.1	Hava Şartları	54
6.1.2.2	Egzoz Gaz Şartları	55
6.1.2.3	Yakıtın Ekserjisi	55
6.1.2.4	Ekserji Verimi	56
6.1.3	Maliyet Analizi	56
6.1.3.1	Kompresör	57
6.1.3.2	Yanma Odası	57
6.1.3.3	Türbin	58
6.1.3.4	Ürün Maliyeti	58
6.1.4	Ekserjoekonomik Değerlendirme	58
6.2	Regeneratörlü Tesis	64
6.2.1	Termodinamik Analiz	64
6.2.2	Ekserji Analizi	65
6.2.3	Maliyet Analizi	66
6.2.3.1	Regeneratör	66
6.2.3.2	Ürün Maliyeti	66
6.2.4	Eksejoekonomik Değerlendirme	66
6.3	Kojenerasyon tesisi	71
6.3.1	Termodinamik Analiz	72
6.3.2	Ekserji Analizi	74
6.3.2.1	Su Şartları	74
6.3.2.2	Ekserji Verimi	74
6.3.3	Maliyet Analizi	74
6.3.3.1	Atık Isı Kazanı	75
6.3.3.2	Ürün Maliyetleri	75
6.3.4	Ekserjoekonomik Değerlendirme	76
6.4	Kombine Tesis	87
6.4.1	Termodinamik Analiz	88
6.4.2	Ekserji Analizi	89
6.4.3	Maliyet Analizi	90
6.4.4	Ekserjoekonomik Değerlendirme	90
7.	SONUÇ	109
KAYNAKLAR		114
EKLER		117
EK 1		118
EK 2		119
ÖZGEÇMİŞ		143

SİMGE LİSTESİ

$\dot{E}$	Ekserji
E^P	Potansiyel Ekserji
E^K	Kinetik Ekserji
E^{Kim}	Kimyasal Ekserji
E^F	Fiziksel Ekserji
$\bar{R}$	Üniversal Gaz Sabiti
V	Hız
z	Yükseklik
u	İç Enerji
v	Hacim
P	Basınç
P_0	Çevre Basıncı
T	Sıcaklık
T_0	Çevre Sıcaklığı
Q	Isı
W	İş
$\dot{m}$	Kütleli Debi
$\dot{m}_a$	Hava Kütleli Debisi
$\dot{m}_y$	Yakıt Kütleli Debisi
$\dot{E}_q$	Isıl Transferinden Kaynaklanan Ekserji
$\dot{E}_w$	İş Transferinden Kaynaklanan Ekserji
$\dot{E}_D$	Ekserji Bozunumu
h	Entalpi
h_a	Havanın Entalpisi
h_u	Ürünün Entalpisi
X	Mol Fraksiyonu
y_D	Ekserji Bozunum Oranı
y_L	Ekserji Kayıp Oranı
ε	Ekserji verimi
M	Maliyet
c	Birim Ekserji Maliyeti
η_c	Kompresör İzentropik Verimi
η_t	Türbin İzentropik Verimi
H_u	Yakıtın Alt Isıl Değeri
λ	Yakıt-Hava Oranı
n_u	Ürünün Mol Miktarı
n_y	Yakıt Mol Miktarı
n_a	Hava Mol Miktarı
w_k	Kompresör İş
w_t	Türbin İş
M_a	Havanın Mol Ağırlığı
M_u	Ürünün Mol Ağırlığı
P_{rc}	Kompresör basınç oranı
P_{rt}	Türbin basınç oranı
I	Yatırım Maliyeti
OM	İşletme ve Bakım Maliyeti
K	Yatırım ve İşletme Bakım Maliyeti Toplamı
S	Entropi

g	Yerçekimi İvmesi
$S_{ür}$	Sistemde Üretilen Entropi
r_b	Buhar oranı
$\dot{E}_g$	Giren Ekserji
$\dot{E}_ç$	Çıkan Ekserji
nr	Regeneratör Verimi
DT_p	Minimum Sıcaklık Farkı
$\dot{E}_{Top}$	Toplam Ekserji
$\dot{E}_T$	Türbin Ekserjisi
$\dot{E}_K$	Kompresör Ekserjisi
T_d	Doyma Sıcaklığı
T_a	Doyma Sıcaklığı İle Minimum Sıcaklık Farkı Toplamı



KISALTMA LİSTESİ

ÜİD	Üst ısı değeri
KE	Kinetik ekserji
PE	Potansiyel ekserji
AIK	Atık Isı Kazanı
g/l	Güç / Isı Oranı



ŞEKİL LİSTESİ

Şekil 2.1 Basınç oranı ile termik verim değişimi	21
Şekil 2.2 Basınç oranı ile net iş değişimi	21
Şekil 2.3 Ekserji verimi ile net iş değişimi	22
Şekil 2.4 Modelin ana menüsü	24
Şekil 2.5 Basit gaz türbinli tesis menüsü	25
Şekil 2.6 Regeneratörlü tesis menüsü	26
Şekil 2.7 Kojenerasyon tesis menüsü	27
Şekil 2.8 Kombine tesis menüsü	28
Şekil 4.1 İki denge hali arasındaki ekserji farkı	34
Şekil 4.2 İzotermal genişlemeyle sistemin hal değişimi	37
Şekil 4.3 Yanma odasındaki akış	38
Şekil 4.4 Kompresörde ekserji akışı	40
Şekil 4.5 Türbinde ekserji akışı	41
Şekil 4.6 Isı değiştiricisinde ekserji akışı	42
Şekil 4.7 Kazanda ekserji akışı	43
Şekil 5.1 Türbindeki maliyet akışı	46
Şekil 5.2 Kazan maliyet akışı	47
Şekil 5.3 Kompresör maliyet akışı	47
Şekil 5.4 Isı değiştiricisinde maliyet akışı	48
Şekil 6.1 Basit gaz türbinli tesis	51
Şekil 6.2 Yanma odası akış diyagramı	52
Şekil 6.3 Çevrim maksimum sıcaklığı ile özgül net iş değişimi	59
Şekil 6.4 Türbin ve kompresör izentropik verimi ile özgül net iş değişimi	59
Şekil 6.5 Basınç oranı ile termik verim değişimi	60
Şekil 6.6 Basınç oranı ile ekserji verimi değişimi	61
Şekil 6.7 Termik verim ile net iş değişimi	61
Şekil 6.8 Ekserji verimi ile toplam ekserji değişimi	62
Şekil 6.9 Ekserji verimi ile birim ekserji maliyeti değişimi	63
Şekil 6.10 Toplam ekserji ile birim ekserji maliyeti değişimi	63
Şekil 6.12 Hava ön ısıtıcısı	65
Şekil 6.13 Basınç oranı ile termik verim değişimi	67
Şekil 6.14 Basınç oranı ile ekserji verimi değişimi	67
Şekil 6.15 Regeneratör verimi ile termik ve ekserji verimleri değişimi	68
Şekil 6.16 Ekserji verimi ile toplam ekserji değişimi	68
Şekil 6.17 Maksimum ekserji verimi için toplam ekserji değişimi	69
Şekil 6.18 Ekserji verimi ile birim ekserji maliyeti değişimi	70
Şekil 6.19 Toplam ekserji ile birim ekserji maliyeti değişimi	70
Şekil 6.20 Kojenerasyon tesisi	72
Şekil 6.21 Atık ısı kazanı sıcaklık diyagramı	73
Şekil 6.22 Atık ısı kazanı	73
Şekil 6.23 Regeneratör verimi ile termik ve ekserji verimleri değişimi	77
Şekil 6.24 Regeneratör verimi ile toplam ekserji değişimi	77
Şekil 6.25 Regeneratör verimi ile güç/ısı oranı değişimi	78
Şekil 6.26 Çeşitli regeneratör verimleri için ekserji verimi ile toplam ekserji değişimi ..	79
Şekil 6.27 Çeşitli regeneratör verimleri için maksimum ekserji-toplam ekserji ve maksimum toplam ekserji-ekserji verimi değişimi	80
Şekil 6.28 Çeşitli regeneratör verimleri için basınç oranı ile birim elektrik ekserji maliyeti	80
Şekil 6.29 Çeşitli regeneratör verimleri için basınç oranı ile birim buhar ekserji	

maliyeti değişimi.....	81
Şekil 6.30 Çeşitli regeneratör verimi için basınç oranı ile ortalama birim maliyet değişimi.....	81
Şekil 6.31 DTp ile termik ve ekserji verimleri değişimi	82
Şekil 6.32 DTp ile toplam ekserji değişimi	83
Şekil 6.33 DTp ile güç/ısı oranı değişimi.....	83
Şekil 6.34 Çeşitli DTp değerleri için ekserji verimi ile toplam ekserji değişimi	84
Şekil 6.35 Çeşitli DTp değerleri için basınç oranı ile birim buhar ekserji maliyeti değişimi.....	85
Şekil 6.36 Çeşitli DTp değerleri için basınç oranı ile ortalama birim ekserji maliyeti değişimi.....	85
Şekil 6.37 Regeneratör verimi ile maliyetlerin minimum değerlerinin değişimi.....	86
Şekil 6.38 DTp ile maliyetlerin minimum değerlerinin değişimi	86
Şekil 6.39 Kombine tesis.....	88
Şekil 6.40 DTp ile termik ve ekserji verimleri değişimi	91
Şekil 6.41 DTp ile toplam ekserji değişimi	92
Şekil 6.42 DTp ile güç/ısı oranı değişimi.....	92
Şekil 6.43 Çeşitli DTp değerleri için ekserji verimi ile toplam ekserji değişimi	93
Şekil 6.44 Buhar oranı ile termik ve ekserji verimleri değişimi.....	94
Şekil 6.45 Buhar oranı ile toplam ekserji değişimi	95
Şekil 6.46 Buhar oranı ile güç/ısı oranı değişimi	95
Şekil 6.47 Çeşitli buhar oranı değerleri için ekserji verimi ile toplam ekserji değişimi ...	96
Şekil 6.48 Regeneratör verimi ile termik ve ekserji verimleri değişimi.....	97
Şekil 6.49 Regeneratör verimi ile toplam ekserji değişimi	98
Şekil 6.50 Regeneratör verimi ile güç/ısı oranı değişimi	98
Şekil 6.51 Çeşitli regeneratör verimleri için ekserji verimi ile toplam ekserji değişimi ...	99
Şekil 6.52 Çeşitli DTp değerleri için basınç oranı ile birim elektrik ekserji maliyet değişimi.....	100
Şekil 6.53 Çeşitli DTp değerleri için basınç oranı ile birim buhar ekserji maliyet değişimi.....	100
Şekil 6.54 Çeşitli DTp değerleri için basınç oranı ile birim ortalama maliyet değişimi .	101
Şekil 6.55 Çeşitli buhar oranları için basınç oranı ile birim elektrik ekserji maliyeti değişimi.....	102
Şekil 6.56 Çeşitli buhar oranları için basınç oranı ile birim buhar ekserji maliyeti değişimi.....	102
Şekil 6.57 Çeşitli buhar oranları için basınç oranı ile birim ortalama ekserji maliyeti değişimi.....	103
Şekil 6.58 Çeşitli regeneratör verim değerleri için basınç oranı ile birim elektrik ekserji maliyeti değişimi.....	104
Şekil 6.59 Çeşitli regeneratör verim değerleri için basınç oranı ile birim buhar ekserji maliyet değişimi.....	104
Şekil 6.60 Çeşitli regeneratör verim değerleri için basınç oranı ile birim ortalama ekserji maliyeti değişimi	105
Şekil 6.61 Çeşitli DTp değerleri ile minimum birim ekserji maliyetleri değişimi	106
Şekil 6.62 Çeşitli regeneratör verimleri ile minimum birim ekserji maliyet değişimleri	106
Şekil 6.63 Çeşitli buhar oranları ile minimum birim ekserji maliyetleri değişimi.....	107

ÇİZELGE LİSTESİ

Çizelge 6.1 Katsayılar (Bejan, 1995).....	50
Çizelge 6.2 Maksimum ekserji verimi için toplam ekserji ve basınç oranı değişimi.....	69
Çizelge 6.3 Optimum değerler.....	71
Çizelge 6.4 Optimum değerler.....	87
Çizelge 6.5 Optimum değerler.....	108
Çizelge 7.1 Ekserji verimini maksimum yapan optimum değerler	112
Çizelge 7.2 Toplam ekserjiyi maksimum yapan optimum değerler	112
Çizelge 7.3 Birim elektrik ekserji maliyetini minimum yapan optimum değerler	113
Çizelge 7.4 Birim buhar ekseji maliyetini minimum yapan optimum değerler	113
Çizelge 7.5 Birim ortalama maliyeti minimum yapan optimum değerler	113



ÖNSÖZ

Bu tez çalışması esnasında yardımlarını esirgemeyen değerli hocam Doç.Dr. Şükrü BEKDEMİR beye, konun tespitinden itibaren her zaman vakit ayırarak çok değerli fikirleri ile çalışmalarına yön veren ve tezin bu noktaya gelmesine yardımcı olan hocalarım Prof.Dr. İsmail TEKE bey ve Prof.Dr. Bahri ŞAHİN beye, her zaman ve her yerde dostluğu ve desteği ile yanımda hissettiğim değerli arkadaşım Arş.Gör. Hasan Hüseyin ERDEM beye, bu yoğun çalışma sırasında beni devamlı motive eden aileme ve eşime teşekkürü bir borç bilirim.



ÖZET

Ekserji, bir sistemden elde edilebilecek maksimum teorik iş olarak tanımlanmaktadır. Ekserji analizinden elde edilen ekserji verimi veya tesisin toplam ekserji değerini maksimum yapan teknik parametre değerleri, bazı durumlarda fiziksel olarak gerçekleşmesi mümkün olmamakta ve bazı durumlarda ise ekonomik açıdan makul sınırların dışında kalmaktadır. Bu sebeple analiz sonuçlarının değerlendirilmesinde maliyet faktörünün de göz önünde bulundurulması gereklidir. Bu şekilde yapılan analize ekserjeekonomik analiz adı verilmektedir.

Bu tez çalışmasında, enerji üretim sistemlerinin ekserjeekonomik analizi için yeni bir model tasarlanmıştır. Daha önce önerilen modellerin aksine tasarımda belirli bir enerji üretim sistemi göz önüne alınmamış çok genel bir model ortaya konmuştur. Bu model kullanılarak, verilen özelliklerde herhangi bir sistemin ekserjeekonomik analizini yapmak ve minimum birim ürün ekserji maliyetini sağlayacak optimum karakteristik parametrelerini bulmak mümkündür.

Modelin geliştirilmesinde tümevarım metodu kullanılmıştır; Enerji üretim sistemlerinde kullanılan komponentler (kompresör, yanma odası, vb.) ayrı ayrı ele alınmış ve ekserjeekonomik modelleri tasarlanmıştır. Bu komponentlerden oluşturulabilecek en basit sistem olan basit gaz türbinli tesisden başlanarak, ekserji verimini artıracak ve ekonomikliği sağlayacak şekilde çeşitli komponentler ilave edilerek elde edilen dört ayrı tesis için ekserjeekonomik model oluşturulmuştur.

Modellerin uygulaması bu çalışma çerçevesinde geliştirilen EKSEKON isimli yazılım ile gerçekleştirilmiştir. Bu yazılım kullanılarak, belirtilen dört ayrı tesis için ekserjeekonomik analiz yapılmış ve tesisin birim ürün maliyeti tesisin karakteristik parametrelerine göre analiz edilerek maliyeti minimum yapan optimum parametreler bulunmuştur. Analiz edilen sistemlerin özellikleri ve analizlerde kullanılan parametreler aşağıdaki gibidir:

1. **Basit Gaz Türbinli Tesis:** Çevrim maksimum sıcaklığı, kompresör ve türbin izentropik verimleri ve kompresör basınç oranı parametre olarak alınmıştır.
2. **Regeneratörlü Tesis:** Yanma odasına giren havayı egzoz gazları ile ısıtarak ekserji verimini artırmak için basit gaz türbinli tesise regeneratör ilave edilerek oluşturulmuş, kompresör basınç oranına ek olarak regeneratör verimi de parametre olarak alınmıştır.
3. **Kojenerasyon Tesisi:** Regeneratörlü tesisin egzoz gazlarının ekserjisinden istifade ederek ikinci ürün üretmek amacıyla sisteme atık ısı kazanı eklenerek elde edilmiştir. Böylece hem ikinci bir ticari ürün elde edilmiş hemde ekserji verimi artırılmıştır. Tesiste basınç oranı, regeneratör verimi ve atık ısı kazanındaki minimum sıcaklık farkı parametre olarak alınmıştır.
4. **Kombine Tesis:** Kojenerasyon tesisinden elde edilen buharın tamamının kullanılamaması durumu düşünülerek sisteme buhar türbini ilave edilerek oluşturulmuştur. Kombine tesis analizinde buhar oranı da parametre olarak alınmıştır.

Tasarlanan model ve yazılım yardımı ile, çalışmakta olan tesislerin değerlendirmesi yapılarak ekonomik açıdan verimlerinin artırılması için çalışma parametrelerinin yeniden belirlenmesi, veya yan tesisler ilave edilerek ürün maliyetlerinin düşürülebileceği gibi yeni yapılacak tesislerin en ekonomik ürün elde edilecek şekilde tasarımının da yapılması mümkündür.

Anahtar kelimeler: ekserji analizi, ekserjeekonomik analiz, basit gaz türbinli tesis, regeneratörlü tesis, kojenerasyon tesisi, kombine tesis

ABSTRACT

Exergy is defined as theoretical maximum work that can be acquired from a system. Technical parameters, obtained from exergy analysis which aims to maximize exergy efficiency or total exergy value, are usually either impossible to implement physically or economically unfeasible. Thus, economical factors, for instance cost, should be kept in consideration during evaluation of the results of exergy analysis. Such an analysis is known as exergoeconomical analysis.

In this study, an innovative model for exergoeconomical analysis of power plants is designed. Previous exergoeconomical models in the literature have the lack of generality; a specific state for the system is assumed. On the other hand, the proposed model can be utilized to analyze a system with any given properties and to calculate optimal characteristic parameters of the system that minimize unit product exergetic cost.

A top-down approach is used during the development of the model. Components of the power plants, such as compressor, gas turbine and regenerator, are considered separately and an exergoeconomical model is designed for each component. Starting from the simplest power plant that can be built from these components (i.e., simple gas turbine system), novel models are proposed for four different plants obtained by adding new components to increase the exergetic efficiency and improve economical factors.

A software named EKSEKON is developed to implement the proposed model. By using this software, exergoeconomical analysis of the aforementioned four plants are performed and optimum characteristic parameters of each plant that minimize unit product exergetic cost with respect to specific parameters of the plant. Properties of the analyzed plants and the parameters used for the analysis are as follows:

1. **Simple Gas Turbine System:** Compressor pressure ratio, compressor and turbine isentropic efficiency and maximum temperature of cycle are the selected as parameters.
2. **Regenerative Gas Turbine System:** To utilize the exergy of exhaust gases for increasing the exergetic efficiency, a regenerator is added into the simple gas turbine system. Regeneration efficiency is also used as parameter besides the compressor pressure ratio.
3. **Cogeneration Systems:** Exergy of exhaust gases of a regenerative gas turbine system can also be utilized to produce byproducts and improve exergetic efficiency. In cogeneration systems, an additional heat recovery steam generator is included for this purpose. The selected parameters of cogeneration system are compressor pressure ratio, regeneration efficiency and pinch point of heat recovery steam generator.
4. **Combine Cycle:** It is not always possible to use up the produced steam completely in cogeneration systems. To use the remaining steam a steam turbine is put in combine cycle. The steam ratio is selected as a parameter for the system.

By using the proposed model and developed software, not only it is possible to evaluate an available plant and calculate new characteristic parameters to improve economical efficiency of the plant but also new plants can be designed to obtain the products economically.

Keywords: exergy, exergoeconomy, simple gas turbine system, regenerative gas turbine system, cogeneration, combine cycle.

1. GİRİŞ

Modern yaşamın temel ihtiyaçlarından birisi de enerjidir. Günlük yaşamın içersinde enerjinin kullanılmadığı herhangi bir saha yoktur. Günümüzde enerji kullanımı toplumlar için gelişmişlik ölçütü olarak kullanılmaktadır. Özellikle elektrik ve ısı enerjisinin hayatımızda önemli bir yeri vardır. Sınırlı doğal kaynaklardan elde edilen bu enerjiler, talep artışına bağlı olarak daha değerli hale gelmektedir. Bu kıymetli enerjilerin değerlendirilmesinde son kullanım noktasındaki makinelerin verimi ne kadar önemli ise elde edilirkenki enerji dönüşümleri de o kadar önemlidir. Kullanılan yakıtın enerjisinin, elde edilmek istenen enerji türüne en yüksek oranda dönüştürülmesi istenir. Enerji dönüşümünün % 100 olması mümkün değildir. Çevre faktörleri ve dönüşümü gerçekleştiren sistemlerin verimleri düşünüldüğünde yakıtın enerjisinin tamamının mekanik ya da ısı enerjisine dönüştürülmesi imkansızdır. Bu durumda yakıttan elde edilebilecek maksimum enerji (ekserji) sınırlıdır. Bütün enerji dönüşümleri tersinmezliklerin sebep olduğu bu sınırlar dahilinde gerçekleşmektedir. Enerji üretim sistemlerinin ve bu sistemleri oluşturan komponentlerin (elemanların) bu sınırlara göre değerlendirilmesi yapılmalıdır. Bu şekilde yapılan analiz yöntemi ekserji analizi olarak adlandırılmıştır. Ekserji analizi ile sistem yada komponentlerin ekserji bozunumu ya da ekserji kaybından kaynaklanan tersinmezliklerin miktarları ve yerleri tespit edilir. Benzer sistemler karşılaştırılırken enerji yönünden karşılaştırma yeterli olmayacaktır. Çünkü enerji analizinde, çevre faktörleri tamamen göz ardı edilmektedir. Oysa sistemin etkileşimde olduğu çevre, çalışma şartlarını değiştirmektedir. Bu sebeple ekserji analizi neticesinde elde edilen ekserji verimi yönünden sistemlerin karşılaştırılması daha yerinde olacaktır. Ekserji analizinde sistem veriminin artırılması hedeflenir. Ekserji veriminin artırılabilmesi için tersinmezliklerin azaltılması gerekmektedir. Analiz neticesinde belirlenen tersinmezliklerin azaltılabilmesi için alınabilecek tedbirler belirlenir. Bu tedbirler çerçevesinde verim mümkün olan en yüksek değere çıkartılır.

Enerji kullanımında birim fiyat oldukça önemlidir. Fiyatı belirleyen en önemli faktörler üretim tesisi ve kullanılan yakıttır. Üretim tesisinin verimi ne kadar yüksek olursa kullanılan yakıttan o kadar çok enerji üretilebilir. Dolayısıyla enerjinin birim maliyeti de o kadar azaltılabilir. Ekserji analizi sayesinde sistemdeki tersinmezliklerin yerleri belirlenip bunların azaltılması ile verimi artırmak mümkündür. Sisteme ilave edilecek yeni komponentlerle ya da mevcut komponentlerin ekserji verimleri artırılarak sistemin verimi artırılabilir. Fakat bu ilave komponentlerin veya modifiye edilen komponentlerin bir maliyeti vardır. Bu da birim enerji

maliyetini etkiler. Birim ürün maliyetini artırmayacak veya azaltacak ilave tedbirler alınmalıdır. Bu şekilde belki maksimum ekserji verimi sağlanamaz, ama hem verimin mümkün olan en yüksek değeri, hem de maliyetin mümkün olan en düşük değeri belirlenir. Bu analiz yöntemi de ekserjoekonomik analiz olarak adlandırılmıştır. Ayrıca enerji üretim tesisinden çift ürün elde ediliyorsa (elektrik ve ısı, bir başka deyişle kojenerasyon) bunların birim maliyetlerini belirlemek oldukça zor ve karmaşıktır. Çünkü hem yakıt maliyetinin hem de komponent maliyetlerinin ürünlerin maliyetlerine dağıtılması gerekmektedir. Farklı türdeki bu iki enerjinin maliyetlerinin, enerji maliyeti yöntemleri ile belirlenmesi imkansızdır. Fakat, ekserjileri bakımından değerlendirilip buradan maliyete geçmek ve birim maliyetlerini hesaplamak daha kolaydır. Dolayısıyla özellikle kojenerasyon ve diğer enerji üretim tesislerinde de ekserjoekonomik analizle birim ürün maliyetini (ekserji maliyeti) belirlemek daha doğru olacaktır.

Bu çalışmada en basit enerji üretim tesisi olarak basit gaz türbinli tesis alınmış, daha sonra tesise regeneratör ilave edilerek regeneratörlü tesis elde edilmiştir. Regeneratörlü tesisten çıkan egzoz gazları ile ikinci bir ürün üretilmesi için tesise atık ısı kazanı ilave edilmiş ve kojenerasyon tesisi oluşturulmuştur. Kojenerasyon tesisinden üretilen buharın tamamının kullanılamaması durumunu düşünülerek tesise buhar türbini ilave edilmiş ve ilave güç üretilerek kombine tesis meydana getirilmiştir. Bütün bu tesisler modellenerek, ekserjoekonomik analiz uygulanmıştır. Modellemede Visual Basic programlama dili kullanılmış ve tesisin özelliklerine göre çeşitli parametreler alınarak birim ürün maliyetleri ve bu maliyetleri minimum yapan optimum parametre değerleri belirlenmiştir.

2. ÖNCEKİ ÇALIŞMALAR

2.1 Ekserji Analizi

Horlock vd, (2000) , Kapalı sistemlerin termik veriminin; elde edilen net işin verilen ısıya oranı olduğunu, açık çevrimlerde ise elde edilen net işin ideal şartlarda elde edilebilecek tersinir işe oranı olduğuna işaret etmişlerdir. Bu tanımdan hareketle literatürde termik santraller için üç ayrı verim ifadesi olduğunu belirtmişlerdir. Birincisinde sisteme yakıt ve havanın girip, egzoz gazlarının karışmış olarak çıktığı kabulü ile tersinir işin yakıtın ekserjisi ile egzoz gazlarının farkı, ikincisinde girenler aynı ama çıkanlar karışmamış olduğu kabulü ile tersinir işi yakıtın ekserjisi, üçüncüsünde ise girenler yakıt oksijen ve azot çıkanlar karışmamış olma durumunda tersinir net işi girenler ile çıkanların Gibbs fonksiyonu farkı olarak tanımlanmıştır. Bu üç verim birbirine yakın olmakla birlikte farklı olduğunu General elektrik LM2500, Westinghouse/Rolls-Royce WR21 ve ABB GT24 kombine çevrim tesisleri üzerinde hesaplayarak göstermişlerdir. Elde ettikleri neticelerde birinci ve üçüncü verim ifadelerinin ikincisinden büyük olduğu, birinci verim ifadesinin daha gerçekçi olduğunu belirtmişlerdir. Ayrıca tesisin performansının, dizayn parametreleri (yanma sıcaklığı, hava/yakıt oranı gibi) ile değiştiğini, değişik tip tesislerin performansının karşılaştırılmasında yakıtın ekserjisinin önemli olduğunu ifade etmişlerdir.

El-Masri (1987) , Ekserji analizinin kombine çevrim dizayn ve optimizasyonunda önemli bir yöntem olduğunu belirterek hava soğutmalı brayton çevrimli gaz türbin grubuna ekserji analizi yapmıştır. Komponentlere kütle, enerji ve bunlara bağlı ekserji denge denklemlerini uygulamış ve ekserji verimlerini çıkartmıştır. Kullanılan üç soğutma basamağı için tersinmezlikleri bularak her bir basamağın güce etkisini incelemiştir. Yanma sonu sıcaklık değişimiyle net iş ve ekserji değişimlerini inceleyerek her bir komponentteki ekserji bozunumlarını ve kayıplarını, basınç oranı ile net iş arasında da aynı ilişkiyi göstermiştir. Kompresör basınç oranı ve kompresör giriş sıcaklığının net iş üzerindeki etkisini ve bütün basamakların yanma sonu sıcaklığı ve ekserji verimine etkilerini incelemiştir. Böylece ekserji analizinin enerji analizi kadar kullanılabilir bir yöntem olduğunu, yanma tersinmezliklerinin bir model oluşturularak detaylı hesaplanabileceğini, türbin giriş sıcaklığı artışının yanma odasındaki ekserji bozunumunu azaltmasına karşın türbinde soğutma kaybının artışına sebep olduğunu, ama çevrim verimini artırdığını ekserji analizi ile açıklamıştır.

Chin ve El-Masri (1987), Gaz türbin grubunun çıkışına ilave edilen çift basınçlı buhar türbin santraline ekserji analizi yapmışlardır. Analiz neticesinde buhar türbini parametrelerini gaz türbini egzoz gaz sıcaklığının fonksiyonu olarak yazıp optimum şartları tespit etmişlerdir. Daha sonra tek basınçlı türbin ile optimize edilmiş çift basınçlı türbini karşılaştırmışlar ve güçte % 3'lük bir artış ve egzoz gazından ısı transferindeki tersinmezliklerde % 15 ile % 8 arasında azalma olduğunu belirtmişlerdir. Üç basamaklı sistemle tersinmezliklerin daha azaltılabileceğini ifade etmişlerdir. Çalışmada ekonomik analiz yapılmamış, ekserjoekonomi açısından değerlendirilmediği için ürün maliyetlerindeki değişim hakkında bilgi bulunmamaktadır.

Derbentli (1989), Birleşik ısı-güç üretiminde kullanılan ara buhar almalı-yoğusturuculu ve karşı basınçlı çevrimle çalışan santrallere enerji ve ekserji analizi uygulamıştır. Çevrimlerin termodinamik modelini oluşturarak değişik türbin giriş halleri ve ısı yükleri için ısı ve elektrik üretimleri ile çevrimlerdeki tersinmezlikleri hesaplamıştır. Ara buhar almalı çevrimde kısmi ısı yüklerinde elde edilen elektrik enerjisinin artmakta, ısının değişmemekte, güç ısı oranının hızla yükselmekte olduğunu göstermiştir. Karşı basınçlıda ise güç ısı oranı, kısmi ısı yüklerinde tam yüke oranla daha az değişmekte, en yüksek ısı ve elektrik elde edilmesinin tam ısı yükünde gerçekleşmekte olduğunu belirtmiştir. Ayrıca komponentlerin enerji kayıplarını çıkartarak, en yüksek tersinmezliğin kazanda olduğunu ifade etmiştir.

Jin ve Ishida (1993) , Gaz- buhar kombine, buhar enjekteli gaz türbini ve ara kızdırmalı gaz türbin tesislerine grafiksel ekserji analizi yapmışlardır. Grafiksel ekserji analizinde her bir komponent için enerji kullanım grafiklerini çizmişlerdir. Bu grafiklerin apsisinde transfer olan enerji, ordinatında enerji seviyesi (ekserjideki değişim/enerjideki değişim) olup enerji verici kaynakla, alıcı kaynağın enerji seviyeleri arasındaki bölge gösterilmektedir. Böylece; iki kaynak arasındaki bölgenin değişimi ile ekserji kayıplarını, alıcı ile verici arasındaki en yakın noktaları (pinch point), ısı transferlerini, kimyasal reaksiyonları ve güç değişimlerini bu grafiklerden görmenin mümkün olduğunu ifade etmişlerdir. Üç sistem için çizilen enerji kullanım grafiklerinde, buhar enjekteli sistem için verici kaynak egzoz gazları alıcı kaynak ise buhar, kombine verici egzoz gazları ve yakıtı ısıtan buhar alıcı ise çift ara kızdırma yapılan buhar, ara kızdırmalı gaz türbininde verici egzoz gazları alıcı havadır. Daha sonra yanma odası ve gaz türbini, buhar türbini için aynı eğriler çizilerek kimyasal reaksiyonlarda ve güç üretimindeki kayıpları göstermişlerdir.

Huang vd (2000), Buhar enjekteli gaz türbin gruplu kojenerasyon sistemine ekserji analizi uygulamışlardır. Sistemde ikinci ürün olarak çok amaçlı soğutma hedeflemişlerdir.

Komponentlere kütle, enerji ve ekserji denge denklemlerini yazarak ekserji kayıplarını tespit etmişlerdir. Sistemde parametre olarak kompresör basınç oranı, enjekte edilen buhar oranı, buhar sıcaklığı ve besleme suyu miktarını alarak, birinci ve ikinci kanun verimlerini yazmışlar, ısı güç oranını hesaplamışlardır. Sisteme yoğuşum kompresörü ilave edip, dışarıya atılan yoğuşum suyunu sisteme dahil ederek aynı hesapları tekrarlamışlardır. Fakat bu kompresörün ne birinci nede ikinci kanun verimine etki etmediğini görmüşlerdir. En fazla ekserji bozunumunun yanma odasında ve en fazla ekserji kaçağının bacada olduğunu ifade etmişlerdir.

Dinçer ve Muslim (2001) , Ara kızdırmalı buhar türbin santralini modelleyip, termodinamik analizini yapmışlardır. Bu amaçla santrale termodinamiğin birinci kanun ve ikinci kanun analizlerini uygulamışlardır. Öncelikli olarak sisteme ait bütün elemanlar için enerji, kütle ve ekserji denge denklemlerini yazarak, elemanların ısı ihtiyaçlarını, iş çıktılarını, ekserji kayıplarını ve tersinmezliklerini tespit etmişlerdir. Hesaplamaları yaparken kazan sıcaklığı ve basıncı, ara buhar miktarı ve net işi parametre olarak almış, 400-590 °C ve 10-15 MPa aralığında 120 farklı durum için enerji ve ekserji verim değişimlerini incelemişlerdir. Bu incelemelerde, diğer termodinamik özellikler Ghazlan termik santraline aittir. Ayrıca ara kızdırma basıncı, kazan basıncının % 19'u ve alçak basınç türbinindeki basınç düşüşünün yüksek basınç türbinindekinin % 20'si olduğu kabul edilip, türbin verimleri ve pompa verimleri % 90 alınmıştır. Çekilen ara buharın basıncı 0.15 MPa, kondanser basıncı 7 kPa ve kondansere giriş sıcaklığı 39 °C olarak kabul edilmiştir. Yapılan incelemelerde, çeşitli basınç değerlerinde ekserji veriminin enerji veriminden daha yüksek olduğu, maksimum ekserji ve enerji verimlerinin 14 MPa basıncında olduğu, çekilen ara buharla ekserji veriminin düştüğü, kazan sıcaklığı arttıkça ekserji bozunumunun arttığı, kazan basınç artışının ekserjideki bozunumu çok etkilemediği görülmüştür. Çalışmanın sonucu olarak, hesaplamalarla elde edilen değerler ile Ghazlan santralinden elde edilen gerçek değerlerin karşılaştırılıp, paralellik olduğu tespit edilmiş ve mevcut santrallerin değerlendirilmesinde modelin uygun olduğu belirtilmiştir. Çalışma, sadece enerji ve ekserji analizini içermektedir. Bu çerçevede optimum dizayn kriterlerinin tespitini amaçlamaktadır. Fakat maliyet faktörü tamamen göz ardı edilmiştir. Oysa sisteme ekserjoekonomik analiz yapılarak, ekserji verimini maksimum yapan değerlerin ve çekilen ara buharın maliyetini nasıl değiştirdiğinin incelenmemesi, çalışmada eksiklik oluşturmaktadır.

Verkhivker ve Kosoy (2001), Termik santrallerin ekserji analizini yapmışlardır. Komponentlerin sistem verimine etkisinin, sistemdeki bir komponentin saf dışı kalmasının

sistem performansına etkisinin, komponentlerin en yüksek verimleri için sistem veriminin maksimum değerinin ve sistem verimini artırmak için metot belirlenmesinin ekserji analizi sayesinde mümkün olacağını ifade etmişlerdir. Sisteme girenlerin ekserjilerinin, çıkanların ekserjileri ile bozunumun toplamı olduğunu belirtmişlerdir. Bozunumun ekserjisinin, girenlerin ekserjilerine oranını tersinmezlik faktörü olarak tanımlamışlardır. Bütün komponentlerin tersinmezlik faktörleri toplamının birden çıkartılmasıyla, ikinci kanun verimi veya ekserji verimini ifade etmişlerdir. 232.6 MW'lık Ara kızdırmalı Rankin çevrimli elektrik ve buhar üreten termik santrale ekserji analizi uygulamışlardır. Santrale yakıt ile giren kimyasal ekserjiden hareketle, akış esnasındaki bütün kayıp ve bozunumları, elektrik ve buhar olmak üzere ürünlerin ekserjilerini hesaplayıp, sistemin ekserji verimini elde etmişlerdir. Daha sonra sistemde bozunumun çok olduğu ısıtıcıdaki (heaterdeki) sıcaklık farkını azaltmak amacıyla, türbine giren buharın sıcaklığını artırmak için ara kızdırıcı (reheater) ilave etmişler, böylece bozunumu azaltmışlardır. Fakat, ara kızdırma bozunumu azaltmakla beraber, yakıtla giren ekserjiyi de artırdığı için, sistemin ekserji veriminde bir miktar azalma meydana getirmiştir. Türbinden ara buhar çekerek, besleme suyunu ısıtıp, bozunumun çok olduğu kazandaki sıcaklık farkını azaltarak, sisteme giren ekserjiyi azaltmışlar, bunun da ekserji veriminde artışa sebep olduğunu belirtmişlerdir. Böylece, sistemdeki bozunumların azaltılmasıyla ekserji veriminin artırılabilceğini göstermişlerdir. Çalışma, ekserji analizi olup ekonomik analiz dolayısıyla ekserjoekonomik analiz içermemektedir. Ayrıca ilave edilen ara kızdırma ünitesinin ürün maliyetlerine tesirlerini de incelememişlerdir.

Alconchel, vd (1988), İspanyadaki 3x350 MW gücündeki Teruel termik santraline ekserji analizi uygulamışlardır. Buhar çevrimli olan tesisin gerçek değerlerinden hareketle, simülasyonunu oluşturmuşlar ve değişik yük şartlarında tesisi değerlendirmişler, elde ettikleri neticelerle gerçek çalışma değerlerinin paralel olduğunu ifade etmişlerdir. Her bir akış noktası için ürün-yakıt ilişkisi ile ekserji analizini yaparak, tersinmezlik kaynaklarını tespit etmişlerdir. Böylece tesisin herhangi bir çalışma şartındaki davranışının önceden belirlenip o doğrultuda tedbir alınması gerektiğini ifade etmişlerdir.

Jonston, vd (2001), Amerika'daki West point askeri bölgesinde hem elektrik hem de bölgesel ısıtma ihtiyacını karşılayan Rankin çevrimli termik santrale ekserji analizi uygulamışlardır. Komponentlerin ayrı ayrı birinci ve ikinci kanun verimlerini yazarak, mevsimlere bağlı olarak ısı talebine göre davranışlarını incelemişlerdir. Oldukça eski olduğunu belirttikleri tesiste yapılacak yenileştirme işleminde enerji ve ekserji açısından hangi komponentlerin üzerinde durulması gerektiğini tespit ederek optimizasyon yapmışlardır.

Pak ve Suzuki (1997), Gaz türbinli kojenerasyon sistemlerinin bölgesel ısıtma ve soğutma için kullanımını ekserji açısından değerlendirmişlerdir. Çalışmada atık ısı kazanlı gaz türbin grubu, buhar enjekteli gaz türbin grubu ve kombine çevrim santralleri belirli bir güç ve ısı için analiz edilmiş, daha sonra değişik ısı ihtiyaçları için sistemlerin ekserjetik değerlendirmesi yapılmıştır. Isı ihtiyaç oranı arttıkça buhar enjekteli grubun ekserji verimi artarken kombine çevrim veriminin düşmekte olduğunu, buhar enjekteli grubun maksimum veriminin kombinelenkinden yüksek olup maksimum ısı oranında olduğunu, kombinelenin maksimum veriminin en düşük ısı oranında olduğunu ifade etmişlerdir. Böylece bölgenin ısı haritası, talep miktarları ve zamanları çıkartılarak, buna göre sistemin belirlenmesinin uygun olduğunu belirtmişlerdir.

Marrero, vd (2002), Kombine gaz-buhar-amonyak çevrimli tesisin ikinci kanun analizini ve optimizasyonunu yapmışlardır. Brayton çevrimi ile çalışan gaz türbin grubuna ilave edilen atık ısı kazanı ile elde edilen buharla çalışan Rankin çevrimli buhar türbin grubu ve ona ilave edilen amonyak çevrimli türbin grubuna birinci ve ikinci kanun verimlerini yazarak simülasyonunu yapmışlardır. Çevrime etki eden parametreler olarak kompresör basınç oranı, gaz türbin giriş sıcaklığı, kompresör ve türbin izentropik verimleri, atık ısı kazanındaki en düşük sıcaklık farkı (pinch point), atık ısı kazanı ve regeneratör verimlerini almışlar, bunlara bağlı olarak tersinmezlikleri ve ikinci kanun verimindeki değişimlerini incelemişlerdir. Çevre sıcaklık değişiminin de ekserji verimine etkisini belirlemişlerdir. Türbin giriş sıcaklığının artışıyla yanma odasındaki tersinmezliklerin arttığını, yanma odasına enjekte edilen buhar miktarıyla tersinmezliklerin arttığını, atık ısı kazanındaki sıcaklık farkının çevrim verimine çok az etki ettiğini ve üçlü çevrimle verimin %60 civarına çıktığını ifade etmişlerdir. Çalışmada ekonomik analiz yapılmadığından bu üçlü çevrimin birim ürün maliyetlerine etkisi hakkında bilgi bulunmamaktadır.

2.2 Ekserjoekonomik Analiz

Valero , vd (1986) , Maliyet ile ilgili temel problemin sistemin limitlerinin belirlenmesi ile ilgili olduğunu, sistemin alt sistemlere parçalandığında bütün akışlara ait maliyet değerlerinin elde edilmesi gerektiğini ve bunun çok zor olduğunu, bir bütün halinde bakıldığında ise gerçekçi bir yaklaşım olmadığını belirtmişlerdir. Birçok yazarın bu zorluğu ikinci kanun analizi ile aşmaya çalıştığını, oysa ikinci kanunun bununla ilgili bilgileri içermediğini belirterek, kendi F-P-R (yakıt-ürün-atık) hipotezlerinin maliyet hesabında daha gerçekçi olduğunu ifade etmişlerdir. Böylece termodinamiğe ekserji maliyeti kavramını

kazandırmışlardır. Bu hipotezde sisteme giren bütün ekserjiler yakıt , sistemden çıkan bütün ekserjilerde ürün olarak tanımlanmaktadır. Bütün akış noktalarına ait giren çıkan ekserjileri (+1 ve -1 olarak) yazıp bir matris elde etmişlerdir. Birden çok komponent varsa, birbirini takip eden komponentlerde birinin çıktısı yani ürünü diğerinin yakıtı olarak yazmışlar, böylece de her bir komponente ait F-P matrisini yazmışlardır. Sistemdeki akışkan aynı ise birim ekserji maliyetinin eşit olacağını belirterek, ekserji değerlerine bağlı birim ekserji maliyeti ifadelerini lineer denklem sistemi olarak çözmüşlerdir. Böylece akışın her bir noktasına ait birim ekserji maliyetlerini hesaplamışlardır. Bu hesap sistemini Rankin çevrimi ile çalışan termik santrale uygulamışlar, bütün noktalara ait ekserji maliyet değerlerini bir tablo halinde vermişlerdir. Ayrıca termik santraldeki kazanı bir alt sistem haline getirip, ekserji maliyetlerini incelemişler, daha sonrada bütün santrali birleştirip bir bütün olarak alarak maliyetleri bulmuşlardır. Hesaplanan maliyetlerin birbirine çok yakın olduğunu, böylece kendi hipotezlerinin genel bakışta da alt sistemlere ayırıp detaylı bir incelemede de kullanılabileceğini ifade etmişlerdir. Ekserji maliyeti kavramının ortaya atıldığı bu ilk çalışma, çok genel bir yaklaşım sunmakta, ekonomik parametreler göz ardı edildiği için komponentlerin yatırım, işletme ve bakım gibi maliyetlerinin bu hesap tarzında nasıl kullanılabileceği ve ürün maliyetini nasıl etkileyeceği hakkında bir bilgi içermemektedir.

Valero, vd (1986) , Termoekonomik maliyetin belirlenmesinde ekserji maliyeti metodunun kullanılabileceğini belirterek, bu metodu açıklamışlar ve kritiğini yapmışlardır. Ekserji maliyetini ve bu maliyet için gerekli olan ekserji akışını ayrı ayrı matris olarak tanımlayıp, bu iki matrisin çarpımının denge halinde sifıra eşit olacağını ifade etmişlerdir. Her akış için yakıt ve ürün matrislerinin farkı ile ekserji bozunumunu elde etmişler ve kayıpların sıfır alındığını belirtmişlerdir. Akışın meydana gelebilmesi için gereken parasal değere termoekonomik maliyet, bunun birim gigajoule için karşılığına birim termoekonomik maliyet, akışta birim ekserji üretim maliyetine birim ekserji maliyeti ve bir gigajoule ekserji için gerekli maliyete de (birim termoekonomik maliyet ile birim ekserji maliyetinin çarpımına) ekserjoekonomik maliyet tanımlamalarını yapmışlardır. Ürünlerin termoekonomik maliyetlerinin, yakıtın termoekonomik maliyeti ile amortisman işletme bakım ve diğer maliyetlerin toplamı olduğunu belirterek, buradan ürünün birim ekserji maliyeti ile yakıtın birim ekserji maliyetine geçmişlerdir. Bunların arasındaki farkın sadece komponent maliyetinin değil, aynı zamanda ekserji bozunumunda fonksiyonu olduğunu ve bozunumun maliyetinin yakıtın maliyeti cinsinden yazılabileceğini ifade etmişlerdir. Ayrıca 30 MW'lık bir Rankine çevrimli termik santral üzerindeki uygulamaları tablo halinde vermişlerdir. Çalışmada sadece birim ekserji maliyetinin nasıl hesaplanabileceğine dair metot anlatılmakta, ekserji maliyetini

minimize edecek şekilde optimizasyonun nasıl yapılabileceği hakkında bilgi bulunmamaktadır.

Valero, vd (1986) , Termik sistemlerin optimizasyonu ve enerji tasarrufu ile ekserjoekonomi ve termoekonomi arasındaki ilişkiyi izah etmek için öncelikli olarak yakıt ile ekserji bozunumu ve ürün maliyeti yatırım maliyeti ile ekserji bozunumu arasındaki ilişkinin belirlenmesi gerektiğini ifade etmişlerdir. Bu amaçla tasarruf yatırım kanununu ortaya atarak, yatırımın yakıt maliyetini nasıl etkilediğini tespit etmişlerdir. Yakıtın ekserjisi ile ürünün ekserjisi arasındaki farkın ekserji bozunumuna eşit olduğu ve yakıtın ekserji maliyeti ile ürünün ekserji maliyetinin eşit olmasından hareketle, birim ekserji maliyet farkının sadece termodinamik faktörlere, birim termoekonomik maliyet farkının ise sadece ekonomik faktörlere bağlı olduğunu göstermişlerdir. Sabit ürün ekserjisi için yakıtın ekserjisinin minimizasyonun gerekliliğini, bunda sistemin enerji verimini artırıcı yatırımlarla bozunumun azaltılmasıyla mümkün olacağını belirtmişlerdir. Enerji tasarrufu ile yatırım arasında bir bağıntı elde ederek, buna tasarruf yatırım kanunu demek ve bu bağıntı yardımıyla, tasarrufun belirli bir sınırı olduğunu göstermişlerdir. Çalışmada da belirtildiği gibi tamamen teorik olan bu ifadenin çeşitli örneklerle desteklenmesi ve somut neticelerle pratiğe aktarılması gerekmektedir.

Lozano, Valero (1993), Ekserji maliyeti kavramını termoekonomiye kazandırmışlar ve ekserji maliyetinin teorisini ortaya koymuşlardır. Bu teorini temel taşlarının termodinamiğin ikinci kanunun kullanıldığı ekserji kavramı, enerji sistem komponentleri arasındaki yakıt ürün ilişkisi ve sistemin matematik modelinin oluşturulması olduğunu ifade ederek, bu metodolojinin enerji sistemlerinin analizinde kullanılmasının çok uygun olduğunu belirtmişlerdir. Ekserji maliyeti uygulandığında, sistemin tersinmezlikleri ve miktarlarının, akış esnasındaki maliyetlerin ve son ürün maliyetinin, ayrıca da yanlış çalışma şartlarının yakıt tüketimi üzerine etkilerinin görülebileceğine işaret etmişlerdir. Termoekonomi açısından asıl problemin sınırları ve alt grupları (komponentleri) belirli bir sistemin yapısı ile ilişkili olan akış esnasındaki maliyetlerin bulunması olduğunu belirterek, tersinmezliklerle artan yakıt maliyeti ile arasındaki ilişkiyi belirleyip, yakıt maliyetindeki değişimin tersinmezliklerdeki değişime oranını maliyet olarak ifade etmenin termoekonominin önemli köşe taşlarından biri olduğunu ifade etmişlerdir. Sistem alt gruplara ayrılıp, bu gruplara girenler yakıt, çıkanlar ürün ve çevreye atılanlar ise kayıp olarak tanımlanan matriste (A), girenler (+1), çıkanlar (-1) ve değişiklik yoksa (0) almışlardır. Bu matrisle kütle çarpımı sıfır, enerjiyle çarpımı sıfır, ekserjiyle çarpımı bozunuma eşitlenecek şekilde, kütle, enerji ve ekserji dengeleri

yazmışlardır. Böylece sistemi modellemekte ve daha sonra her bir komponent için yakıt-ürün-kayıp matrisleri oluşturmuşlar, bozunumu yakıttan ürün ve kayıpların çıkartılmasıyla kalan olarak tanımlamışlardır. Bu şekilde tesisin ekserji analizini yaptıktan sonra akış sayısı kadar oluşturulan ekserji maliyeti ile matrisin (A) çarpımını sıfıra eşitlemişler, kayıp ekserji maliyetini sıfır almışlardır. Komponentlerin yatırım maliyetlerini de maliyet denklemlerine ilave etmişler, ürün ekserji maliyetini yakıt ekserji maliyeti ile yatırım maliyeti toplamı olarak alıp, birim ekserji maliyetini hesaplamışlardır. Bütün bu teorik çalışmaları elektrik ve ısınin beraber üretildiği buhar türbinli santral üzerine uygulamışlardır. Linyit yakıtlı 170 bar, 490 °C

şartlarında yüksek basınç türbini, 44 bar ve 354 °C şartlarında alçak basınç türbini bulunan santralin 600 saat çalışma durumuna göre analiz yapmışlardır. Bu şekilde bütün noktaların termodinamik şartlarını tespit edip, ekserjoekonomik yaklaşımla ısı ve elektriğin birim ekserji maliyetlerini şartlara bağlı bulmuşlardır. Böylece termodinamikle ekonomiyi birleştirmişler ve sistemlerin analizinde yeni ve kullanım açısından daha uygun bir metot geliştirmişler, buna da ekserji maliyet yöntemi demişlerdir.

Kim, vd (1998), Termik tesislerde ekserjoekonomik analiz yapılırken, ekserjiyi bileşenlerine ayırmadan tamamının maliyetinin alınmasını esas alan literatürdeki çalışmalara da yardımcı denklemler gerektiğini ve ayrıca bu şekilde hesaplamalarda ekserji ilavesinin veya azaltılmasının maliyete etkisinin görülemediğini belirterek, çalışmalarında akış noktalarına ait değil, bütün sistemin ekserji maliyetinin hesaplanmasını amaçladıklarını belirtmişlerdir. Her bir komponente maliyet denge denklemleri uygulayarak, bütün sistem için maliyet denklemlerini elde etmişler ve birim ekserji maliyetini hesaplamışlardır. Komponentler arasındaki etkileşim de bu denklemlerle ifade edilerek, birim ekserjoekonomik maliyeti elde etmişlerdir. Maliyet denklemlerinde yakıtın ekserji maliyeti, buharın ekserji maliyeti, giren ve çıkanların mekanik termik ve bozunum ekserji maliyetleri ile işletme bakım ve yatırım maliyetlerinin toplamını, işin ekserji maliyetine eşitlemişlerdir. Çalışmada 1 MW'lık ara soğutmalı gaz türbin gruplu kojenerasyon tesisine bu yöntemi uygulamışlardır. Sisteme giren hava kütlesi 5 kg/s olup, hava yakıt oranını 60 almışlardır. Bütün komponentler için ekserjoekonomik dengeler yazılarak, kayıpları ve bozunumlar tespit edilmiş, sistem için kaybın ekserjoekonomik değeri bulunmuş, bunların birleştirilmesi ise sistemin ekserjoekonomik denge denklemini oluşturmuştur. Bu denklemde, bacadan çıkan egzoz gazlarının sebep olduğu ekserji bozunumu ihmal edilerek, yakıtın ekserji maliyeti ile komponentlerin maliyetleri toplamı, buhar ve elektrik olarak ayrı ayrı değerlendirilen ürünlerin ekserji maliyetlerine eşitlenmiştir. Böylece termik, mekanik, bozunum, elektrik ve

buharın ekserji maliyetlerini; atık ısı kazanının maliyeti dağıtılmış ve dağıtılmamış olmak üzere, yatırımların dahil olması veya dahil olmaması konumları için, tam yük %75 %50 yük değerleri için elde etmişlerdir. Yük değerinin artmasıyla buhar maliyetinde çok az bir artışa karşılık elektrik maliyetinde daha belirgin bir azalma kaydetmişlerdir. Böylece komponentlerin birim ekserji maliyetine etkilerini çıkarmışlar ve performansı artırıcı tedbirler için hangi komponentte değişiklik yapılmasının gerektiğine karar verilebileceğini ifade etmişlerdir.

Kwon, vd (2001), Kojenerasyon ve kombine çevrim santralleri gibi tek yakıt ile çift ürün üreten tesislerde, ürünlerin ayrı ayrı birim maliyetlerinin tespitinin çok zor ama önemli olduğunu belirterek, 1 MW'lık gaz türbinli kojenerasyon tesisine ekserjoekonomik analiz yapıp, tesisin birim ürün ekserji maliyetlerini hesaplamışlar ve akış esnasındaki her bir nokta için ekserji dengesini yazmışlardır. Ayrıca her bir komponent için bu ekserji değerlerine bağlı olarak ekserjoekonomik denge denklemleri oluşturmuşlar ve bu denklemlerde yatırımın levelized cost yöntemiyle güncellenmiş miktarı da yer almıştır. Çalışmada, Tsatsaronis tarafından oluşturulan özgül ekserji maliyeti yöntemi (SPECO) ve Kim tarafından oluşturulan (MOPSA) yöntemleri kullanılarak karşılaştırılması yapılmıştır. SPECO yönteminde sisteme girenlerin mekanik termik ve kimyasal ekserjileri ile yatırımın toplamı çıkanların ekserji maliyetleri toplamına eşitlenmektedir. MOPSA' da ise, sisteme giren yakıtın kimyasal ekserji maliyeti ve sistemden çıkan ısının ekserji maliyeti, termik ekserji farkı ve mekanik ekserji farkı maliyetleri ve kayıp ekserji maliyeti ile yatırımların toplamı için ekserji maliyetine eşitlenmektedir. Her iki yöntemin CGAM problemine uygulaması yapıp karşılaştırıldığında; SPECO' da atık ısı kazanı kullanımı elektriğin ekserji maliyetini değiştirmedeği halde MOPSA' da maliyetin düştüğünü, buharın birim ekserji maliyetinin değişmediğini görmüşlerdir. Çalışmada alınan 1MW'lık tesisin komponent maliyetleri çıkartılmış ve toplam maliyet içersindeki payları gösterilmiştir. Türbin maliyetindeki artışla ürün maliyetlerindeki değişim, daha sonra da diğer komponentlerin maliyet değişimlerinin de ürün maliyetlerine etkileri incelenmiştir. SPECO yöntemi kullanıldığında elektrik maliyetini özellikle türbin ve kompresör maliyetlerinin etkilediği, MOPSA' da atık ısı kazanının da maliyeti etkilediği, buhar maliyetinde ise her iki yöntemde de bütün komponentlerin, ama özellikle MOPSA' da atık ısı kazanı maliyetinin çok etkilediğini göstermişlerdir. Dolayısıyla komponent maliyetlerinin ekserjoekonomik analizdeki önemlerine işaret ederek, tesisin konfigürasyonun maliyeti etkilediğini ve özellikle türbin ile atık ısı kazanının belirgin tesiri olduğunu ifade etmişlerdir.

Guarinello, vd (2000), Cabo sanayii bölgesinin buhar ve elektrik ihtiyacını karşılayan gaz türbinli kojenerasyon tesisine termodinamiğin birinci ve ikinci kanununu uyguladıktan sonra, ekserji maliyet metoduyla elektrik ve buhar maliyetlerini belirlemişlerdir. Kojenerasyon tesisinin gaz türbin grubu ve atık ısı kazanından oluştuğunu, basit çevrimde 21.4 MW, buhar enjektisiyle (STIG) 24.7 MW gücünde olduğunu ifade ederek, bu iki çevrim için ayrı ayrı inceleme yapmışlardır. Enerji analizi neticesinde, sistemin ve atık ısı kazanı verimlerinin basit çevrimde daha yüksek, güç/ısı oranının STIG çevriminde daha yüksek olduğunu, ekserji analizinde dört ayrı durum için yaptıkları incelemede en yüksek ekserji verimi ilave yakıt yakılmadan maksimum buhar üreten, daha sonra basit kojenerasyon ve STIG 'de, en küçük verim değerinin brayton çevrimli tesise ait olduğunu görmüşlerdir. Daha sonra basit çevrim ve STIG çevrimli tesise ekserji maliyeti metodunu uygulayıp, elektrik ve ısının maliyetlerini bulmuşlardır. STIG çevriminde, elektriğin maliyetinin enjekte edilen buhar için daha fazla yakıt yakıldığından basit çevrimden fazla, buhar maliyetinin ise basit çevrime göre daha az olduğunu belirtmişlerdir.

Tsatsaronis ve Park (2002), Termik sistemlerin termodinamik analizinde ve sistem komponentlerinin maliyet analizinde azaltılabilir ve azaltılamaz ekserji bozunumunun etkisini incelemişlerdir. Özellikle bozunumun azaltılmasının üzerinde durarak, kojenerasyon tesis komponentlerinin yatırım maliyetine tesirini göstermişlerdir. Çalışmada ürünün ekserjisinin yakıtın ekserjisine oranı olarak tanımlanan ekserji veriminin, önemli bir performans kriteri olduğunu, ürünün ekserjisi ile bozunumun toplamının yakıtın ekserjisine eşit olmasından ekserji veriminin bozunuma bağlı olarak yazılabileceğini ifade etmişlerdir. Bozunumu azaltılabilir (engellenebilir) ve azaltılamaz (engellenemez) olmak üzere ikiye ayırıp, ayrı ayrı yazmışlardır. Ürün birim ekserji maliyetinin, yakıtın ekserji maliyeti ile yatırım maliyeti toplamının ürünün ekserjisine oranı olacağını ve ürünün ekserjisi yerine yakıtın ekserjisi ile bozunum farkı yazıldığında birim ürün ekserji maliyeti- yatırım maliyeti- engellenebilir ve engellenemez bozunum miktarı arasındaki ilişkiyi ifade etmişlerdir. Engellenebilir bozunumun azaltılması; yatırım maliyetini ve ekserji verimini artırmakta fakat ekserji verimi belirli sınırlar dahilinde olduğu için bir optimizasyonla ekserji verimi ve yatırım maliyetinin optimum değerlerinin elde edilebileceğini belirtmişlerdir. CGAM probleminin termodinamik ve ekserjetik şartlarını alarak, kojenerasyon tesisi üzerinde uygulama yapmışlar ve her bir komponent için engellenebilir ve engellenemez ekserji bozunum maliyetlerini bulup, literatürdeki maliyetleri ile karşılaştırmışlar ve bunların birbirine oranını hesaplayarak, komponentlerin kendi aralarında değerlendirilmesinde kullanılabilecek bir parametre elde ettiklerini belirtmişlerdir.

Manninen ve Zhu (1998), Termik sistemlerin optimizasyonu için geliştirdikleri yöntemin iki basamaktan oluştuğunu, ilk basamağın analiz ikinci basamağın dizayn olduğunu belirtmişlerdir. Sisteme ekserji analizi uygulayarak, ekserji verimiyle ürünlerin ekserjileri arasında bir ilişki kurmuşlar, bu ilişki sayesinde ekserji kayıplarının yerinin belirlenebileceğini ve komponentlerin ekserji verimleri ve sistem gücüne etkileri hakkında detaylı bilgi edinilebileceğini ifade etmişlerdir. Ekserji verimini hesaplarken de engellenemez ekserji kayıplarını dikkate alarak daha gerçekçi bir yaklaşım gösterdiklerine işaret ederek, sisteme uygulanan ekonomik analiz açısından da bu yaklaşımın uygun olduğunu göstermişlerdir. Bu analiz neticesinde verimi düşüren kaynakları tespit ederek, optimizasyon yapmışlardır. Optimizasyon neticesinde elde ettikleri modifiye tesis ile ilk tesisin yıllık çalışma şartlarına bağlı olarak karlılık noktasından karşılaştırmışlardır. Bu yöntemi kömür yakıtlı kombine çevrim santraline uygulamışlardır. Santralde gaz türbin grubu ve konvansiyonel buhar türbini bulunduğunu, toplam net gücün 281.3 MW, veriminin % 45.02 , kompresör basınç oranı 11.65 olduğunu belirterek komponentlerin ekserji verimlerini engellenemez ekserji kayıplarını ve ürün ekserjilerini hesaplamışlardır. Sisteme hava ön ısıtıcısı ve buhar türbinleri arasına kızdırıcı ilave ederek ekserji kayıplarını düşürmüşler termodinamik açıdan ve ekonomik açıdan optimum güç verim ve karları hesaplamışlardır. Termodinamik optimum değerleri basınç oranı 12.87, güç 313.9 MW, verim %50.23 iken ekonomik optimum değerleri basınç oranı 6.59, güç 311.5 MW, verim %49.85 olarak bulmuşlardır. Çalışmada, daha iyi bir dizayn sayesinde yıllık karın 13.5 milyon dolar artırılabilceği gösterilmiştir.

Yang, vd (1995), Termik sistemlerin analizi için geliştirdikleri yöntemde, enerjiyi ikiye ayırıp incelemişlerdir. Ekserji ve anerji olmak üzere ikiye ayrılan enerji için hem enerji dengesi hem de maliyet denge denklemlerini yazmışlar, maliyet denklemlerinde ekserji ve anerjinin birim maliyetlerini farklı almışlardır. Girenlerin ekserji maliyetlerini çıkanların ekserji maliyetlerine oranlayarak, elde ettikleri katsayının sıfır ile bir arasında olmasının sistemde anerjinin kullanılabilceğini, sıfıra eşit olmasının denklemin ekserji maliyet denklemi haline dönüştüğüne, bire eşit olmasının denklemin enerji denklemine dönüştüğüne ve katsayının sıfırdan küçük olma durumunda ise anerjinin kullanılamayacağını ve anerjinin atık veya sistemden çevreye atılan entropi olduğunu ifade etmişlerdir. Sabitin belirlenmesinin enerji politikalarına dayandığını ve farklı ürünleri fiyatlandırmada elverişli bir parametre olduğunu belirterek, sisteme Valero tarafından geliştirilen ekserji maliyetine benzer şekilde ekserji- anerji maliyeti uygulamışlardır. Kojenerasyon gibi çift ürün üreten sistemler için ürün fiyatlandırmasında yöntemlerinin uygun olduğunu belirtmişlerdir.

Attala, vd (2001), Termik tesislerin dizaynında sadece performans yüksekliğinin önemli olmadığını, rekabet ortamı düşünüldüğünde yatırım maliyetinin de mümkün olduğu kadar düşük olması gerektiğini belirtmişlerdir. Bu çerçevede gerçek sistemlerin dizaynında optimizasyon ve termoeconominin oldukça önemli olduğuna işaret etmişlerdir. Bu çalışmada, termik sistemlerin dizaynında yada mevcut sistemlerin analiz edilip optimum çalışma şartlarının tespitinde kullanılmak üzere bir model oluşturulmuştur. Nuovo Pignone Kombine Çevrim Santraline ait modelin performans değerlerini bulmak için ESMS, optimum çalışma şartlarını tespit etmek için Ropac ve ekonomik hesaplamalar içinde OPTI isimli bilgisayar programlarını yazmışlardır. Bu modelde yatırım, işletme ve bakım maliyetleri santralin termodinamik ve geometrik parametrelerinin fonksiyonu olarak yazılmıştır. Santrale ait bütün komponentlerin maliyetleri, borulama maliyetleri, yakıt maliyeti, işletme ve bakım maliyetleri, personel giderleri, sigorta giderleri ve ürün satışından elde edilen geliri bir fonksiyon olarak yazmışlardır. Bu fonksiyonla yatırım maliyetlerinin bir değere getirilmiş (Levelized Cost) miktarının farkı alınarak birim ürün maliyeti hesaplanmaktadır. Burada önemli olanın komponentlerin maliyetleri olduğunu belirtip mümkün olduğu kadar düşük olması gerekliliğini vurgulamışlardır. Sisteme ait komponentlerin maliyet fonksiyonlarını tablo halinde vermişlerdir. Komponent maliyetleri hesaplanırken bağımsız değişken olarak yüksek basınçtaki buhar sıcaklığı, ara kızdırma basıncı, atık ısı kazanındaki yüksek basınç ve düşük basınç pinch noktaları ve kondanser basıncı alınmıştır. Yapılan hesaplamalarla elde edilen atık ısı kazanı buhar ve gaz tarafı sıcaklık değerleri ve komponent maliyet değerlerinin, Nuovo Pignone santralinin yılların tecrübesi ile elde edilen değerlerine yakın olduğu görülmüştür. Dolayısıyla modelin çok kısa sürede gerçek santraller için analize imkan sağladığı belirtilmiştir. Bu çalışmada gaz türbinine ait kütleli debi, güç/ısı oranı, basınç oranı, buhar tarafına ait güç, buhar alçak ve yüksek basınçları sabit alınmış ve değişik şartlar incelenmemiştir. Birim ürün maliyetleri hesaplanarak Nuovo Pignone santrali ile mukayese edilmemiştir. Sistemde tek ürün elektrik olduğundan yapılan analizler bu kombine çevrim santralleri için uygun olmakla beraber genel bir model değildir. Model de ekserji ve ekserjoekonomi yönünden herhangi bir inceleme yapılmamıştır. Özellikle elektrik ve ısınin çift ürün olduğu santrallerde termodinamik analiz yetersiz kalmakta ve ekserji analizine ihtiyaç duyulmaktadır.

2.2.1 CGAM Problemi

Valero, vd (1993) , Dünyadaki doğal kaynakların sınırlı olup, enerji talebindeki artışın günden güne artması sebebiyle enerji kullanım mekanizmalarının önemine işaret ederek, çevre şartları

da düşünülduğünde ekserjoekonominin termik sistemlerin analizinde oldukça önemli bir yöntem olduğunu belirtmişlerdir. Ekserjoekonominin önemini ve diğer yöntemlerle karşılaştırmasını gösterebilmek amacıyla daha sonraları isimlerinin baş harfleriyle anılacak (CGAM) bir özel problem tanımlamışlardır. Bu sistem bir kojenerasyon tesisi olup 30 MW gücünde ve 20 bar basıncında 14 kg/s debide buhar üretecek şekilde tanımlanmıştır. Sistem kompresör, yanma odası, gaz türbini, hava önısıtıcısı (rejeneratör) ve atık ısı kazanından oluşmaktadır. Problemden yakıt olarak metan alınmakta ve çevre şartları 298.15 K ve 1.013 bar olarak kabul edilmektedir. Termodinamik modelde optimizasyon için değişken olarak, basınç oranı, kompresör ve türbin izentropik verimleri, havanın rejeneratörden çıkış sıcaklığı ve yanma sonrası türbin giriş sıcaklığını almışlardır. Modelde havanın ve egzoz gazlarının ideal gaz olup özgül ısılarının sıcaklıkla değişmediği, yanma odası haricinde bütün komponentlerin adyabatik olduğu, kazan, yanma odası ve rejeneratörde gaz ve havanın basınç kayıplarının belirli bir değerde olduğu kabullerini yapmışlardır. Bütün komponentlere enerji, kütle ve ekserji denge denklemlerini uygulayarak, sistem üzerinde tanımlanan noktalara ait termodinamik özellikler hesaplanmıştır. Daha sonra yaptıkları ekonomik analizde ise her bir komponentin yatırım ve işletme bakım maliyetleri verilen formüllerle hesaplanıp levelized cost yöntemiyle yeniden değerlendirmiş, yakıt maliyetini de dahil edip hesaplanan maliyet fonksiyonunu minimize ederek, optimum çalışma şartlarını tespit etmişlerdir. Bu çalışma, sadece CGAM problemi için yapılmış olup, güç ve buhar debisi sabit alınmıştır. Oysa değişik çalışma şartlarına göre birim hava debisi için maliyet hesaplanarak daha genel bir model oluşturulabilir. Ayrıca modelde hava ve egzoz gazlarının özgül ısılarının sıcaklıkla değişmediği kabul edilmiş olup, gerçekte özgül ısılar sıcaklıkla değişmekte ve bu değişim de performansa dolayısıyla optimum şartlara tesir etmektedir. Bu çalışmada, rejeneratör verimi ve atık ısı kazanındaki minimum sıcaklık farkı (pinch noktası) sabit alınmış ve bu değerlerdeki değişimin maliyete etkileri incelenmemiştir.

Tsatsaronis ve Pisa (1994), Kompleks enerji sistemlerinin optimizasyon ve değerlendirilmesinde ekserjoekonomik metodların uygulamasını CGAM problemi üzerinde göstermişlerdir. CGAM problemindeki kabulleri aynen alıp, bu kabullerin bazı termodinamik değişkenlerin değerlerini % 20' nin üzerinde değiştirdiğini, fakat hesap kolaylığı için bu şekilde kullanıldığını belirtmişlerdir. Problemden optimizasyon amacıyla alınan değişkenler; kompresör basınç oranı, türbin ve kompresör izentropik verimleri, hava önısıtıcısından çıkış ve türbine giriş sıcaklığıdır. Diğer bütün değişkenlerin bunların fonksiyonu olarak hesaplanabileceğini belirterek, ekserjoekonomik değerlendirme yapılabilmesi için önce sistem elemanlarına ekserji analizi daha sonra ekonomik analiz yapılması gerekliliğini ve

böylece bütün akış noktalarındaki ekserji maliyetlerinin hesaplanabileceğini açıklamışlardır. Sisteme ve elemanlara ekserji analizi uygulamışlar, ekserji bozunum ve kayıplarını çıkarmışlardır. Ayrıca bütün komponentler için ekserji verimi, bozunum oranı ve kayıp oranlarının tanımlayarak komponentlerin kendi arasında kıyaslanmalarını yapmışlardır. Böylece sistem içersindeki verimi düşürücü kaynakları tespit etmeyi amaçlamışlardır. Ekserji analizi neticesinde, maksimum verim için türbin giriş sıcaklığının ve kompresör türbin izentropik verimlerinin mümkün olduğu kadar yüksek pinch point'in mümkün olduğu kadar düşük ve basınç oranının bu şartlara en uygun değeri olması gerekliliğini görmüşlerdir. Ekonomik analizde, geri dönüşüm oranını %18.2 , yıllık çalışmayı 8000 saat, işletme ve bakım giderlerinin yatırım maliyetinin 1,092'si olduğunu kabul etmişlerdir. Böylece bütün komponentlerin levelized cost yöntemiyle maliyetlerini çıkarmışlardır. Bu maliyetlere bağlı olarak her bir komponent için ekserjoekonomik dengeleri yazmışlar, daha sonra birbiri cinsinden giriş çıkışları eşitleyerek elektrik ekserji maliyetini hesaplamışlardır. Hesaplamaları yaparken dört ayrı yöntem kullanmışlardır. İlk yöntemde fiziksel ve kimyasal ekserji değerleriyle, ikincisinde termik mekanik ve kimyasal ekserji değerleriyle ortalama maliyet hesaplamışlardır. Diğer iki yöntemde ise yine fiziksel ve kimyasal, termik mekanik ve kimyasal ekserji değerleriyle özel ekserji maliyetini hesaplamışlardır. Akışlarda maliyet değerleri eksik olduğunda ortalama maliyet kullanabilecekken, akışlarda detaylı maliyet değerli belliyken özel maliyet hesaplama metodu kullanılabileceğini belirtmişlerdir. Ortalama maliyet metodunun dezavantajı giren çıkan ekserjilerin maliyetleri hakkında bir fikir vermemesidir. Bu çalışmanın maliyet hesaplarından sonraki ekserjoekonomik değerlendirme bölümünde ise bütün komponentlerin yatırım maliyetleri, bağıl maliyet farkı ve ekserjoekonomik faktörleri yazılmıştır. Komponentlerin bağıl ekserji farkı ve bozunum maliyetlerinden yüksek olanların daha dikkatli incelenmesi gerekliliği belirtilmiştir. CGAM problemine dört metotta uygulanarak komponentlerin yakıt maliyetleri, ürün maliyetleri , bağıl maliyet farkları , ekserjoekonomik faktörleri , yatırım ve bozunum maliyetleri tablo halinde verilmiştir. Bu tablolardan , atık ısı kazanın bağıl maliyet farkının en yüksek olduğu , bozunum maliyetinin yüksek olduğu ve ekserji veriminin çok düşük olduğu görülmekte, dolayısıyla bu komponente dikkat edilmesi gerekli olduğu anlaşılmaktadır. Bu amaçla atık ısı kazanı giriş sıcaklığı ile çıkış sıcaklığı birbirine yaklaştırılmalıdır. İkinci dikkat çeken komponentin yanma odası olduğu ve giriş sıcaklığının artışıyla bozunumun azaldığı bunda ön ısıtıcı çıkış sıcaklığını azalttığı, böylece hem en büyük bozunumun olduğu yanma odasının iyileştirilebileceği hem de sistemin genelinde iyileşmeye sebep olacağı belirtilmiştir. Kompresör ve türbin ise çok kayda değer olmadığı, verimlerdeki artışın yatırım maliyetini

artırdığı açıklanmıştır. Çalışmanın ekserjoekonomik optimizasyon bölümünde termodinamik ve ekonomik modelin yeterli olmayacağı, teknik sınırlar dahilinde bir optimum değerin bulunabileceği belirtilerek, maliyet bilgilerinin her zaman elde edilemeyeceğini ve güvenilirliğinin tam olmadığı ama eldeki verilerle optimizasyon yapılmasının gerekliliği üzerinde durulmuştur. CGAM probleminde optimizasyon için amaç fonksiyon olarak yakıt maliyeti ve komponent maliyetleri toplamının minimizasyonu olduğunu belirterek bunun için atık ısı kazanındaki pinch point'in 1.64°K olarak aldıklarını açıklamışlardır. Bütün komponentler için dizayn ve çalışma şartlarına bağlı katsayılar, ekserji verim ifadesi ve ürün ekserji değerinden oluşan toplam net yatırım masrafı kavramı yardımıyla komponentlerin işletme bakım ve yatırım maliyetlerini ifade etmişlerdir.

Hua vd (1997) ; Enerji sistemlerinin analiz ve optimizasyonu ekserjoekonomi açısından değerlendirmişlerdir. Bu değerlendirmede, teknolojik ve ekonomik değişimleri dikkate almışlardır. Optimizasyonda ekserji kayıp maliyetlerinin çok önemli olduğunu ve böylece analiz ve optimizasyonun zorlaştığını belirterek sistemi iki alt gruba ayırarak incelemenin daha yerinde olacağını açıklamışlardır. Oluşturdıkları modelde gaz türbin grubunu birinci grup, atık ısı kazanı ve buhar türbinini geri dönüşüm grubu olarak ikinci grup diye ayırmışlardır. Çalışmalarında amaç fonksiyon olarak sisteme giren ekserji maliyetleri ve komponent maliyetlerinin toplamını çıkan ekserji maliyetine bölerek, elde ettikleri birim ürün maliyetinin minimizasyonunu almışlardır. Bu amaçla, toplam maliyetin minimizasyonunun ve geri dönüşüm grubu ekserji maliyetinin minimizasyonunun gerekliliği üzerinde durmuşlardır. CGAM problemi üzerinde yaklaşımlarını uygulamışlar, maliyet açısından ön ısıtıcı hava çıkış sıcaklığını karar değişkeni alıp türbin kompresör izentropik verimleri, basınç oranı ve sistemin maksimum sıcaklığını bağımsız değişken almışlardır. Elde edilen neticeleri literatürdekilerle karşılaştırarak benzerliklerini göstermişlerdir. Böylece kullandıkları metodun literatüre uygunluğunu, ayrıca kullanım açısından daha az denklem içerdiği ve işlem kolaylığı sağladığı için avantajlı olduğunu belirtmişlerdir. Çalışma sistemi iki alt gruba ayırıp maliyetin hesaplanabileceğini göstermekte, ama grupların içerisindeki komponentlerin maliyete tesirleri hakkında bir bilgi içermemektedir. Ayrıca uygulama CGAM üzerine yapıldığı için ekserji analizi ve termodinamik değerler literatürden aynen alınmış ve ekserji analizi hakkında bilgi verilmemiştir.

Alvarado ve Gherardelli (1994), Kojenerasyon sistemlerinin ekserjoekonomik optimizasyonu için geliştirdikleri metodolojide, ekserji verimini ve elastisiteyi parametre olarak almışlardır. Bu metodolojiyi CGAM problemi üzerinde uygulamışlardır. Problem

üzerindeki notasyona göre termodinamik özelliklerini ve ekserji değerlerini yazarak bütün komponentlerin ekserji verimlerini ve elastisitelerini hesaplamışlardır. Optimizasyon için ekserji verimi düşük ve ekserji kaybına göre sistemin ekserji değişimini ifade eden elastisitenin yüksek olduğu komponentin yanma odası olduğunu belirterek, yanma odasına havanın giriş sıcaklığı ile egzoz gazlarının yanma odasından çıkış sıcaklığını karar değişkeni olarak almışlardır. Daha sonra bütün komponentlerin maliyetlerini ve yakıt maliyetini çıkartarak toplam maliyetin maksimum sıcaklıkla değişimini incelemişlerdir. Böylece toplam yatırım maliyetini minimize eden ön ısıtıcı çıkış sıcaklığının 913 K ve sistem maksimum sıcaklığının 1490 K olduğunu belirterek, bu değerlere göre komponentlerin ekserji verimlerini ve elastisitelerini tekrar hesaplamışlardır. Yeni durumda ekserji verimi en düşük ve elastisitesi en uygun olan komponentin atık ısı kazanı olduğunu, ama CGAM probleminde bu komponenti etkileyen karar değişkeni olmadığından kriterlere göre bir sonraki komponent gaz türbini için izentropik verim ve sistem maksimum sıcaklığının alınarak optimizasyonun tekrarlanması gerektiğini belirtmişlerdir. Bu şekilde devam eden optimizasyon işlemleri neticesinde elde edilen toplam maliyetin daha önceki literatür değerlerinde %1 daha fazla olduğunu ifade etmişlerdir. Çalışmada, sistem maliyetinin minimizasyonu hedeflenmekte ama bu durumda ürün maliyetlerinin nasıl değiştiği hakkında bilgi bulunmamaktadır.

Frangopoulos (1994) , CGAM tesisine üç ayrı optimizasyon yöntemi uygulamış, elde ettiği neticelerin karşılaştırmasını yaparak paralel olduğunu göstermiştir. Optimizasyon için kesin parametreler ve karar değişkenleri alınması gerektiğini ve amaç fonksiyonun maliyet minimizasyonu olduğunu belirtmiştir. İlk uyguladığı yöntemde termik tesislerin optimizasyon problemlerinin nonlinear olduğunu ve birbiri ile ilişkili birçok değişken içerdikleri için belirli sınır değerlerin tespit edilerek, uygun aralıklarda iterasyon yapmıştır. Bağımsız değişken olarak basınç oranı, kompresör türbin izentropik verimleri, havanın ön ısıtıcıdan çıkış sıcaklığını ve yanma sonu maksimum sıcaklığı alarak, diğer bütün değişkenleri bunların fonksiyonu olarak ifade etmişlerdir. İkinci yöntemde komponentlere birinci ve ikinci kanun analizi yapmış, termik ve mekanik ekserji bozunumlarını, ürünlerin ekserjilerini ve akış esnasındaki bütün noktaların ekserjilerini hesaplayarak, amaç fonksiyondaki komponent maliyetlerini bu değerler göre yazarak, bütün komponentleri için maliyet denge denklemlerini yazıp, bu denklem sistemini çözmüştür. Üçüncü yöntemde ise komponentleri ayrı ayrı optimize ettikten sonra, bütün sistemin optimizasyonunu termodinamik sınırlar dahilinde simülasyonla elde etmiştir. Bütün bu metotlarla yapılan iterasyonlar neticesinde elde edilen değerlerin yaklaşık aynı olduğunu ve global optimumu verdiğini, fakat komponentlerin birbiri üzerine etkisinin görülemediğini ve kompleks sistemlerde uygulamanın zor olduğunu, bu

sebeple ikinci yöntemin geliştirildiğini, üçüncü yöntem için detaylı bilgilere ihtiyaç olup, simülasyonun ancak bu şekilde yapılabileceğini belirterek en uygun ve gerçekçi yöntemin ikinci yöntem olan termoeconomik fonksiyonel analiz olduğunu ifade etmiştir.

Valero, vd (1994), Kompleks termik sistemlerin analiz ve optimizasyonu için kullanımının uygun olduğunu belirttikleri ekserji maliyeti (ECT) teoremini CGAM problemine uygulamışlar ve diğer konvansiyonel yöntemlerle elde edilen değerlere yakın neticeler elde etmişler, ayrıca bu yöntemle komponentlerin kendi aralarındaki etkileşim değerlerinin tespit edilebileceğini ifade etmişlerdir. CGAM probleminde yakıt maliyeti ve komponentlerin maliyetleri toplamının minimizasyonun hedeflendiğine işaret ederek öncelikli olarak termodinamik şartlar dahilinde optimizasyonu yapıp, sonra komponentlerin yakıt ürün ilişkileri kurularak yapılacak ekserjoekonomik değerlendirmeye sonuca ulaştıklarını ifade etmişlerdir. Çalışmada, CGAM problemine ait termodinamik şartlar belirlenip, her bir akış noktası için denklem sistemlerinin çözülmesiyle ekserji maliyetleri çıkartılmış, komponentlerin yakıt ürün ilişkileri maliyet yönünden değerlendirilmiş ve neticede ürünlerin ayrı ayrı elektrik ve buhar olmak üzere birim ekserjileri hesaplanarak, enerji maliyeti ve salt ekserji analizi ile hesaplanan değerlere göre mukayesesi yapılmıştır. Buharın ekserji maliyeti diğer yöntemlerden yüksek çıkarken, elektrik maliyeti ekserjiyi baz alan yöntemlerden daha düşük çıkmıştır. Basit enerji sistemlerinin termodinamik analizinin kolay olduğu ve buradan klasik yöntemlerle ürün maliyetinin hesaplanmasının mümkün olduğu ama sistem kompleks olduğunda klasik yöntemlerin çok fazla bilgi gerektirdiği, oysa ECT ile direkt maliyetin hesabında daha az veri ile sonuca ulaşılabilirdiği için önemli avantajları olduğunu, ayrıca diğer yöntemlerle elde edilen neticelerle paralel sonuçlar verdiğini belirterek ECT' nin kullanım kolaylığı olduğunu ifade etmişlerdir.

2.3 Değerlendirme

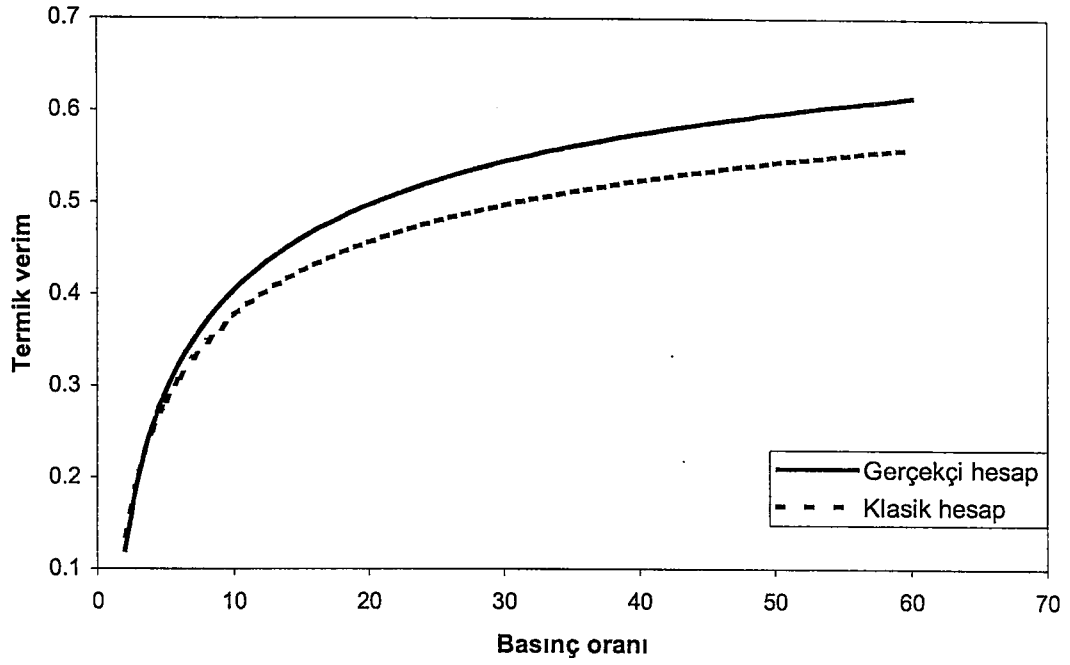
Termik sistemlerin analizi için ekserji analiz metodu çok sık kullanılan önemli bir metottur. Bu konuyla doğrudan ilgili son yıllarda 2034 adet makale yayınlanmıştır.(Göran Wall,2001) Çalışmalarda analiz yapılırken, tesise kütle, enerji ve ekserji denge denklemleri uygulanmıştır. Böylece sistemin bütün akış noktalarına ait termodinamik özellikler elde edilmiş ve bu özellikler yardımıyla tersinmezlikler belirlenmiştir. Eğer çalışma ekserjoekonomiyi de içeriyorsa, ekserji analizi neticesinde elde edilen verilerle komponent ve yakıt maliyetleri de dahil edilmek suretiyle maliyet denge denklemleri yazılarak birim ürün maliyetleri elde edilmiştir.

Enerji üretim sistemleri çok karmaşık ve kompleks olduğu için bazı kabuller yapılması gerekmektedir. Gerçek bir tesis ele alındığında irili ufaklı bir çok komponent ve birçok kütle akışı meydana gelmektedir. Bunların hepsinin detaylı bir şekilde değerlendirilebilmesi oldukça zordur. Bu sebeple, literatürdeki birçok çalışmada sadece büyük komponentler ve sistemi etkileyen akışlar dikkate alınmıştır.

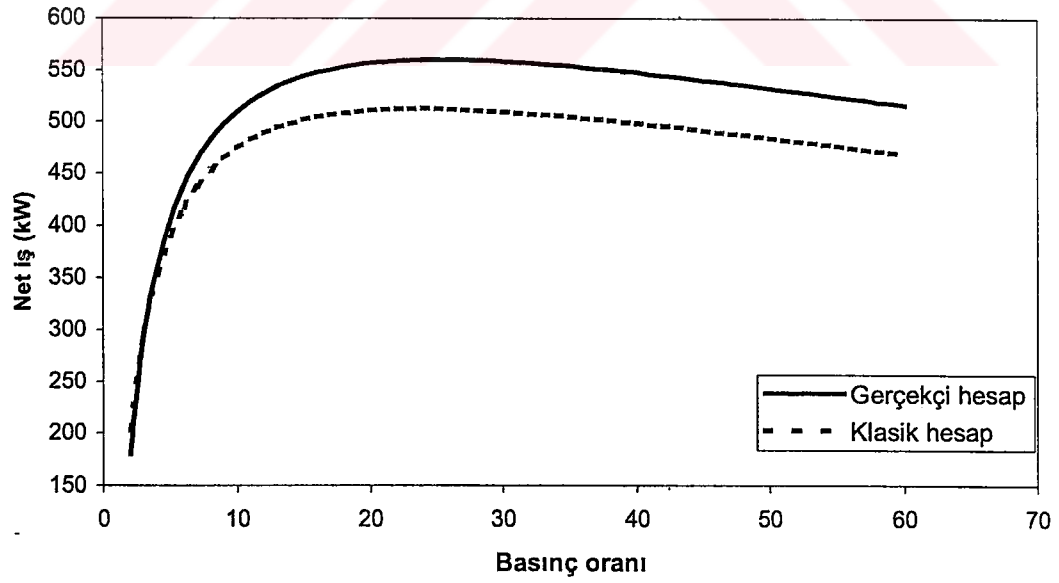
Makalelerin bir kısmında mevcut bir tesis analiz edilirken, diğer bir kısmında oluşturulan model üzerinde analiz yapılmıştır. Dolayısıyla bazılarında gerçek değerler kullanılırken diğerlerinde akış noktalarına ait termodinamik değerler formüller yardımıyla hesaplanmıştır. Formüllerde kullanılan özgül ısı değerleri genellikle sabit alınmış ve sıcaklıkla değişmediği kabul edilmiştir. Bunun sebebi bilinmeyen sayısını azaltmak ve aynı zamanda işlem kolaylığı sağlamaktır. Oysa özgül ısılar sıcaklığın fonksiyonu olup, akış esnasında her noktada değişmektedir. Gerçek değerler ile klasik hesaplarda elde edilen değerler arasında % 15-20 civarında fark olmaktadır.(Tsatsaronis, 1994) Örneğin ideal gaz kabulü ile özgül ısılar sıcaklığa ve gazın cinsine bağlı olan katsayılarla hesaplanabilir (Bejan 1995). Bu katsayılar çeşitli maddeler için çizelge 6.1 de verilmiştir

$$c_p^0 = a + b\left(\frac{T}{1000}\right) + c\left(\frac{T}{1000}\right)^{-2} + d\left(\frac{T}{1000}\right)^2 \quad (2.1)$$

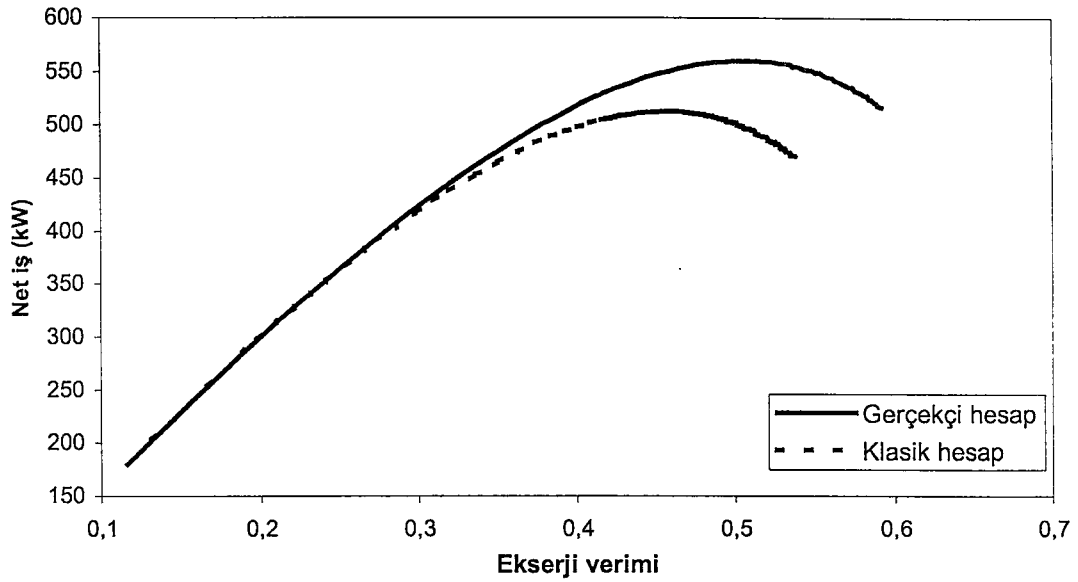
Basit Brayton çevrimi ile çalışan gaz türbin grubuna özgül ısıların sabit olduğu klasik yöntemle ve özgül ısıların sıcaklığın fonksiyonu olan gerçekçi yöntemle analiz yapıldığında, ikisi arasındaki fark daha net görülmektedir. Hesaplamalarda aynı basınç kayıpları ve izentropik verimler alınmıştır. Klasik hesapta özgül ısılar akışkanın cinsine bağlı olarak değişmekte fakat sıcaklıkla değişmemektedir. Gerçek hesaplarda termik verim klasik hesaplanandan daha yüksek çıkmaktadır (Şekil 2.1). Net işi maksimum yapan kompresör basınç oranı bu sistem için gerçek hesaplarda 25 olmasına rağmen klasik hesapta basınç oranı 24 olmaktadır (Şekil 2.2). Aynı zamanda net işi maksimum yapan ekserji verimleri de farklıdır (Şekil 2.3).



Şekil 2.1 Basınç oranı ile termik verim değişimi



Şekil 2.2 Basınç oranı ile net iş değişimi



Şekil 2.3 Ekserji verimi ile net iş değişimi

Özgül ısıların sabit alındığı hesaplarla yapılan analizlerin neticesinde yapılacak optimizasyon değerleri ile gerçek hesapların kullanıldığı optimizasyondan elde edilecek değerler farklı olacağı için, birinin optimum değerleri diğeri için geçerli olmayacaktır. Bu nedenle analizlerde özgül ısılar sıcaklığın ve akışkanın fonksiyonu olarak alınmalıdır.

Makalelerin bazılarında analiz yapılırken, çalışan gerçek tesisler ya direkt alınmış ya da modellenmiştir. Modelden elde edilen değerler ile gerçek değerler karşılaştırılarak modelin doğruluğu test edilmiştir. Böylece mevcut santrallerin simülasyonu yapılarak, değişik çalışma durumlarında tesisin davranışı incelenmiş veya gerekli optimizasyonlar bu modellerde gerçekleştirilerek optimum şartlar belirlenmiştir. Özellikle 1990 sonrası makalelerde, literatürde ismi yazarlarının baş harflerinden oluşan, CGAM problemi üzerinde durulmuştur. CGAM problemi bir kojenerasyon tesisi olup 30 MW gücünde ve 14 kg/s debide buhar üretmektedir (Frangopoulos 1990). Yapılan çalışmalar bu tesisin optimizasyonu ile ilgili olup, daha önce literatüre geçmiş değerlerle karşılaştırmasıdır. Diğer bir kısım makaleler ise tamamen teorik olup, bu çalışmalarda yeni dizayn edilecek santraller için optimum şartlar belirlenmiştir. Fakat, modellerin çoğu belirli güç veya ısı değerleri için olup, genel model değildir. Oysa, birim hava kütlesi için yapılacak analiz ve buna bağlı optimizasyonla elde

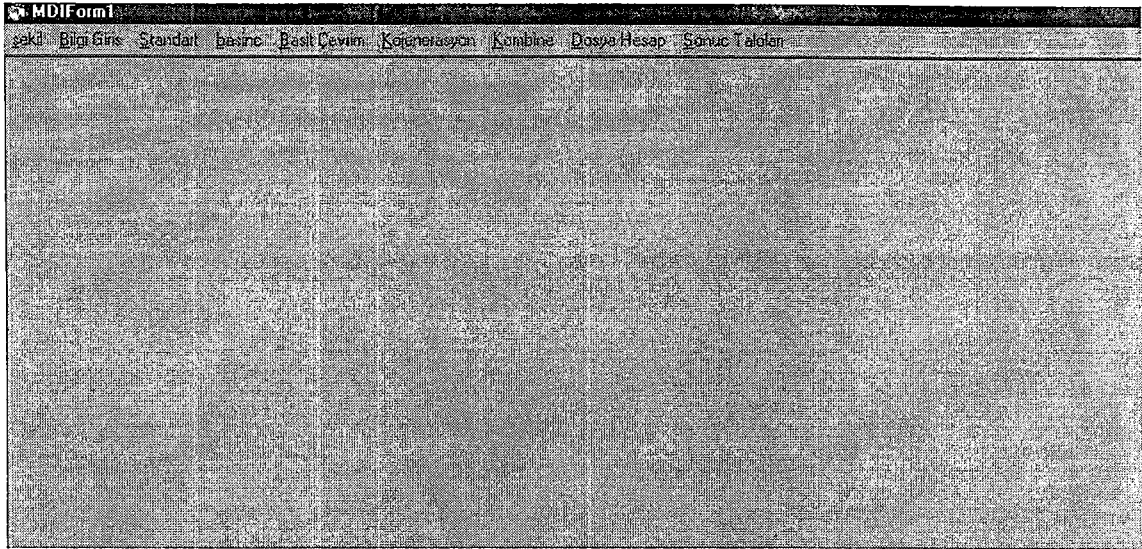
edilecek şartlar, daha genel bir modele imkan sağlayacaktır. Böylece hava kütlesi değiştirilerek istenen güç elde edilebilir.

Makalelerin bir çoğu ekserji analizi olup, ekserji verimini artırıcı tedbirleri içermektedir. Verimi artırmak için sistemde yapılacak değişiklikler belirli maliyetleri gerektirmekte ve çoğu zaman teknik ve ekonomik sınırların dışında olmaktadır. Bu yapılacakların tesis ve ürünlerin maliyetlerini nasıl etkileyeceği hakkında bilgi, çalışmalarda bulunmamaktadır. Bu maliyetler de düşünülerek, birim ürün maliyeti açısından da optimum şartlar belirlenebilir. Termodinamik optimum değerler ekonomik, ekonomik optimum değerler termodinamik açıdan uygun olmayabilir. Bu sebeple, her ikisi için de en uygun çalışma şartlarının ve dizayn parametrelerinin belirlenmesinde en uygun yöntem ekserjoekonomik analizdir. Ekserjoekonomik analiz, ekserji analizi ile ekonomik analizin beraber değerlendirilmesidir. Sisteme önce ekserji analizi yapıp, sonra maliyet analizi ile ekonomik şartlar belirlenerek hem ekserji açısından hem de ekonomi açısından en uygun çözüm elde edilir. Ekserjoekonomik analizle belirlenecek birim ürün maliyetleri santrallerin değerlendirilmesi ve karşılaştırılmasında kullanılır.

2.4 Oluşturulan Model ve Program

Bu çalışmada enerji üretim sistemlerinin modellenmesi ve ekserjoekonomik analizi yapılmıştır. Modelde gaz türbin grubu, ön ısıtıcılı (regeneratörlü) gaz türbin grubu, kojenerasyon tesisi ve gaz türbini-buhar türbini gruplu kombine tesis bulunmaktadır. Amaç fonksiyon olarak birim ürün maliyet minimizasyonu alınmıştır.

Visual Basic programı ile oluşturulan model alt modüllerden oluşmaktadır. Bu modüller basit gaz türbinli tesis, regeneratörlü tesis, kojenerasyon tesisi ve kombine tesistir. Program ilk çalıştırıldığında gelen menüden istenen alt modüle ulaşabilmektedir.



Şekil 2.4 Modelin ana menüsü

Basit gaz türbinli tesis için basit çevrim modülü seçildiğinde gelen menüden, sol tarafa kompresör ve türbin izentropik verimleri, çevrimin maksimum sıcaklığı, çevre sıcaklığı, yakıtın yanma odasına giriş basıncı, yakıtın alt ısı değeri ve yanma verimi girilerek sağ taraftaki havanın mol fraksiyonu ve istenen değerlerin yazdırıldığı tablo oluşturulmaktadır (Şekil 2.5). Menüdeki standart düğmesine basıldığında sol taraftaki bilgiler programda tanımlanan şekilde kendiliğinden girilmektedir. Program, girilen değerlere bağlı olarak önce yakıtın yanma denklemi ile egzoz gazları mol fraksiyonlarını hesaplamakta, daha sonra tesis üzerindeki bütün noktalara ait termodinamik özellikleri belirlemektedir; termodinamik değerlere bağlı olarak noktaların ekserji değerlerini hesaplayıp ekserji verimini bulmaktadır. Daha sonra maliyet denklemleri yardımıyla birim ürün maliyetini hesaplamakta ve bu işlemi basınç oranı 2'den 60'a kadar tekrarlamaktadır. Her bir basınç oranı için ürün maliyetini ve istenen diğer bilgileri tabloya yazdığında programın çalışması bitmektedir. Programda yakıt olarak metan girilmiştir, fakat istendiği takdirde değişik yakıt alternatifleri içinde yanma denklemleri girilerek, program hesap yapabilecek duruma getirilebilmektedir.

MDIForm1

Şekil 2.5 Basit gaz türbinli tesis menüsü

İzentropik Verimler

Kompresör

Türbin

Tmin

Tmax

Termodinamik Değerler

Pöğyma

Pyskt

Yakıt Özellikleri

Yanma Yeri

Alt Isı Değeri

STANDART DEĞERLER

HESAPLA

KAPAT

Basınç Oranı	2	3	4	5	6	7	8
Pro							
T2							
T4							
Yanma Isı							
Yakıt Miktarı							
E10							
Ekserji Verimi							
Termik Verim							
Mol İ.							
Bazelerin Mol Fraksiyonu							

H2

O2

H2O

CO2

Şekil 2.5 Basit gaz türbinli tesis menüsü

Basit gaz türbinli tesise, egzoz gazlarının ısısından faydalanarak yanma odasına giren havayı ısıtmak amacıyla, regeneratör ilave edilerek regeneratörlü tesis oluşturulmuş ve modellenerek programda modül haline getirilmiştir (Şekil 2.6). Modelde basınç oranı ve regeneratör verimi parametre olarak alınmıştır. Program çalıştırıldığında sol tarafta dışardan girilen değerler ve sağ tarafta da sonuçların verildiği tablo yer almaktadır. Kompresör ve türbin izentropik verimleri, etkinlik olarak gösterilen regeneratör verimi, yakıta ait bilgiler girilmekte ve program havanın mol fraksiyonunu hesaplamaktadır. Daha sonra sistemdeki kayıplar basınç yüzdesi olarak girilmekte ve program bütün akış noktalarına ait termodinamik değerleri hesapladıktan sonra bunlara karşılık gelen ekserji değerlerini de hesaplamaktadır. Tesise ekonomik analiz yapılarak ekserjoekonomik değerlendirme yapılmakta ve ürün maliyeti mills/kWh olarak hesaplanmaktadır. Bu işlemleri çeşitli basınç oranları için tekrarlayarak tabloya istenen değerleri yazmaktadır. Regeneratör verimi değiştirilerek ürün maliyetini minimum yapan basınç oranı ve regeneratör veriminin optimum değerleri bulunmaktadır.

Şekil 2.6 Regeneratörlü tesis menüsü

Regeneratörlü tesisin egzoz gaz sıcaklığının yüksek olması ve ekserjinin çevreye atılması sebebiyle ekserji verimini artırabilmek ve ikinci bir ürün elde edebilmek amacıyla tesise atık ısı kazanı ilave edilerek kojenerasyon tesisi oluşturulmuştur. Kojenerasyon tesisi modellenerek program içerisinde bir modül haline getirilmiştir (Şekil 2.7). Modelde basınç oranı ve regeneratör verimine ilave olarak atık ısı kazanındaki minimum ısı düşüşü de parametre olarak alınmıştır. Program çalıştırıldığında, regeneratörlü tesis modülünden farklı olarak, elde edilecek buharın şartlarını ve minimum sıcaklık farkını (DTp) istemekte ve standart düğmesine basıldığında 20 bar basınç değeri ve DTp'yi 10 olarak almaktadır. Tesis hem buhar hem de elektrik ürettiği için, her iki ürünün birim ekserji maliyeti program tarafından hesaplanabilmektedir. Buhar şartları değiştirilebilmekte ve istenen şartlarda üretilen buharın maliyeti hesaplanabilmektedir. Ayrıca akış esnasındaki her noktanın termodinamik şartları ve ekserji değerlerini tabloda gösterebilmektedir. Tesisin amacına göre, ekserji değerlerinin ağırlıklı ortalamaları düşünülerek, hesaplanan ortalama birim ekserji maliyeti de tablo da yer almaktadır.

Şekil 2.7 Kojenerasyon tesis menüsü

Kojenerasyon tesisinin ürettiği buharın tamamının ısı olarak kullanılamama durumu düşünülmüş, tesise buhar türbini ilave edilerek, kombine tesis haline getirilmiş ve modellenerek bir modül şeklinde programa dahil edilmiştir (Şekil 2.8). Bu modülde diğer parametrelere ek olarak, buhar türbinine giden buhar miktarının toplam üretilen buhar miktarına oranı olarak tanımlanan, buhar oranı da parametre olarak alınmıştır. Modül, kojenerasyon tesisine ait olan modülle aynı olup sadece buhar oranı dışardan istenen şekilde girilmekte ve akış noktalarına ait termodinamik şartlar ve ekserji değerleri hesaplandıktan sonra ürün maliyetlerini hesaplamaktadır.

Yeni Bilgi Giriş Standart Hesap Bası Döneri Kazanç Hesap Kontrol Zorunlu Hesap Sonuç Tablosu

İzotropik Verimler		Buhar Bağları		Buhar Oran							
Kompresör	Türbin	Basıncı	Sıcaklık	2	3	4	5	6	7	8	
Tmin		hs									
Tmax		ht									
Etiklik		hg									
		Ydoyma									
		OTp									
		h6									
		h3									
		h4									
		h5									
		h6									
		h7									
		h8									
		h9									
		h10									
		h11									
		h12									
		h13									
		h14									
		h15									
		h16									
		h17									
		h18									
		h19									
		h20									
		h21									
		h22									
		h23									
		h24									
		h25									
		h26									
		h27									
		h28									
		h29									
		h30									
		h31									
		h32									
		h33									
		h34									
		h35									
		h36									
		h37									
		h38									
		h39									
		h40									
		h41									
		h42									
		h43									
		h44									
		h45									
		h46									
		h47									
		h48									
		h49									
		h50									
		h51									
		h52									
		h53									
		h54									
		h55									
		h56									
		h57									
		h58									
		h59									
		h60									
		h61									
		h62									
		h63									
		h64									
		h65									
		h66									
		h67									
		h68									
		h69									
		h70									
		h71									
		h72									
		h73									
		h74									
		h75									
		h76									
		h77									
		h78									
		h79									
		h80									
		h81									
		h82									
		h83									
		h84									
		h85									
		h86									
		h87									
		h88									
		h89									
		h90									
		h91									
		h92									
		h93									
		h94									
		h95									
		h96									
		h97									
		h98									
		h99									
		h100									

Yakıt Bağları

Yakıt Verim

Alt 12 Değer

Havanın Mol Fraksiyonu

H2

O2

H2O

CO2

STANDART DEĞERLER

HESAPLA

KAPAT

Zarar Oran

Bağıncı Değerleri

Komp. Yakıt Oranı

Yakıt Oranı

Yakıt Oranı Sonrası

Buhar Oranı

Buhar Oranı (kg/s)

Toplam Elektrik (MW)

Elektrik Oranı

Birim elektrik elektrik maliyeti (milyar)

Birim buhar elektrik maliyeti (milyar)

Birim orman maliyeti (milyar)

Şekil 2.8 Kombine tesis menüsü

3. EKSERJİ KAVRAMI VE EKSERJÖEKONOMİ

Enerjinin insan hayatındaki önemi gün geçtikçe artmaktadır. Günlük yaşam esnasında kullanılan enerji, başka bir enerji kaynağından dönüşümle elde edilen ikincil enerjidir. Bunlar elektrik, ısı, mekanik gibi çeşitli formlarda olabilirler. Enerjinin birincil kaynağından daha değerli olan ikincil kaynaklara dönüştürülmesi için kullanılan sistemler enerji üretim sistemleridir. Bu sistemler termodinamik şartlar dahilinde çalışırlar. Özellikle, termodinamiğin birinci ve ikinci kanunu, sistemlerin çalışma şartlarını ve şekillerini belirler.

Termodinamiğin birinci kanunu, enerjinin bir şekilden diğerine dönüşebileceğini, bir sistemden diğer sisteme transfer edilebileceğini fakat, bu dönüşümler ve transferler sırasında toplamının sabit kalacağını ifade eder (Büyüktür,1986). Enerjinin dönüştürülebileceğini ama yok olamayacağını belirten bu kanun deneysel gözlemlere dayanır ve enerjinin korunumu diye adlandırılır. En genel haliyle, “sistemle çevresinin etkileşimi sırasında , sistem tarafından kazanılan enerji, çevre tarafından kaybedilen enerjiye eşit olmak zorundadır” şeklinde tanımlanır (Çengel,1994). Tecrübelerle sabittir ki, etkileşim esnasında hal değişimleri belirli bir yönde gerçekleşirken, tersi yönde gerçekleşmez. Oysa birinci kanun, hal değişiminin yönü üzerine bir kısıtlama koymaz. Birinci yasanın bu yetersizliği başka bir ilke ile, termodinamiğin ikici kanunu ile kapatılır (Çengel,1994).

Birinci kanun, enerjinin niceliği üzerinde durup, enerjinin bir biçimden diğerine dönüşümü sırasındaki değişimleri sayısal değerlerle ifade eder. Sayısal değer olarak eşit fakat, biçim ve kaynak açısından farklı enerjiler arasında ayırım gözetmez. İkinci kanun ise, enerjinin niteliğini ve bir hal değişimi sırasında bu niteliğin nasıl azaldığını hesaplamak için somut yöntemler ortaya koyar (Çengel,1994). Termodinamiğin ikinci kanunu, bazı enerji dönüşümleri için sadece sistemden çıkan enerjinin iş potansiyelinin, sisteme giren enerjinin iş potansiyelinden daha küçük olduğunu ifade etmekle yetinmektedir. Aradaki iş potansiyel farkı, söz konusu dönüşümde meydana gelen tersinmezliklere bağlıdır. Bu tersinmezlikler ortadan kaldırılabilirse, yani enerji dönüşümü tersinir bir şekilde gerçekleşirse, sisteme giren ve çıkan enerjilerin iş potansiyelleri birbirine eşit olur. Ayrıca termodinamiğin ikinci kanunu, ısı enerjisinin sadece belirli bir kısmının işe çevrilebileceğini, çevrenin iç enerjisinden yararlanarak iş elde edilemeyeceğini belirterek, enerji dönüşümlerini sınırlamakta ve bütün doğal olayların tersinmez olduğuna dikkati çekerek, enerjinin bir şekilden diğer bir şekle her dönüşümünde veya bir sistemden diğer sisteme transferinde, insanların faydalanabilecekleri

kısının azalacağını ve bu nedenle sürekli olarak değer kaybedeceğini ifade etmektedir. Bu kanun ışın, ısı veya iç enerjiye dönüşümü için herhangi bir kısıt önermezken, iç enerjinin tam olarak işe dönüştürülemeyeceğini ifade etmektedir. Bunların tersinir bir süreçle işe dönüştürebilecek maksimum miktarları için bir üst sınır belirlenmelidir (Büyüktür,1986).

Verilmiş bir ortamda bütün diğer enerji türlerine dönüştürülebilen enerjiye kullanılabilir enerji veya ekserji adı verilir. Diğer enerji türlerine dönüştürülmesi olanak dışı olan enerji ise kullanılmaz enerji yada anerji adını alır. Sınırlı olarak dönüştürülebilen enerji, ekserji ile anerjinin toplamından oluşmaktadır (Büyüktür,1986).

Herhangi bir enerji türünün ne kadarının işe yarayan enerji olduğunun belirlenebilmesi için ekserjinin tanımlanması gereklidir. Ekserjinin ilk tanımı Baehr tarafından " enerjinin diğer enerji türlerine dönüştürülebilen kısmı " olarak yapılmıştır. Bu tanım nitel olup, nicel hesaplamalar için kullanılabilecek tanım ise Bosnjaković tarafından " ekserji, tersinir bir süreç sonunda, çevre ile denge sağlandığı takdirde kuramsal olarak elde edilebilecek maksimum yararlı iş miktarıdır" şeklinde yapılmıştır (Arıkol,1984).

Birbiri ile etkileşim halindeki farklı iki sistemden her zaman yararlı iş elde etmek mümkündür. Prensip olarak, bu iki sistem kendi aralarında denge konumuna kadar iş üretirler. Sistemden bir tanesi çevre diye adlandırılan ideal sistem, diğeri de bununla etkileşim halinde bir sistem olursa, sistemler dengeye gelinceye kadar elde edilebilecek teorik maksimum yararlı işe ekserji denilir. Bir başka deyişle, çevre şartlarından belirli bir şarta sistemi getirebilmek için gerekli minimum teorik yararlı işe ekserji denilmektedir (Bejan,1995).

Ekserji sistemle çevresi arasındaki farklı yapının bir ölçütüdür. Bu sebeple sistem etkileşim halinde bulunduğu çevresi ile beraber değerlendirilmelidir. Bosnjaković' in tanımından hareketle ekserjinin hesaplanabilmesi için, çevrenin sıcaklık, basınç ve kimyasal kompozisyonunun kesinlikle belirtilmesi gereklidir. Dolayısıyla, ekserjinin tam anlaşılabilmesi ve kullanılabilmesinde çevre kavramı önemli rol oynar (Arıkol,1984).

Fiziksel dünya çok karmaşık olduğu için modellerde değişik çevre tanımları yapılmıştır. Genel olarak çevre dünyadaki atmosfer, okyanus ve kara parçalarında bol miktarda bulunan maddelerin kompozisyonu olarak kabul edilir. Bu maddeler çevre içersinde dengededir. Bu nedenle, çevrenin herhangi bir bölümü ile etkileşim neticesinde iş elde etmek mümkün değildir. Yapılan diğer bir kabul ise çevrenin çok büyük olduğu ve P_0 basıncı ile T_0 sıcaklığının homojen dağıldığıdır. Yaklaşık analizlerde çevre şartları 1 atm ve 25°C alınır. Bununla beraber, gerçek uygulamalar için P_0 ve T_0 değerleri sistemin işletileceği yerin

şartlarına bağlı olarak kabul edilmelidir.

Bir sistem ile çevre arasında basınç, sıcaklık, kimyasal kompozisyon , hız ya da yükseklik farkı var ise bu durumda iş alma potansiyeli var demektir. Sistem çevre şartlarına eşit olduğunda ise bu potansiyel kaybolur. Bundan dolayı çevre diğer sistemlerin iş potansiyellerini değerlendirmek için bir referanstır. Sistem ile çevresi arasında denge bulunduğu duruma ölü durum adı verilir. Ölü durumda sistem ile çevre arasında mekanik, termik ve kimyasal denge olduğundan sistemin basıncı, sıcaklığı ve kimyasal kompozisyonu çevrenin değerlerine eşittir. Bu durumda çevrenin hızı ve yüksekliği de sıfırdır. Sistem ile çevresi arasında bir diğer denge tipi daha tanımlanır. Bu durumdaki denge, termik ve mekanik durumların dengesi ile sınırlandırılmıştır. Sınırlandırılmış ölü durum adı verilen bu şartlarda çevre ile sistem arasında basınç ve sıcaklık aynıdır. Kimyasal denge ise yoktur. Bu nedenle çevre ile sınırlı dengedeki sistemlere, çevre şartlarında denilir (Kotas,1984).

Enerji korunumu kavramının ön plana çıkmasıyla ikinci kanunu baz alan analiz teknikleri geliştirilmiştir. Özellikle ekserji kavramı belirginlik kazanmıştır (Valero,1993). Ekserji ile enerji arasında bazı temel farklılıklar vardır. Enerji, kütle akışına bağlı ve çevreden bağımsızken, ekserji çevre şartlarına da bağlıdır. Enerji hareket ya da hareket meydana getirme kabiliyeti olarak tanımlanabilirken ekserji iş yada iş yapabilme kabiliyeti olarak tanımlanmaktadır. Enerji miktarla ölçülen nicel bir kavramken, ekserji hem miktara hem de niteliğe bağlı bir kavramdır. Enerjinin değeri hiçbir şartta sıfır olmazken ekserjinin değeri çevre şartlarında sıfırdır. Enerji birinci kanun gereği korunur ve yok olamaz, halbuki ekserji sadece tersinir proseslerde korunur, tersinmez proseslerde kullanılır yani azalır (Dinçer,2001).

Ekserji dengesi en çok termik sistemlerin analizinde kullanılır. Ekserji dengesi de enerji dengesine benzer ama bazı temel farklılıklar vardır. Enerji dengesi, enerji dönüşüm kanunlarına, ekserji dengesi ise enerjinin tersinmezliği kanununa dayanır (Kotas,1984). Ekserji dengesi prostedeki tersinmezliklerin hesabına ve genel verimi azaltıcı tesir eden ünitelerin tanımlanmasında önemli roller oynar (Valero,1993).

Ekserji analizi, enerji kaynaklarının daha verimli kullanımı için uygundur. Bunun için, sistemin atık ve kayıp miktarı iyi tespit edilmelidir. Çünkü dizayn edilen enerji sistemlerinin verimi ya da mevcut sistemlerin verimlerinin artırılması için bu bilgiler kullanılır. Sistemler birinci kanuna göre analiz edilince oluşan eksiklikler, ekserji analizi ile telafi edilir. Birinci kanun baz alındığında termik santraller için verimi azaltan eleman kondenserdir. Çünkü,

sistemdeki ısıнын sistem dışına atıldığı elemandır. Bu nedenle kondanser verimsizlik kaynağı olarak görülebilir. Sisteme ekserji analizi yapıldığında ise kayıplar ve tersinmezlikler açısından kazanın kondenserdan daha önemli olduğu ortaya çıkmaktadır. Bir başka deyişle , ekserji analizi ile, kondanser kadar kazanında sistemin verimi üzerinde etkisi olduğu anlaşılır (Bejan,1995).

Ekserji analizleri ile elde edilen sonuçlarda, bir sistemdeki kayıpların ve tersinmezliklerin azaltılması ya da giderilmesi için yapılabilecek değişiklikler ortaya konur. Bu değişiklikler yapıldığında ortaya çıkacak iyileştirmeler, sistemin maliyetini artırıcı şekilde rol oynar. Sistemin maliyetinin artması oluşan ürün maliyetlerini artıracaktır. Dolayısıyla tek başına böyle bir analiz gerçekçi çözümler üretmez. Bu nedenle ekserji analizi yapılırken maliyetin etkisi de göz önünde bulundurulmalıdır. Ekserjoekonomi, ekonomik analizlerle ekserji analizinin birleşimidir. Amaç ekserjoekonomik analizle ekserji maliyetini çıkarmak, ekonomik ve teknik açıdan analizin sınırlarını koymaktır. Yapılan çalışmalarda, ekserjoekonomik analiz ile tanımlanan ekserji maliyetinin sistem için minimizasyonu hedeflenmektedir. Ekserji maliyeti, tesisin çevresi ile etkileşiminde kaybettiği ve tersinmezliklerden meydana gelen kayıpların ifade edildiği bir değerlendirme parametresidir. Sistemden elde edilen ürünün maliyeti içersinde bu kayıpların payının hesaplanmasında en gerçekçi yaklaşım ekserji yaklaşımıdır. Bu, termoeconominin de temeli olup, ekserji maliyeti olarak isimlendirilir (Bejan,1995). Termik analizde enerji akışı ve dönüşümüne , ekonomik analizde ise sadece maliyete bakılır. Ekserji maliyetinde ise hem sistemin çevreyle etkileşiminin, hem de sistemdeki tersinmezliklerin maliyete etkisi incelenir (Bejan,1995).

4. EKSERJİ ANALİZİ

Ekserjinin çok çeşitli bileşenleri vardır. Eğer nükleer, magnetik ve yüzey gerilimlerinin tesirleri yok kabul edilirse, ekserji dört ana parçaya ayrılabilir. Bunlar: fiziksel ekserji, kimyasal ekserji, potansiyel ekserji ve kinetik ekserjidir.

$$E = E^P + E^K + E^{Kim} + E^F \quad (4.1)$$

Kinetik ve potansiyel ekserjinin toplamına termodinamik ekserji adı verilmektedir. Sistemin sahip olduğu kinetik ve potansiyel enerji prensip olarak % 100 verimle işe dönüştürülebilir. Dolayısıyla sistemin potansiyel ve kinetik ekserjileri, sahip olduğu potansiyel ve kinetik enerjilere eşittir. Özgül olarak bu ekserjiler aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$e^K = 1/2.V^2 \quad (4.2)$$

$$e^P = g.z \quad (4.3)$$

4.1 Fiziksel Ekserji

Kinetik ve potansiyel ekserji bittiğinde maksimum kullanılabilir iş, fiziksel ekserji olarak tanımlanır. Bu da sistemin sahip olduğu P,T şartlarından, sınırlandırılmış ölü bölgeye yani P_o , T_o şartlarına geçerken elde edilebilecek iştir.

$$e^F = (u - u_o) + P_o (v - v_o) - T_o (s - s_o) \quad (4.4)$$

Bir çok mühendislik uygulamalarında fiziksel ve kimyasal ekserjinin yanında kinetik ve potansiyel ekserji ihmal edilebilir. Bu durumda, kimyasal tepkimeler haricinde bir sistemin iki hal değişimi arasında ekserji dengesi yazılabilir.

I.hal için ekserji denklemi:

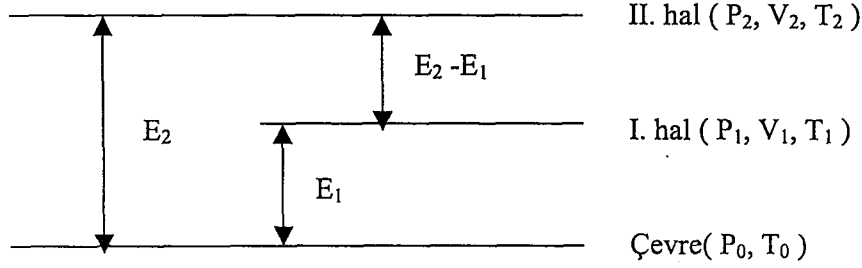
$$E_1 = (U_1 - U_o) + P_o (V_1 - V_o) - T_o (S_1 - S_o) + KE_1 + PE_1 \quad (4.5)$$

II.hal için ekserji denklemi:

$$E_2 = (U_2 - U_o) + P_o (V_2 - V_o) - T_o (S_2 - S_o) + KE_2 + PE_2 \quad (4.6)$$

İki hal arasındaki ekserji dengesi:

$$E_2 - E_1 = (U_2 - U_1) + P_0 (V_2 - V_1) - T_0 (S_2 - S_1) + (KE_2 - KE_1) + (PE_2 - PE_1) \quad (4.7)$$



Şekil 4.1 İki denge hali arasındaki ekserji farkı

Yukarıdaki ekserji denge denkleminde kinetik ve potansiyel ekserji farkları ihmal edildiğinde iki hal arasındaki ekserji farkı fiziksel ekserjiler arasındaki farka eşit olur.

4.1.1 Kapalı Sistemlerde Ekserji Dengesi

Ekserji dengesinin yazılabilmesi için öncelikli olarak enerji ve entropi dengesinin yazılması gerekmektedir.

Enerji dengesi :

$$(U_2 - U_1) + (KE_2 - KE_1) + (PE_2 - PE_1) = \int_1^2 \partial Q - W \quad (4.8)$$

Entropi dengesi :

$$(S_2 - S_1) = \int_1^2 \left(\frac{\partial Q}{T} \right)_{T_b} + S_{\text{ÜR}} \quad (4.9)$$

Denklemler toplanırsa :

$$(U_2 - U_1) + (KE_2 - KE_1) + (PE_2 - PE_1) - T_0 (S_2 - S_1) = \int_1^2 \partial Q - W - T_0 \int_1^2 \frac{\partial Q}{T} - T_0 S_{\text{ÜR}} \quad (4.10)$$

Gerekli düzeltmeler yapılırsa :

$$(E_2 - E_1) - P_0(V_2 - V_1) = \int_1^2 \left(1 - \frac{T}{T_b}\right) \partial Q - T_0 S_{\text{ÜR}} - W \quad (4.11)$$

Ekserji dengesi şeklinde düzenlenirse :

$$E_2 - E_1 = \int_1^2 \left(1 - \frac{T}{T_b}\right) \partial Q - [W - P_0(V_2 - V_1)] - T_0 S_{\text{ÜR}} \quad (4.12)$$

Yukarıdaki denklem dört bileşenden oluşmaktadır. Bunlar :

a) Ekserji değişimi ($E_2 - E_1$) : Sistemin iki hal arasındaki ekserji farkı olup, tamamen prosese ve prosesin yapılış şekline bağlıdır.

b) Isı transferinden kaynaklanan ekserji :

$$E_q = \int_1^2 \left(1 - \frac{T}{T_b}\right) \partial Q \quad (4.13)$$

c) İş transferinden kaynaklanan ekserji ve kullanabilir net iş :

$$E_w = W - P_0(V_2 - V_1) \quad (4.14)$$

Sistemden transfer olan ekserji, E_q ve E_w nin toplamına eşittir.

d) Sistemdeki tersinmezliklerden oluşan ekserji bozunumu ve kaybı :

$$E_D = T_0 S_{\text{ÜR}} \quad (4.15)$$

Böylece ekserji denge denklemi :

$$E_2 - E_1 = E_q + E_w - E_D \quad (4.16)$$

4.1.2 Açık Sistemlerde Ekserji Dengesi

Açık sistemler için ekserji dengesi yazılabilmesi için giren ve çıkan maddelerin ekserjileri de denkleme ilave edilmelidir. Denklemin zamana göre türevi alınıp giren ve çıkan maddelerin ekserjileri denklemden yerine yazılırsa:

$$\frac{dE}{dt} = \sum_j \left(1 - \frac{T_0}{T_j}\right) \dot{Q}_j - \left(\dot{W} - P_0 \frac{dV}{dt}\right) - E_D + \sum_g \dot{m}_g e_g - \sum_f \dot{m}_f e_f \quad (4.17)$$

Sürekli akış hallerinde ekserji oranı ve hacim oranı sabit olacaktır. Dolayısıyla zamana göre türevleri de sıfıra eşit olur:

$$0 = \sum_j \dot{E}_{q_j} - \dot{W} - \dot{E}_D + \sum \dot{E}_g - \sum \dot{E}_c \quad (4.18)$$

Sisteme girenlerin ekserjileri çıkanların ekserjilerinden fazladır. Bu fark sistem içerisindeki tersinmezliklerden kaynaklanmaktadır. Giren ve çıkan maddelerin ekserjileri bunların fiziksel ve kimyasal ekserjileri toplamına eşittir.

$$e = e^F + e^{Kim} \quad (4.19)$$

$$e^F = (u - u_o) + P_o (v - v_o) - T_o (s - s_o) \quad (4.20)$$

$$e^F = (h - h_o) - T_o (s - s_o) \quad (4.21)$$

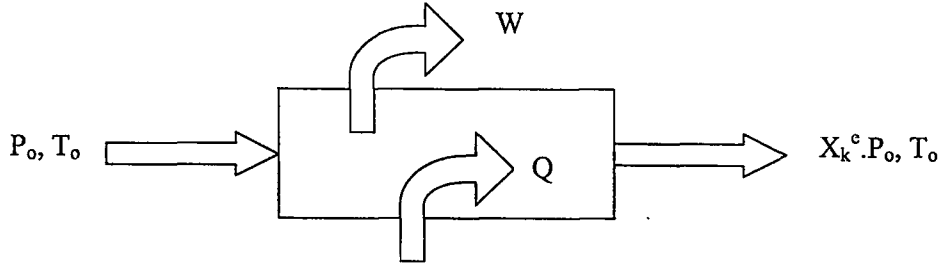
4.2 Kimyasal Ekserji

Sistem sınırlandırılmış ölü duruma geldikten sonra ölü hale geçerken elde edilebilecek ekserji, kimyasal ekserjidir. Kimyasal ekserjinin hesaplanabilmesi için sistemi oluşturan maddelerin ve çevrenin içeriğinin bilinmesi çok önemlidir. Çevre kendi içerisinde dengeli kabul edilir. Çevre şartları her yerde aynı olmadığı için standart bir çevre durumu kabul edilmiştir. Çevrenin standart sıcaklığı $T_o = 298$ K ve basıncı $P_o = 1$ atm dir. Bu durumda hesaplanan ekserji standart kimyasal ekserjidir. Çeşitli maddeler için standart ekserji değerleri hesaplanmış ve tablolar haline getirilmiştir. Hesaplamalarda bu tabloların kullanılması hesap kolaylığı sağlar.

Gaz karışımlarının standart kimyasal ekserjisi hesaplanırken çevre için gaz olarak hava alınır. Havanın içeriğinde N_2 , O_2 , CO_2 , $H_2O_{(g)}$ ve diğer gazlar vardır. Herhangi bir k gazı T_o sıcaklığında ise kısmi basıncı :

$$P_k^e = X_k^e \cdot P_o \quad (4.22)$$

Denklemden e indisi çevreyi, X_k gazın mol fraksiyonunu simgeler.



Şekil 4.2 İzotermal genişlemeyle sistemin hal değişimi

Şekil 4.2' de sisteme gaz P_o , T_o şartlarında girip izotermal olarak genişleme ile sistemden $X_k^e . P_o$, T_o şartlarında çıkmaktadır. Tersinmezlikler düşünülmez ve sistem tersinir alınırsa maksimum teorik iş kimyasal ekserjiye eşit olur.

$$\bar{e}_k^{Kim} = -\bar{R}T_o \ln \frac{X_k^e P_o}{P_o} = -\bar{R}T_o \ln X_k^e \quad (4.23)$$

N tane gazdan oluşan karışım için de, bunların çevrede gaz halinde bulunması durumunda benzer hesaplama yapılabilir. Böylece her mol gaz için maksimum teorik iş:

$$\bar{e}_k^{Kim} = -\bar{R}T_o \ln \frac{X_k^e}{X_k} \quad (4.24)$$

Bütün bileşenler için yazılırsa:

$$\bar{e}^{Kim} = -\bar{R}T_o \sum X_k \ln \frac{X_k^e}{X_k} \quad (4.25)$$

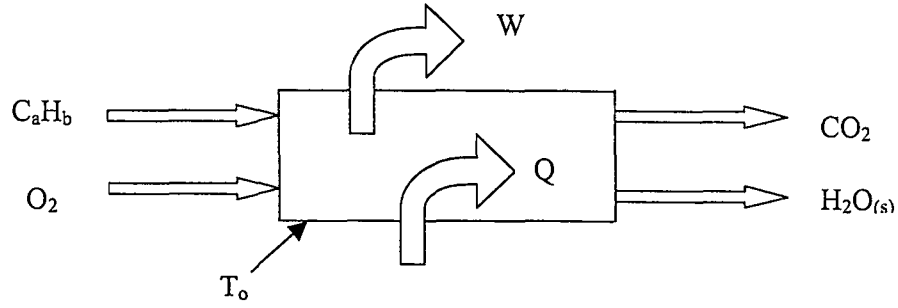
Bu da şu şekilde yazılabilir:

$$\bar{e}^{Kim} = \sum X_k \bar{e}_k^{Kim} + \bar{R}T_o \sum X_k \ln X_k \quad (4.26)$$

Bu ifade bütün gaz karışımlarına uygulanabilir ve ideal olmayan gaz karışımlarına da genişletilebilir. Denklemdaki standart kimyasal ekserjiler tablolardan alınır.

Yakıtların kimyasal ekserjileri hesaplanmak istendiğinde prensip olarak, çevrede bulunmayan maddelerin standart kimyasal ekserjisi, standart kimyasal ekserjisi bilinen maddeler yardımı ile hesaplanır. Şekil 4.3'te, yanma odasındaki akış verilmiştir. Burada yakıt $C_a H_b$ şeklinde bir hidrokarbon olarak tanımlanıp, sistemde O_2 ile yakılmakta ve CO_2 ile sıvı H_2O oluşmaktadır.

Giriş ve çıkış şartları P_o , T_o olup ısı transferi sadece T_o sıcaklığında meydana gelmektedir.



Şekil 4.3 Yanma odasındaki akış

$$0 = \sum_j \left(1 - \frac{T_o}{T_j} \right) \frac{\dot{Q}}{\dot{n}_f} - \left(\frac{\dot{W}}{\dot{n}_f} \right)_{\text{ter}} + \bar{e}_y^{\text{Kim}} + \left(a + \frac{b}{4} \right) \bar{e}_{O_2}^{\text{Kim}} - a \bar{e}_{CO_2}^{\text{Kim}} - \frac{b}{2} \bar{e}_{H_2O}^{\text{Kim}} - \dot{E}_D \quad (4.27)$$

Burada :

$$\sum_j \left(1 - \frac{T_o}{T_j} \right) \frac{\dot{Q}}{\dot{n}_f} = 0 \text{ ve tersinir olmasından dolayı } \dot{E}_D = 0 \text{ dır. Denklem düzenlenirse :}$$

$$\bar{e}_y^{\text{Kim}} = \left(\frac{\dot{W}}{\dot{n}_f} \right)_{\text{ter}} - \left(a + \frac{b}{4} \right) \bar{e}_{O_2}^{\text{Kim}} + a \bar{e}_{CO_2}^{\text{Kim}} + \frac{b}{2} \bar{e}_{H_2O}^{\text{Kim}} \text{ olur.}$$

$$\left(\frac{\dot{W}}{\dot{n}_f} \right)_{\text{ter}} = \bar{U}ID_{(T_o, P_o)} - T_o \left(\bar{s}_y + \left(a + \frac{b}{4} \right) \bar{s}_{O_2} + a \bar{s}_{CO_2} + \frac{b}{2} \bar{s}_{H_2O} \right) \text{ olduğuna göre denklem :}$$

$$\bar{e}_y^{\text{Kim}} = \bar{U}ID_{(T_o, P_o)} - T_o \left(\bar{s}_y + \left(a + \frac{b}{4} \right) \bar{s}_{O_2} + a \bar{s}_{CO_2} + \frac{b}{2} \bar{s}_{H_2O} \right)_{(T_o, P_o)} + \left\{ - \left(a + \frac{b}{4} \right) \bar{e}_{O_2}^{\text{Kim}} + a \bar{e}_{CO_2}^{\text{Kim}} + \frac{b}{2} \bar{e}_{H_2O}^{\text{Kim}} \right\}$$

olacaktır. Seçilen çevre $\{ \}$ parantez içini etkileyecektir.

4.3 Ekserji Verimi

Sisteme giren ekserji, çıkan ekserjiden fazladır. Bunun sebebi ekserji bozunumu ve kayıplardır. Sürekli akış için:

$$E_g = E_\varphi + E_D + E_L \text{ olacaktır.}$$

Ekserji bozunumu E_D ve ekserji kaybı E_L , sistemin termodinamik açıdan veriminin bir ölçüsüdür. Bozunum ısı transferinden ve sürtünmelerden kaynaklanmaktadır. Isı transferinden

- kaynaklanan ekserji bozunumu $\dot{E}_q = \left(1 - \frac{T_0}{T_a}\right) \dot{Q}$ olacaktır. Toplam bozunum yazılmak istenirse :

$$\dot{E}_D = \left(1 - \frac{T_0}{T_a}\right) \dot{Q} + \dot{m}[(h_g - h_f) - T_0(s_g - s_f)] \quad (4.28)$$

Bu denklemde, giriş ve çıkışın kimyasal, potansiyel ve kinetik ekserjileri ihmal edilmiştir.

Bu verimsizlik kaynakları ekserji bozunum oranı y_D ve ekserji kayıp oranı y_L ye bağlıdır. Ekserji bozunum oranı ; sistemin ekserji bozunumunun yakıtın verebileceği toplam ekserjiye oranıdır.

$$y_D = \frac{\dot{E}_D}{\dot{E}_y} \quad (4.29)$$

Bu oran sayesinde sistem içindeki değişik elemanların karşılaştırılması ve aynı yakıtı kullanan değişik sistemlerdeki benzer elemanların karşılaştırması yapılabilir.

Ekserji kayıp oranı y_L ise ekserji kaybının sistemin toplam yakıttan aldığı ekserjiye oranıdır.

$$y_L = \frac{\dot{E}_L}{\dot{E}_y} \quad (4.30)$$

Bu oranlar yardımıyla ekserji verimi bulunur.

$$\varepsilon = 1 - \sum y_D - \sum y_L \quad (4.31)$$

Ekserji verimi (ε) , termodinamik açıdan performans için bir parametredir ve enerji sisteminin performansının termodinamik açıdan doğru değerlendirilmesini sağlar. Ekserji verimi tanımlanırken, ürün ve yakıtın termodinamik analizi yapılmalıdır. Ürün, proses sonunda olması arzu edilendir. Ürün tanımı içinde, kullanılan sistem ve masraflar da dahil edilmelidir. Yakıt ise ürünün meydana gelmesini sağlayan kaynaktır.

Sürekli bir sistemde, yakıtın temin edilip, ürünün meydana getirildiği durumda ekserji dengesi :

$$E_y = E_u + E_D + E_L \quad (4.32)$$

Ekserji verimi ise :

$$\varepsilon = \frac{\dot{E}_u}{\dot{E}_y} = 1 - \frac{\dot{E}_D + \dot{E}_L}{\dot{E}_y} \quad (4.33)$$

Ekserji verimi, yakıtın kaçta kaçının ürüne kaçta kaçının boşa (bozunum ve kayıp olarak) harcandığını gösterir. Bu sayede benzer tesisler termodinamik açıdan kıyaslanabilir.

Herhangi bir tesisin ekserji verimini elde etmek için öncelikli olarak bu tesisi meydana getiren elemanların verimleri çıkartılır. Daha sonrada bu elemanlar birleştirilerek, tesisin ekserji verimi bulunur. Termik santral için bu elemanlar: kompresör, türbin, kazan, fan, pompa ve ısı değiştiricisidir.

4.4 Enerji Üretim Tesis Komponentlerinin Ekserji Analizi

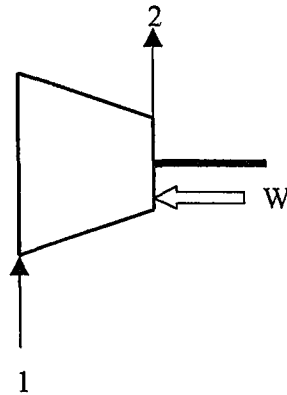
4.4.1 Kompresör , Pompa ve Fan

Kompresör, pompa ve fan için amaç akışkanın basıncını artırmaktır. Bu da mekanik veya elektrik enerjisi girdisi ile gerçekleştirilir. Ürün ise girişle çıkış arasındaki farktır. ($E_2 - E_1$). Sisteme ekserji dengesi yazılırsa:

$$\dot{E}_1 + \dot{W} = \dot{E}_2 + \dot{E}_D + \dot{E}_L \quad (4.34)$$

Bu durumda verim :

$$\varepsilon = \frac{\dot{E}_2 - \dot{E}_1}{\dot{W}} \quad (4.35)$$



Şekil 4.4 Kompresörde ekserji akışı

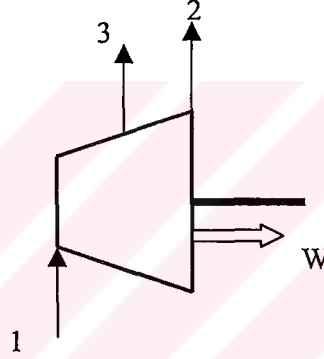
4.4.2 Türbin

Türbinin kullanım amacı akışkanın genişlemesi ile güç üretmektir. İş üretildiği için ekserji azalır. Giriş ve çıkış arasındaki ekserji farkı ise yakıttır. Türbine ekserji dengesi yazılırsa:

$$\dot{E}_1 = \dot{E}_2 + \dot{E}_3 + \dot{W} + \dot{E}_D + \dot{E}_L \quad (4.36)$$

Sistemin ekserji verimi:

$$\varepsilon = \frac{\dot{W}}{\dot{E}_1 - \dot{E}_2} \text{ yada } \varepsilon = \frac{\dot{W}}{\dot{E}_1 - \dot{E}_2 - \dot{E}_3} \quad (4.37)$$



Şekil 4.5 Türbinde ekserji akışı

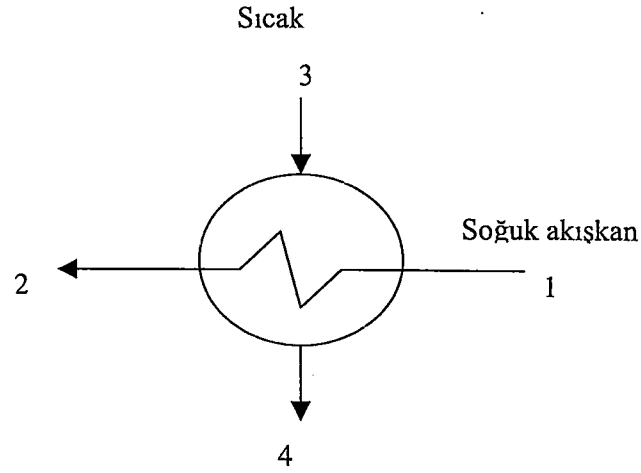
4.4.3 Isı Değiştirici

Isı değiştirici (eşanjörü) bir çok amaç için kullanılabilir. Eğer ısı transferi T_0 yada üzerindeyse amaç soğuk akışkanın ekserjisini 1 den 2 ye artırmak , sıcak akışkanın ekserjisini 3 den 4 e azaltmaktır. Bu yaklaşım, atık ısı kazanı ve hava ön ısıtıcısı için geçerlidir. Sistemin ekserji dengesi

$$\dot{E}_3 + \dot{E}_1 = \dot{E}_2 + \dot{E}_4 + \dot{E}_D + \dot{E}_L \quad (4.38)$$

Sistemin Ekserji Verimi:

$$\varepsilon = \frac{\dot{E}_2 - \dot{E}_1}{\dot{E}_3 - \dot{E}_4} \quad (4.39)$$



Şekil 4.6 Isı değiştiricisinde ekserji akışı

Soğutma çevrimindeyse ekserji soğuktan sığa transfer olur. Ürün ($E_4 - E_3$) , yakıt ($E_1 - E_2$) olur ve ekserji verimi

$$\varepsilon = \frac{\dot{E}_4 - \dot{E}_3}{\dot{E}_1 - \dot{E}_2} \quad (4.40)$$

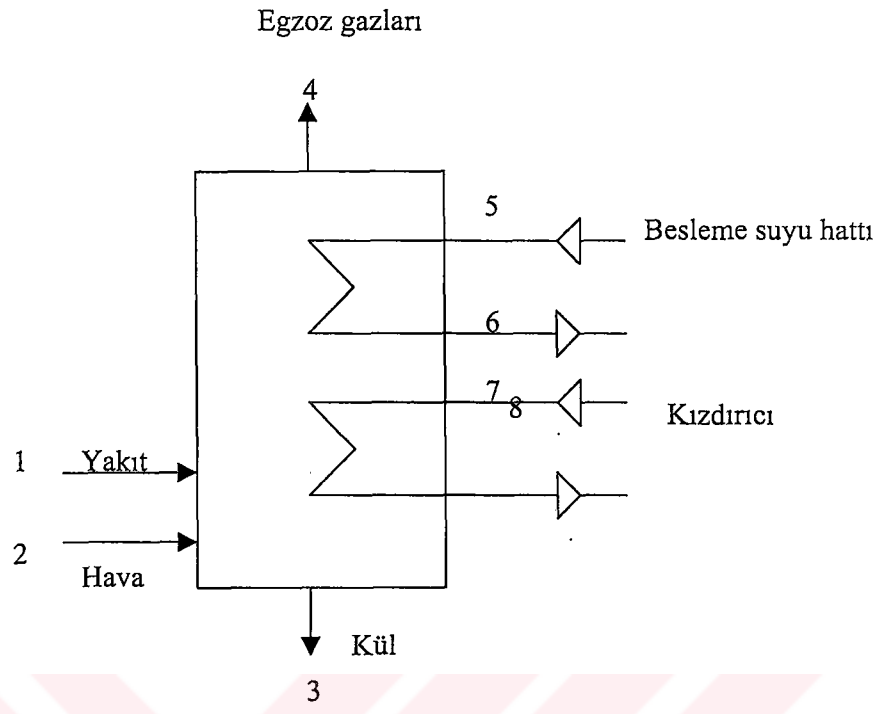
4.4.4 Kazan

Kazan besleme suyunun ve ara ısıtılan akışkanın ekserjisi artar. Kazandaki ürünlerin ekserji toplamı ($E_6 - E_5$) + ($E_8 - E_7$) dir. Giren ekserji, kayıpları oluşturan , egzoz gazlarının ekserjisi E_4 ve külün ekserjisi E_3 ün yakıtın ekserjisinden ($E_1 + E_2$) den çıkartılması ile bulunur. Kazanın ekserji dengesi

$$\dot{E}_1 + \dot{E}_2 + \dot{E}_5 + \dot{E}_7 = \dot{E}_3 + \dot{E}_4 + \dot{E}_6 + \dot{E}_7 \quad (4.41)$$

Sistemin ekserji verimi

$$\varepsilon = \frac{(\dot{E}_6 - \dot{E}_5) + (\dot{E}_8 - \dot{E}_7)}{(\dot{E}_1 + \dot{E}_2) - (\dot{E}_3 + \dot{E}_4)} \quad (4.42)$$



Şekil 4.7 Kazanda ekserji akışı

5. EKSERJOEKONOMİK ANALİZ

Ekserji analizi bir sistemin ekserji akışını ve verimini gösterir. Sistem dizayn edilirken ya da mevcut sistem analiz edilirken sadece ekserji analizi değerlendirme için yeterli olmaz. Çünkü, ekserji analizinde maliyetler göz önüne alınmamaktadır. Halbuki, ekserji analizi yapıldığında, ekserji verimini artırıcı çalışmalar elemanların maliyetlerini büyük oranda artırmaktadır. Örneğin, kondenser düşünüldüğünde amaç, iki akışkan arasında mümkün olan en fazla ısı transferini gerçekleştirmektir. Bunun için yapılması gereken, alanı ve zamanı sonsuz yapmaktır. Sistem sonlu zamanda çalıştığı için, alan maliyet göz önünde tutularak belirlenir. Bu sebeple ekserji analizi ile maliyet faktörü beraber değerlendirilmelidir. Bu da ekserjoekonominin temelini oluşturmaktadır.

Ekserjoekonominin amacı, ekserji maliyetini minimize etmektedir. Ekserji maliyeti, sistemin çevresiyle etkileşiminin ve sistem içindeki tersinmezliklerin maliyete etkisini incelemektedir. Sistemdeki tersinmezlikler ürün maliyetini artırır. Bu nedenle, sistem içersindeki tersinmezliklerin meydana geldiği yerler ve miktarları tespit edilir, daha sonra ekserjoekonomik analiz ile ürün maliyeti içersindeki payları bulunur. Sistem bir veya birden fazla ürün verebilir. Bu durumda her bir ürünün fiyatı içersindeki tersinmezliklerin payı ayrı ayrı hesaplanır.

5.1 Maliyet Denge Denklemi

Sistemin ürettiği son ürünlerin maliyetlerinin tespit edilebilmesi için, sistemin yatırım maliyeti, işletme ve bakım maliyeti ve yakıt maliyetinin göz önüne alınması gerekir. Bunların gerçek değerlerinin yer aldığı ve ürün maliyetini veren denkleme maliyet denklemi denilir.

$$M_u = M_y + I + OM \quad (5.1)$$

M_u : Ürün maliyeti (\$/MW)

M_y : Yakıt maliyeti (\$/MW)

I : Yatırım maliyeti (\$/MW)

OM : İşletme ve bakım maliyeti (\$/MW)

Yatırım maliyeti yıldan yıla değiştiği için bugün ki değerin hesaplanması gerekmektedir. Bunun için levelized-cost yöntemi ile maliyetler yıllara dağıtılmıştır. Yatırım maliyeti ve

işletme ve bakım maliyeti sistemin karakteristik özelliği olduğu için beraber ele alınmıştır.

$$K = I + OM \quad (5.2)$$

$$M_d = M_y + K \quad (5.3)$$

5.2 Ekserjoekonomik Denge Denklemi

Ekserjoekonomik denge denklemi yazılırken amaç, ekserji maliyetinin belirlenmesidir. Ekserji maliyeti, ekserji akışı ile ilgilidir. Sistemin ya da elemanın ekserjisi, giriş ve çıkış ekserji değerlerine göre yazılır. Sistem çevresi ile ısı ve iş alış verişindedir. Bu etkileşim esnasındaki tersinmezlikler ekserji bozunumlarıdır. Ürün değerinin belirlenmesi için bu bozunumlar önem arz eder.

Ekserji maliyetinde sistemin çevreyle etkileşimi ve sistemdeki tersinmezliklerin aynı anda maliyete etkisi incelenir. Bu amaçla ekserji maliyet denklemi aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$\sum \dot{M}_\varphi + \dot{M}_w = \sum \dot{M}_g + \dot{M}_q + K \quad (5.4)$$

$$\dot{M}_\varphi = c_\varphi \dot{E}_\varphi = c_\varphi (\dot{m}_\varphi e_\varphi) \text{ (Çıkanların ekserji maliyeti)} \quad (5.5)$$

$$\dot{M}_g = c_g \dot{E}_g = c_g (\dot{m}_g e_g) \text{ (Girenlerin ekserji maliyeti)} \quad (5.6)$$

$$\dot{M}_w = c_w \dot{W} \text{ (İşin ekserji maliyeti)} \quad (5.7)$$

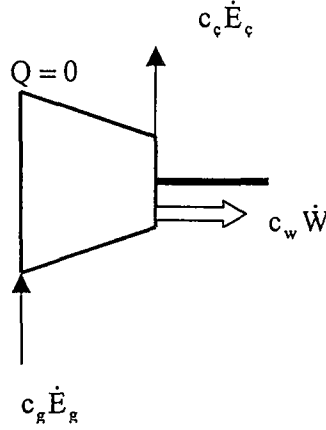
$$\dot{M}_q = c_q \dot{E}_q \text{ (Isının ekserji maliyeti)} \quad (5.8)$$

$$\sum (c_\varphi \dot{E}_\varphi)_k + (c_w \dot{W})_k = \sum (c_g \dot{E}_g)_k + (c_q \dot{E}_q)_k + K \quad (5.9)$$

Sistem için yazılan 5.9 numaralı ekserji maliyet denkleminde ısı ve işin yeri sistemin şartlarına göre ürün ya da girdi olarak değişir. Örneğin, kompresörde iş girdi olduğundan denklemin sağ tarafında olmalıdır. Elemanların ekserji değerleri ekserji analizi kısmında hesaplanmıştır. Denklemden c ile gösterilen birim ekserji maliyetidir. Analizde, her bir elemanın giriş ekserji maliyeti bir önceki elemanın çıkış değeri olduğu, ya da dışardan alındığı için biliniyor kabul edilir. Sonuç olarak, denklemden bilinmeyen ürünün ekserji maliyetidir.

5.2.1 Türbin Ekserji Maliyeti

Adyabatik olarak alınan türbin için ekserji maliyet denklemi uygulandığında burada, ürün sadece mekanik güç ihtiyacının karşılanacağı yerlerde iş, ayrıca ısı ihtiyacının da karşılanacağı yerlerde ilave olarak buhardır. Mekanik güç ihtiyacının düşünüldüğü hal için aşağıdaki denklem yardımı ile maliyetler hesaplanır.



Şekil 5.1 Türbindeki maliyet akışı

$$(c_f \dot{E}_f) + (c_w \dot{W}) = (c_g \dot{E}_g) + K \quad (5.10)$$

Türbin giriş ve çıkışındaki akışkan aynı olduğu için birim ekserji maliyeti aynı alınabilir.

$$c_f = c_g \quad (5.11)$$

Bu kabul yapıldıktan sonra tek bilinmeyen işin birim ekserji maliyetidir.

$$c_w = \frac{(\dot{E}_g - \dot{E}_f)c_f + K}{\dot{W}} \quad (5.12)$$

5.2.2 Kazan Ekserji Maliyet Denklemi

Kazanda; yakıt , hava ve besleme suyu girdi; baca gazı, buhar ve ısı çıktı olduğu için ekserji maliyet denklemi :

$$c_5 \dot{E}_5 + c_4 \dot{E}_4 + c_q \dot{E}_q = c_1 \dot{E}_1 + c_2 \dot{E}_2 + c_3 \dot{E}_3 + K \quad (5.13)$$

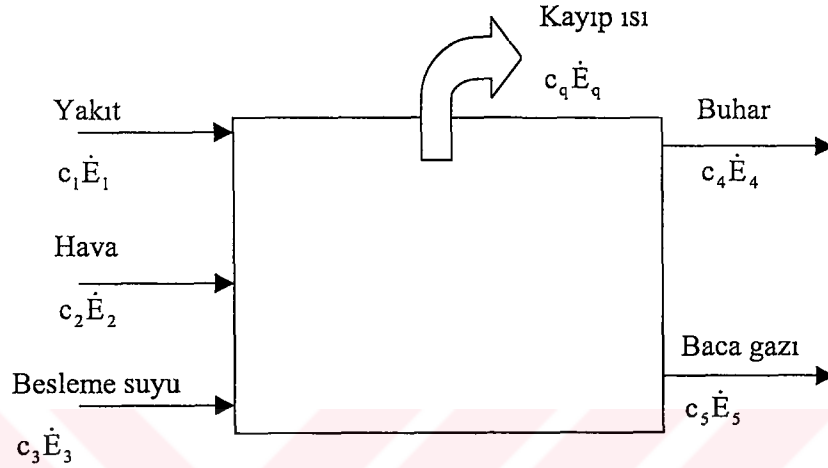
Denklemden yakıtın, havanın ve suyun birim ekserji maliyetleri bilinmektedir. Bilinmeyenler ise çıkan ürünlerin maliyetleridir. Üç adet bilinmeyen olduğundan iki adet daha kabul yapılmalıdır. Kazanda ana ürün buhar olduğu için esas tespit edilmek istenen buharın

maliyetidir. Bu nedenle, baca gazının ve kaçak ısının maliyeti yakıtinkine eşit alınabilir.

$$c_5 = c_q = c_1 \quad (5.14)$$

Denklem tekrar düzenlenir ve buhar maliyeti çekilirse :

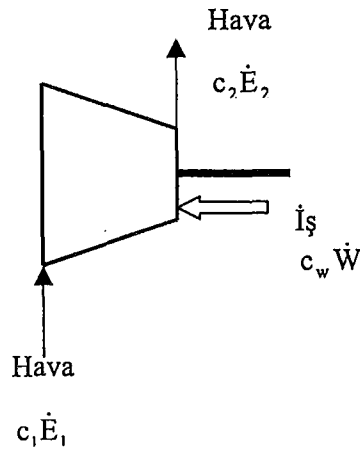
$$c_4 = \frac{c_1(\dot{E}_1 - \dot{E}_5 - \dot{E}_q) + c_2\dot{E}_2 + c_3\dot{E}_3 + K}{\dot{E}_4} \quad (5.15)$$



Şekil 5.2 Kazan maliyet akışı

5.2.3 Kompresör Ve Pompa Ekserji Maliyet Denklemleri

İş ve havanın girdi, özellikleri değişen havanın ise çıktı olduğu adyabatik kompresöre ekserji maliyeti uygulanırsa :



Şekil 5.3 Kompresör maliyet akışı

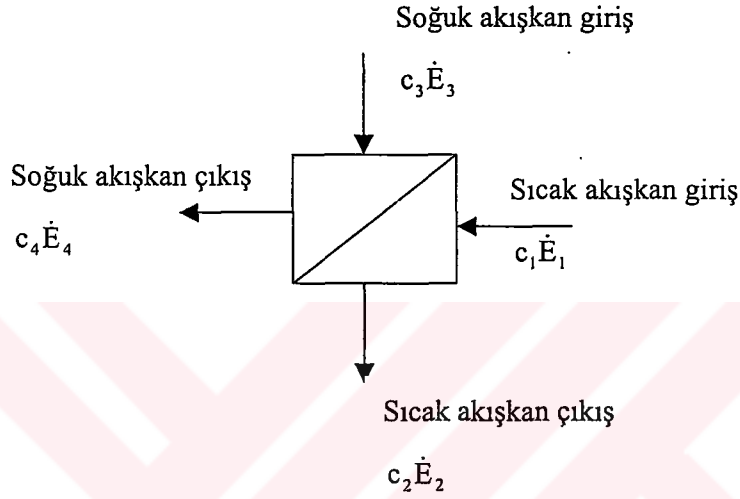
Havanın girişte ve çıkıştaki birim maliyeti aynı alınarak yardımcı denklem yazılırsa :

$$c_1 = c_2 \quad (5.16)$$

$$c_2 = \frac{c_w \dot{W} + K}{(\dot{E}_2 - \dot{E}_1)} \quad (5.17)$$

5.2.4 Isı Değiştirici Ekserji Maliyet Denklemi

Sıcak ve soğuk akışkanın girdi ve ısı transferi sonucunda her iki akışkanın son halleri ile çıktı olduğu ısı değiştiricisine denklem uygulanırsa:



Şekil 5.4 Isı değiştiricisinde maliyet akışı

$$c_4 \dot{E}_4 + c_2 \dot{E}_2 = c_3 \dot{E}_3 + c_1 \dot{E}_1 + K \quad (5.18)$$

Denklemde sıcak akışkanın giriş ve çıkış ekserji maliyeti, soğuk akışkanın giriş ve çıkış ekserji maliyeti aynı alınabilir. Amaç soğuk akışkanı ısıtmak ise c_2 , sıcak akışkanı soğutmaksa c_4 denklemden çekilir.

$$c_2 = \frac{c_3 (\dot{E}_3 - \dot{E}_4) + K}{(\dot{E}_2 - \dot{E}_1)} \quad (5.19)$$

6. ENERJİ ÜRETİM TESİSLERİNİN EKSERJOEKONOMİK ANALİZİ

Enerji üretim tesisleri genel olarak hidrolik tesisler, termik tesisler ve yenilenebilir enerji tesisleri olarak sınıflandırılabilir. Ekserji açısından incelendiğinde, termik tesisler çok önemlidir. Çünkü yakıtın yakılması ile enerji dönüşümü gerçekleştiren bu tesislerde tersinmezlikler çok fazla ve önemlidir. Tersinmezlikler sistemin ürettiği enerjiyi ve verimini azaltmaktadır. Verimdeki bu değişim sistemin ürün maliyetine de yansımakta ve maliyet değişmektedir. Dolayısıyla termik tesislere ekserjoekonomik analiz yapılarak ekserji maliyeti hesaplanmalı, sistemlerin değerlendirilmesinde ve birbiri ile karşılaştırılmasında da bu maliyetler kullanılmalıdır.

Bu bölümde, termik tesisleri incelemeye en basit sistem olan basit gaz türbinli sistemden başlanacaktır. Sisteme önce ekserjoekonomik analiz uygulanıp, birim ürün maliyeti hesaplanacak, daha sonra verimi artırmak için sisteme regeneratör (hava ön ısıtıcısı) ilave edilip regeneratörlü tesisin ekserjoekonomik analizi yapılacaktır. Regeneratörlü tesise atık ısı kazanı ilave edilerek kojenerasyon tesisi elde edilecek ve ürün ekserji maliyetleri hesaplanacak, daha sonra kojenerasyon tesisine buhar türbini ilave edilerek kombine tesis için ürün maliyetleri elde edilecektir. Bütün bu tesisler için ekserji maliyetini minimum yapan, optimum dizayn ve çalışma şartları belirlenecektir.

Bir sistemin ekserji analizi yapılırken, başlangıç noktasından itibaren basamak basamak akış esnasındaki her bir nokta için sahip olduğu termodinamik özelliklerden (T_1 , P_1 , V_1) giderek entalpi ve entropi değerleri hesaplanır. Sistemlerde iş akışkanı olarak hava, yanma ürünleri ve yakıt vardır. İdeal gaz kabulü yapılan hava, yanma ürünleri ve yakıt olarak kullanılan metan için sıcaklığa bağlı denklemlerle h , c_p ve s değerleri hesaplanır. Akışkanı oluşturan saf maddelerin bu değerleri mol fraksiyonları ile çarpılarak her bir noktanın entalpi ve entropisi bulunur. İş akışkanı saf madde değilse, her noktanın termodinamik özelliklerinin yanında kimyasal kompozisyonunun da tespit edilmesi gereklidir.(Bejan,1995)

$$\bar{c}_p^\circ = a + b\left(\frac{T}{1000}\right) + c\left(\frac{T}{1000}\right)^{-2} + d\left(\frac{T}{1000}\right)^2 \quad (6.1)$$

$$\bar{h}^\circ = 10^3 \left[H^\circ + a\left(\frac{T}{1000}\right) + \frac{b}{2}\left(\frac{T}{1000}\right)^2 - c\left(\frac{T}{1000}\right)^{-1} + \frac{d}{3}\left(\frac{T}{1000}\right)^3 \right] \quad (6.2)$$

$$\bar{s}^o = S^+ + a \cdot \ln(T) + b \left(\frac{T}{1000} \right) - \frac{c}{2} \left(\frac{T}{1000} \right)^{-2} + \frac{d}{2} \left(\frac{T}{1000} \right)^2 \quad (6.3)$$

Bu formüllerdeki katsayılar Çizelge 6.1de verilmiştir.

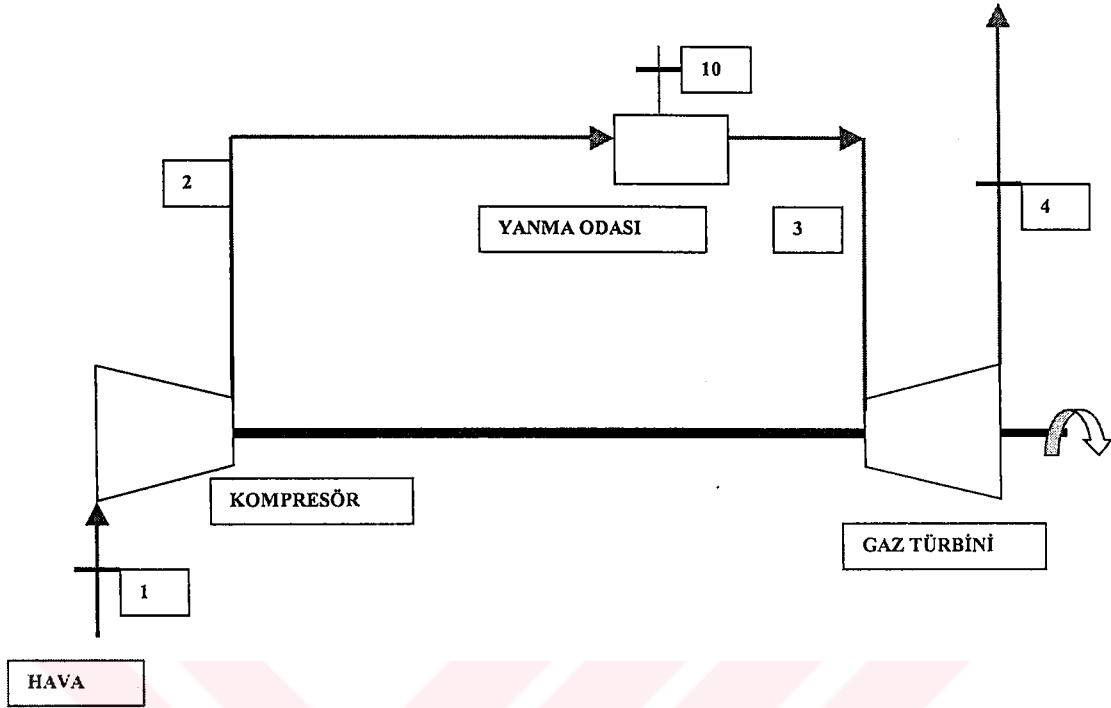
Çizelge 6.1 Katsayılar (Bejan, 1995)

MADDE	FORMÜL	H ⁺	S ⁺	a	b	c	d
Azot	N ₂	-9.982	16.203	30.418	2.544	-0.238	0
Hidrojen	H ₂	-7.823	-22.966	26.882	3.586	0.105	0
Oksijen	O ₂	-9.589	36.116	29.154	6.477	-0.184	-1.017
Karbondiyoksit	CO ₂	-413.886	-87.078	51.128	4.368	-1.469	0
Su	H ₂ O _(g)	-253.871	-11.750	34.376	7.841	-0.423	0
Metan	CH ₄	-81.242	96.731	11.933	77.647	0.142	-18.414
Su	H ₂ O _(s)	-289.932	-67.147	20.355	109.198	2.033	0

Daha önce belirtildiği gibi ekserjinin hesaplanmasında çevre çok önemli bir faktördür. Bunun için hesaba başlamadan önce çevre tanımının yapılması zorunludur. Hesaplamalarda standart çevre olarak kabul edilen atmosfer şartları alınmıştır. Çevre sıcaklığı 298.15 K ve basıncı 1.013 bar, kimyasal kompozisyonu : % 77.48 N₂, %20.59 O₂, %0.03 CO₂, % 1.19 H₂O olarak kabul edilmiştir. Çevre şartları, kimyasal kompozisyonu ve termodinamik özellikleri belirlenen nokta için hesaplanan entropi ve entalpi değerleri ile o noktaya ait kimyasal ve fiziksel ekserjileri hesaplanır. Her bir nokta için hesaplanan ekserji değerleri bir araya getirilerek sistemin ekserjisi bulunur. Bu sayede sistemin ekserji verimi elde edilir.

6.1 Basit Gaz Türbinli Tesis

Sistem kompresör, yanma odası ve türbinden oluşmaktadır. Yakıt olarak metanın kullanıldığı sisteme önce termodinamik analiz, daha sonra ekserji analizi ve en son maliyet analizi yapılmıştır.



Şekil 6.1 Basit gaz türbinli tesis

6.1.1 Termodinamik Analiz

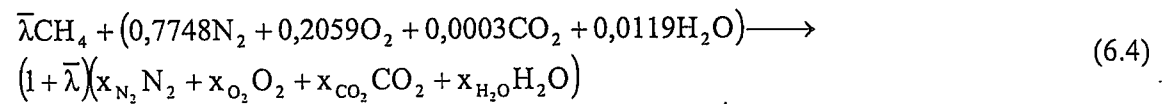
Sistemdeki bütün akış noktalarının termodinamik özellikleri belirlenmiştir. Yakıta ait yanma denkleminde hareketle yanma ürünlerinin mol fraksiyonları hesaplanmış, birim hava debisi ($m_a=1$) için net iş ve termik verim ifadeleri elde edilmiştir.

6.1.1.1 Yanma Ürünleri

Yakıt/hava mol oranı olarak tanımlanan λ hesaplanır.

$$\bar{\lambda} = \frac{\dot{n}_y}{\dot{n}_a} \quad \text{yada} \quad 1 + \bar{\lambda} = \frac{\dot{n}_u}{\dot{n}_a}$$

Tam yanma ve N_2 'nin yanmaya katılmaması durumunda Metanın yanma denklemi;



Denklemdaki mol fonksiyonları λ 'ya bağlı olarak yazılırsa

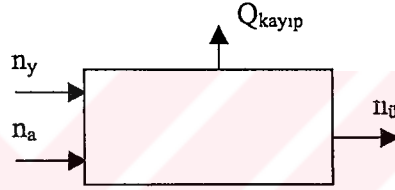
$$x_{N_2} = \frac{0,7748}{1 + \bar{\lambda}} \quad (6.5)$$

$$x_{O_2} = \frac{0,2059 - 2\bar{\lambda}}{1 + \bar{\lambda}} \quad (6.6)$$

$$x_{CO_2} = \frac{0,0003 + \bar{\lambda}}{1 + \bar{\lambda}} \quad (6.7)$$

$$x_{H_2O} = \frac{0,0119 + 2\bar{\lambda}}{1 + \bar{\lambda}} \text{ olarak bulunur.} \quad (6.8)$$

λ 'nın hesaplanması için yanma odası enerji dengesi yazılır..



Şekil 6.2 Yanma odası akış diyagramı

$$Q_{kayıp} - W = n_u \cdot h_u - n_a \cdot h_a - n_y \cdot h_y \quad (6.9)$$

Analizlerde yanma odasında yakıtın alt ısı değerinin % 2'si kadar kayıp olduğu kabul edilmiştir.

$W = 0$ ve $Q_k = 0,002 \cdot n_y \cdot H_u$ olduğuna göre denklem;

$$0 = -0,002 \cdot \lambda \cdot H_u + h_a + \lambda \cdot h_y - (1 + \lambda)h_u \quad (6.10)$$

h_a T_2 sıcaklığı ve havanın mol fraksiyonuna bağlı olarak denklem 6.11 den hesaplanabilir.

$$h_a = (0,7748 \cdot h_{N_2} + 0,2059 \cdot h_{O_2} + 0,0003 \cdot h_{CO_2} + 0,0119 \cdot h_{H_2O})_{(T_2)} \quad (6.11)$$

h_u T_3 sıcaklığı ve λ ya bağlı olarak belirlenen yanma ürünleri fraksiyonuna göre yazılırsa:

$$h_u = \left[\frac{0,7748 h_{N_2} + (0,2059 - 2\lambda).h_{O_2} + (0,0003 + \lambda).h_{CO_2} + (0,019 + 2\lambda).h_{H_2O}}{1 + \lambda} \right] \quad (6.12)$$

Bu ifadeler 6.10 numaralı denklemde yerine yazılıp λ yalnız bırakılarak hesaplanır. Bulunan λ ; 5 , 6 , 7 , 8 numaralı denklemlerde yerine yazılarak yanma ürünlerinin mol fraksiyonları bulunur.

Sistemin yakıt debisi ise 6.13 denklemi ile hesaplanabilir.

$$m_y = \lambda \cdot \left(\frac{M_u}{M_a} \right) \cdot m_a \quad (6.13)$$

6.1.1.2 Net İş Ve Termik Verim

Kompresörde sıkıştırma ideal durumda, izentropik olduğu için 1 ve 2s noktalarının entropileri eşittir.

$$s_{2s} - s_1 = 0,7748.(s_{T_{2s}}^0 - s_{T_1}^0 - R \ln \frac{P_2}{P_1})_{(N_2)} + 0,2059.(s_{T_{2s}}^0 - s_{T_1}^0 - R \ln \frac{P_2}{P_1})_{(O_2)} + \\ 0,0003.(s_{T_{2s}}^0 - s_{T_1}^0 - R \ln \frac{P_2}{P_1})_{(CO_2)} + 0,019.(s_{T_{2s}}^0 - s_{T_1}^0 - R \ln \frac{P_2}{P_1})_{(H_2O)} \quad (6.14)$$

T_1 sıcaklığı ve P_2/P_1 bilindiği için denklemde iterasyonla T_{2s} değeri bulunur.(Bejan 1995) Bulunan T_{2s} değerine karşılık gelen h_{2s} bulunduktan sonra kompresör izentropik verimi yardımıyla h_2 ve buna karşılık gelen T_2 sıcaklığı hesaplanır.

$$\eta_{cis} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} \quad (6.15)$$

Kompresör iş denklemi 6.16 de verilmiştir.

$$w_k = h_2 - h_1 \quad (6.16)$$

Türbindeki genişleme ideal durumda, izentropiktir. Bunun için $s_3 = s_{4s}$ olduğundan kompresör için uygulanan hesap tarzıyla T_{4s} iterasyonla bulunur. Türbin izentropik verimi yardımıyla h_4 ve buna karşılık gelen T_4 sıcaklığı hesaplanır. Türbin iş denklemi 6.17 de verilmiştir.

$$w_t = h_4 - h_3 \quad (6.17)$$

Sistemin net işi,

$$\dot{W}_{NET} = (n_a + n_y)w_t - n_a \cdot w_k \quad (6.18)$$

$$\dot{W}_{NET} = n_a [(\lambda + 1)(h_4 - h_3) - (h_2 - h_1)] \quad (6.19)$$

$$n_a = \frac{m_a}{M_a} \quad (6.20)$$

Sistemin termik verimi,

$$\eta_{th} = \frac{\dot{W}_{NET}}{m_y Hu} \eta_b \quad (6.21)$$

6.1.2 Ekserji Analizi

Sistem üzerindeki her bir noktanın termodinamik özellikleri bir önceki bölümde hesaplanmıştı. Bu bölümde, bu hesaplanan özellikler kullanılarak bütün noktalara ait fiziksel ve kimyasal ekserjiler hesaplanmıştır. Hesaplamalarda fiziksel ekserji içerisindeki kinetik ve potansiyel ekserji miktarları çok küçük olduğu için ihmal edilmiştir.

6.1.2.1 Hava Şartları

Kompresöre girişten yanma odasına girişe kadar akışkan havadır. Bu şartlar 1 ve 2 noktalarıdır. Bu noktalarda havanın kimyasal kompozisyonu çevrenin kompozisyonuyla aynı olduğu için kimyasal ekserjileri sıfırdır.

1 noktası: Kompresöre giriş olup çevre şartları ile aynı olduğundan fiziksel ekserjisi sıfırdır.

2 noktası: 6.22 numaralı denklem i gazına ait T_2 , P_2 şartlarında ve $P_{ref}=1$ bar için entropi değerini vermektedir. Havayı oluşturan bütün gazlar için s değerleri hesaplanıp mol fraksiyonları ile çarpılırsa s_2 değeri elde edilir. Bu değer 6.23 numaralı denklemde yerine yazılarak 2 noktasının fiziksel ekserjisi hesaplanır.

$$s_i(T_2, x_i, P_2) = s_{i(T_2)}^0 - \bar{R} \ln \frac{x_i \cdot P_2}{P_{ref}} \quad (6.22)$$

$$\dot{E}_2^f = \dot{m}_2 \frac{h_2 - h_0 - T_0(s_2 - s_0)}{M_a} \quad (6.23)$$

6.1.2.2 Egzoz Gaz Şartları

Yanma odası çıkışından atmosfere atılana kadar (3-4 arası) akışkan egzoz gazlarıdır. Bu noktalara (3 ve 4 noktaları) ait h_o ve s_o değerleri hesaplanırken egzoz gazlarının çevre şartlarına getirilmesiyle bulunan mol fraksiyonları kullanılır.

3 noktası: Bu nokta yanma odası çıkışı olup entropi değeri 6.24 numaralı denklemden hesaplanır ve bulunan değer 6.25 numaralı denklemde yerine yazılarak bu noktaya ait fiziksel ekserji hesaplanır.

$$s_i(T_3, x_i, P_3) = s_{i(T_3)}^0 - \bar{R} \ln \frac{x_i \cdot P_3}{P_{ref}} \quad (6.24)$$

$$\dot{E}_3^f = \dot{m}_3 \frac{\bar{h}_3 - \bar{h}_o - T_o(s_3 - s_o)}{M_u} \quad (6.25)$$

3 noktasının kimyasal ekserjisi hesaplanırken egzoz gazlarının mol fraksiyonu ve bu gazların standart kimyasal ekserji değerleri bulunup, 6.26 numaralı denklemde yerine yazılır.

$$e_3^{Kim} = \sum x_k \cdot e_k^{Kim} + \bar{R} T_o \sum x_k \cdot \ln x_k \quad (6.26)$$

$$\dot{E}_3^{Kim} = \dot{m}_3 \cdot \frac{e_3^{Kim}}{M_u} \quad (6.27)$$

4 noktası: Bu nokta için, sıcaklık değerine bağlı olarak 3 noktası için yapılan hesap tarzı ile fiziksel ekserji değeri bulunur. Bu noktada akışkanın mol fraksiyonu 3 noktası ile aynı olduğundan kimyasal ekserjisi 3 noktasındaki kimyasal ekserjiye eşittir.

6.1.2.3 Yakıtın Ekserjisi

Yakıtın tamamen metandan oluştuğu ve ideal gaz kabulü ile yakıt fiziksel ekserjisi hesaplanmıştır. $T_{10} = T_o$ olduğu için 6.28 numaralı denklem 6.29 numaralı denklem haline dönüşür. Yakıtın fiziksel ekserjisi bu denklem yardımı ile hesaplanır.

$$\dot{E}_{10}^f = \dot{m}_{10} [h_{10} - h_o - T_o(s_{10} - s_o)] \quad (6.28)$$

$$\dot{E}_{10}^f = \dot{m}_{10} \bar{R} T_o \ln \frac{P_{10}}{P_o} \quad (6.29)$$

10 noktası : Bu noktanın kimyasal ekserjisi için yakıtın standart kimyasal ekserjisi tablolardan

alınmıştır. (Bejan 1995)

$$\dot{E}_{10}^{Kim} = \dot{m}_{10} \frac{e_{10}^{Kim}}{M_u} \quad (6.30)$$

6.1.2.4 Ekserji Verimi

Sistemdeki bütün akış noktalarına ait ekserji değerleri hesaplanmıştır. Sistemden elde edilen net iş, sistemin toplam ekserjisine eşittir.

$$\dot{E}_{Top} = \dot{W}_{NET} \quad (6.31)$$

Bu değer ($m_a c_{pa} T_1$) değerine bölünerek boyutsuz hale getirilirse:

$$\bar{E} = \frac{\dot{E}_{Top}}{m_a c_{pa} T_1} \quad (6.32)$$

Sistemin ekserji verimi, sistemden elde edilen toplam ekserjinin yakıtın ekserjisine bölünmesi ile hesaplanır:

$$\varepsilon = \frac{\dot{E}_{Top}}{\dot{E}_{10}} \quad (6.33)$$

6.1.3 Maliyet Analizi

Ekserji analizi bölümünde bir sistemin ekserji analizinin nasıl yapılacağı basamak basamak her bir nokta için verilmiştir. Bu bölümde, hesaplanan ekserji değeri ile beraber ekonomik analiz yapıp ürün maliyet denklemleri elde edilecektir. Bu amaçla, sisteme ait her bir elemana ekserji maliyet denge denklemi uygulanacaktır.

Bir sistemin ekserjoekonomik analizi yapılırken iş akışkanının sisteme girdiği noktadan hesaplamalara başlanır. Çünkü, bir elemanın çıktısı diğer elemanın girdisidir. Her bir elemandaki maliyet denge denkleminde, bilinmeyen sayısından bir eksik olacak şekilde gerekli kabuller yapılır. Böylece bir sonraki elemana giriş maliyeti de hesaplanmış olur. Sırayla bütün elemanlara bu hesap tarzı uygulanırsa en son ürüne ait maliyet de elde edilir.

Sisteme hava, su ve yakıt girer. Kompresöre giren havanın maliyeti sıfır alınmıştır. Yıllık bakım ve işletme masrafları sistem elemanlarına paylaştırılmıştır. Yatırım maliyeti hesaplarında geri dönüşüm süresi 10 yıl alınarak levelized-cost yöntemiyle yatırım maliyeti

hesaplanmıştır. Sürekli akış şartları alınıp, kompresörden başlanarak analiz yapılmıştır.

Bir elemana ait yatırım ve işletme bakım maliyeti aşağıdaki şekilde hesaplanır.

$$K = ((\text{Yıllık yatırım maliyeti} + \text{İşletme bakım maliyeti}) / \text{Yıllık çalışma saati}) * (\text{Eleman maliyeti} / \text{Toplam maliyeti})$$

Bu hesap tarzıyla elemana o yıl için düşen maliyet payı belirlenir. Bu oran yıl boyunca sabittir.

Komponentlere ait yatırım maliyetleri, geometrik büyüklüklerine bağlı olarak literatürde mevcuttur (Valero,1994). Komponent maliyet denklemleri Ek 1’de verilmiştir.

6.1.3.1 Kompresör

Kompresörün girdisi hava ve iş olup ürün olarak basınçlı hava çıkmaktadır. Hava atmosferden alındığı için maliyeti ihmal edilmiştir.

$$c_1 \dot{E}_1 + c_w \dot{E}_K + K_k = c_2 \dot{E}_2 \quad (6.34)$$

Kompresöre giren iş, kompresörün ekserjisine eşittir ($w_K = E_K$) ve türbinde elde edilen işle aynı türden olduğu için maliyetleri de birbirine eşittir.

$$\dot{M}_K = c_w \dot{E}_K \quad (6.35)$$

$$\frac{\dot{M}_K}{\dot{E}_K} = \frac{\dot{M}_T}{\dot{E}_T} \quad (6.36)$$

$$c_2 = \frac{K_k + \dot{M}_T \frac{\dot{E}_K}{\dot{E}_T}}{\dot{E}_2} \quad (6.37)$$

6.1.3.2 Yanma Odası

Yanma odasına basınçlı hava ve yakıt girmekte egzoz gazları ürün olarak çıkmaktadır. Yakıt sisteme dışarıdan alındığı için yakıt maliyeti bilinmektedir.

$$c_2 \dot{E}_2 + c_{i0} \dot{E}_{i0} + K_y = c_3 \dot{E}_3 \quad (6.38)$$

$$c_3 = \frac{K_y + c_2 \dot{E}_2 + c_{i0} \dot{E}_{i0}}{\dot{E}_3} \quad (6.39)$$

6.1.3.3 Türbin

Yanma odasından çıkan egzoz gazları türbinde genişleyerek iş elde edilmektedir. Bunun bir miktarı net iş olup geri kalanı ile kompresör tahrik edilmektedir. Türbinin ekserjisi net işe eşittir.

Türbine giren ve çıkan egzoz gazlarının maliyetleri eşit alınmıştır. Ayrıca kompresörü tahrik eden iş ve net işin maliyeti de eşit alınmıştır.

$$\frac{\dot{M}_4}{\dot{E}_4} = \frac{\dot{M}_3}{\dot{E}_3} \quad (6.40)$$

$$\frac{\dot{M}_K}{\dot{E}_K} = \frac{\dot{M}_T}{\dot{E}_T} \quad (6.41)$$

$$c_3 \dot{E}_3 + K_T = c_4 \dot{E}_4 + c_w \dot{E}_K + c_w \dot{E}_T \quad (6.42)$$

$$c_4 = \frac{K_T + \dot{M}_5 \left(\frac{\dot{E}_4 - \dot{E}_5}{\dot{E}_5} \right)}{\left(\frac{\dot{E}_{11} + \dot{E}_{12}}{\dot{E}_{12}} \right)} \quad (6.43)$$

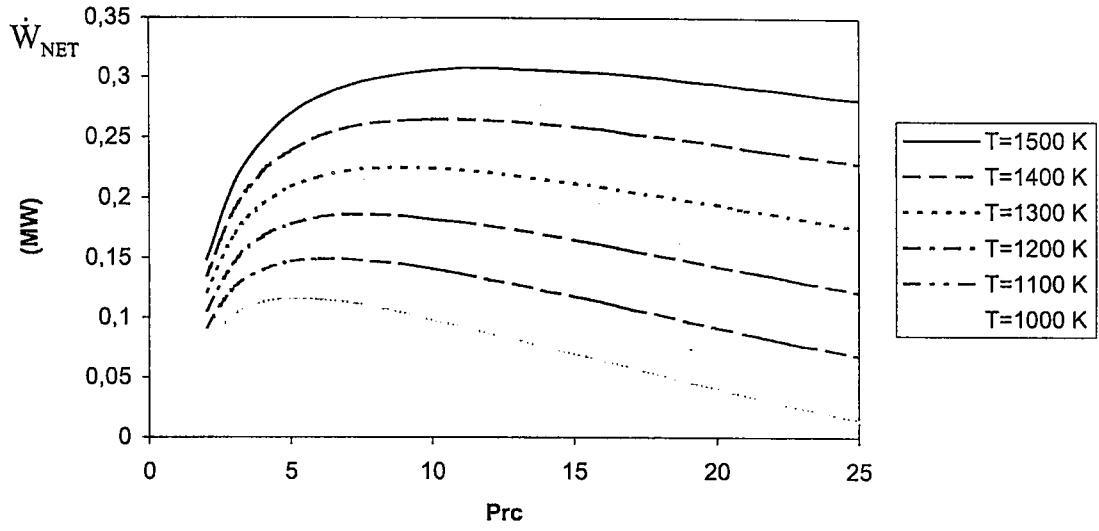
6.1.3.4 Ürün Maliyeti

Sisteminin ürünü net iş dolayısıyla elektriktir. Maliyet denklemlerindeki bilinmeyenler birbirleri cinsinden yazılırsa birim ürün maliyeti elde edilir.

$$c_w = \frac{K_T + \left(\frac{\dot{E}_3 - \dot{E}_4}{\dot{E}_3} \times \frac{\dot{E}_5}{\dot{E}_2 - \dot{E}_1} \right) K_K + \left(\frac{\dot{E}_3 - \dot{E}_4}{\dot{E}_3} \right) (K_Y + c_{10} \dot{E}_{10})}{\dot{E}_T + \dot{E}_K \left(\frac{\dot{E}_3 - \dot{E}_4}{\dot{E}_3} \times \frac{\dot{E}_5}{\dot{E}_2 - \dot{E}_1} \right)} \quad (6.44)$$

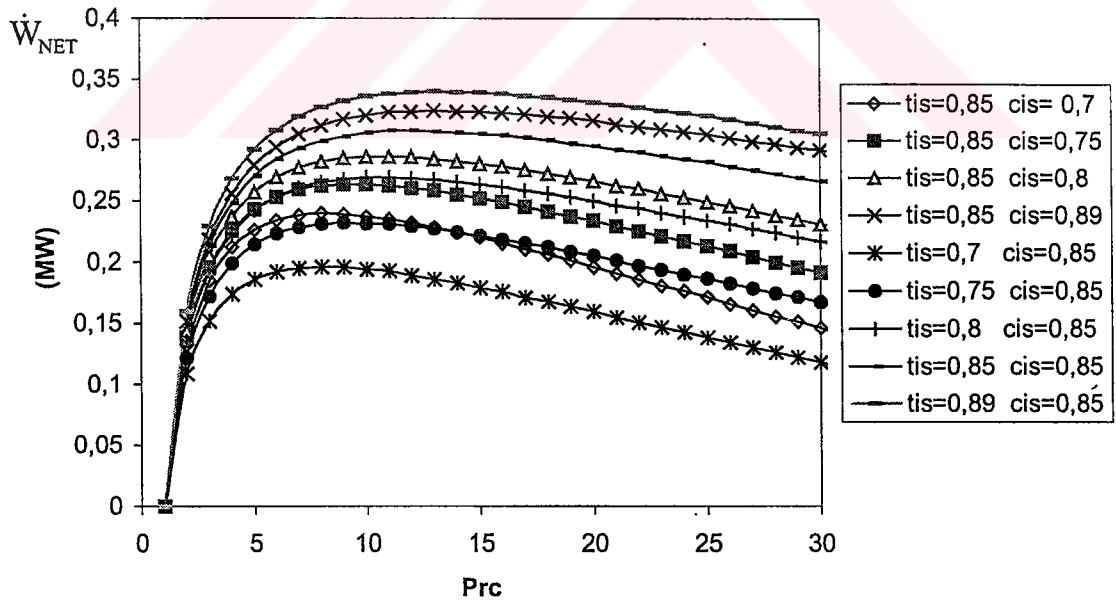
6.1.4 Ekserjoekonomik Değerlendirme

Basit gaz türbinli tesise yapılan analizler neticesinde birim ekserji maliyeti hesaplanmıştır. Yapılan analizlerde kompresör basınç oranı (Pr_c) 2'den 60'a kadar değiştirilmiş ve net iş, termik verim ile ekserji verimi üzerindeki etkisi incelenmiştir. İncelemelerde çevrim maksimum sıcaklığı, kompresör ve türbin izentropik verimleri parametre olarak alınmıştır.



Şekil 6.3 Çevrim maksimum sıcaklığı ile özgül net iş değişimi

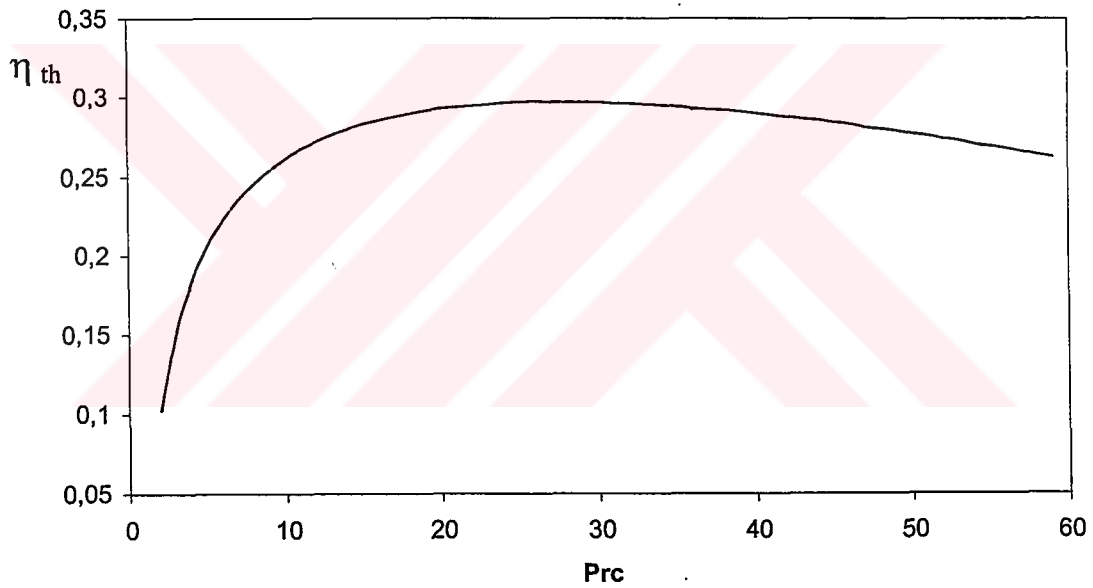
Çevrimin maksimum sıcaklığı değiştikçe net işi maksimum yapan basınç oranı da değişmektedir (Şekil 6.3). Hesaplamalarda T_4 sıcaklığı 1500 K alınacaktır.



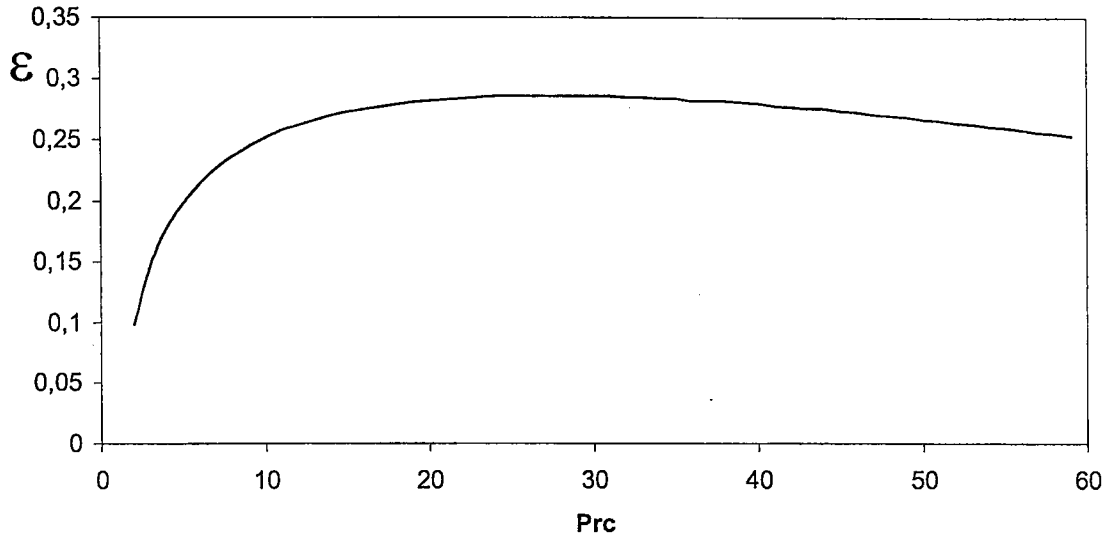
Şekil 6.4 Türbin ve kompresör izentropik verimi ile özgül net iş değişimi

Türbin ve kompresör izentropik verimlerinin net iş etkisi Şekil 6.4’de verilmiştir. İlk değerler η_{Tis} , ikinci değerler η_{Cis} ‘dir. Önce η_{Tis} 0.85 alınıp η_{Cis} 0.7 ‘den 0.89 ‘a kadar değiştirilmiş daha sonra tersi yapıp basınç oranı net iş ilişkisi incelenmiştir. Hesaplamalarda izentropik verimler 0.85 alınacaktır.

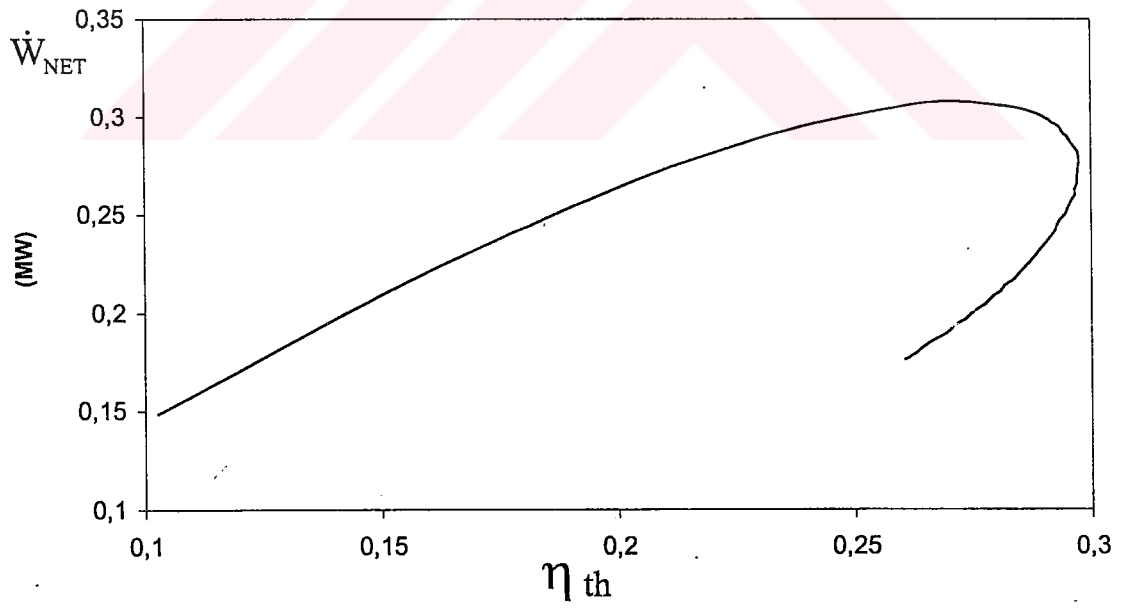
Çevrim maksimum sıcaklığı 1500 K ve türbin kompresör izentropik verimleri 0.85 alınıp termik verim ile basınç oranı ilişkisi incelenmiş ve termik verimi maksimum yapan basınç oranının 26 olduğu görülmüştür (Şekil 6.5). Aynı inceleme ekserji verimi basınç oranı arasında yapıldığında, ekserji verimini maksimum yapan basınç oranı 24 olmaktadır (Şekil 6.6). Dolayısıyla, termik verimi maksimum yapan basınç oranının ekserji verimini maksimum yapmadığı belirlenmiştir.



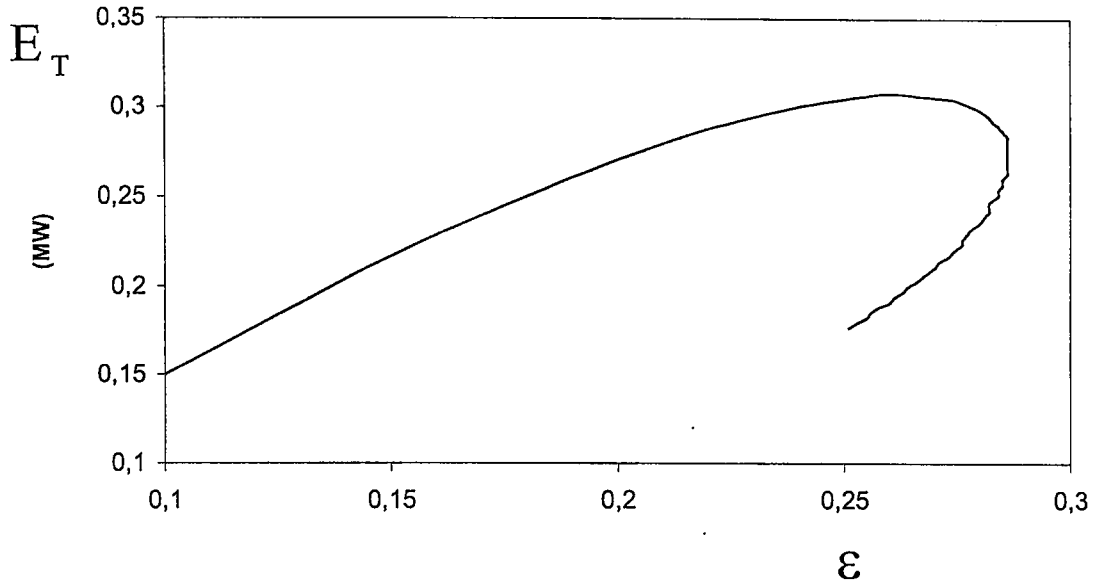
Şekil 6.5 Basınç oranı ile termik verim değişimi



Şekil 6.6 Basınç oranı ile ekserji verimi değişimi



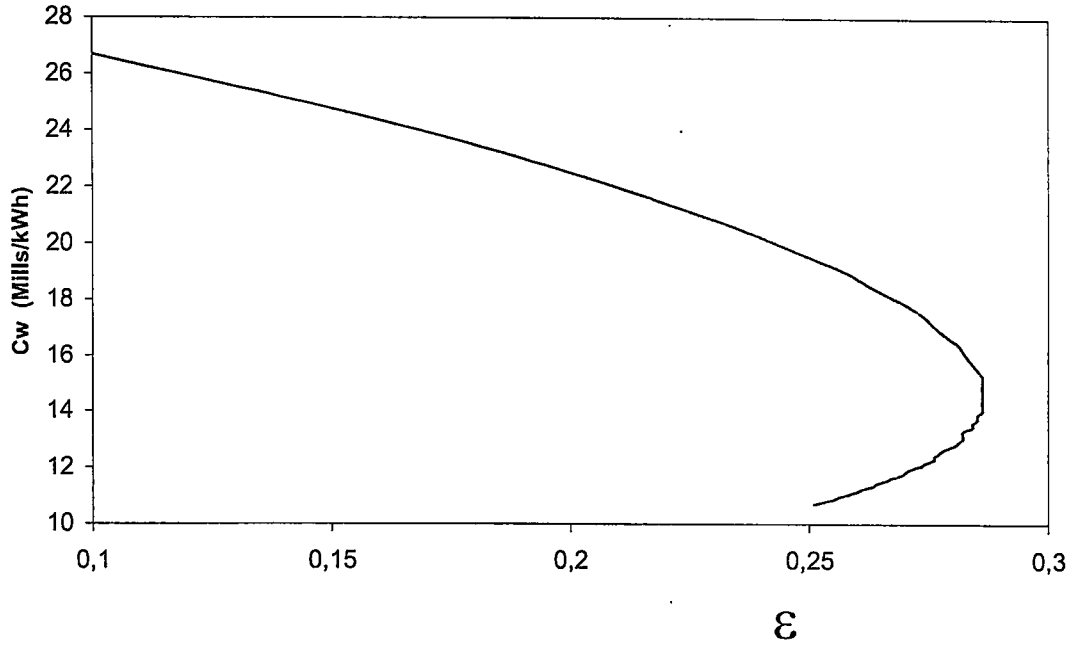
Şekil 6.7 Termik verim ile net iş değişimi



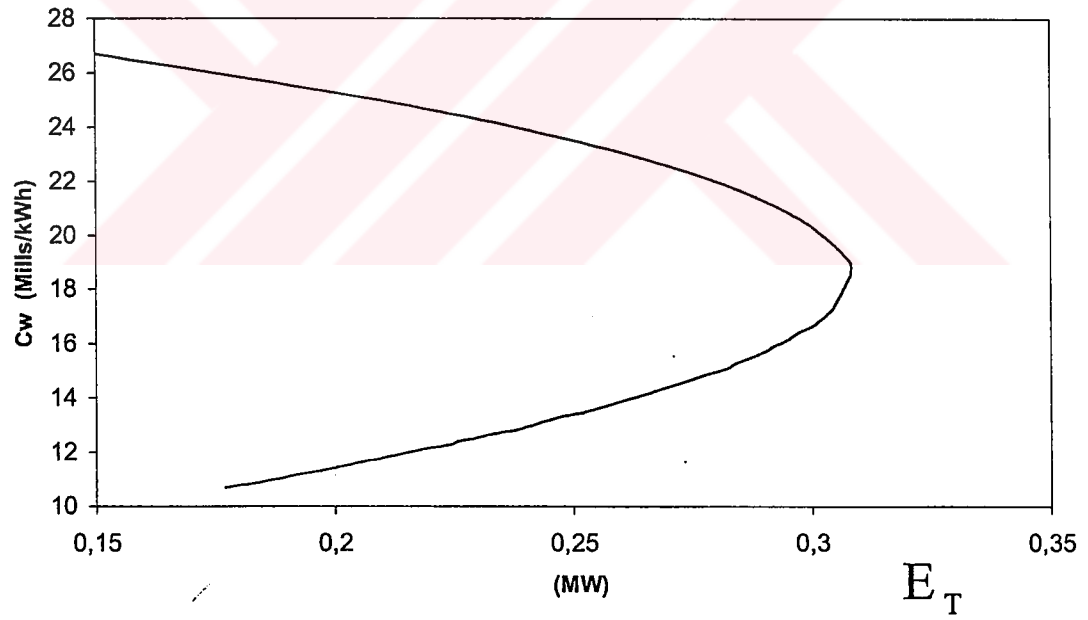
Şekil 6.8 Ekserji verimi ile toplam ekserji değişimi

Basit gaz türbinli tesiste net iş ile toplam ekserji değerleri birbirine eşittir. Toplam ekserjiyi maksimum yapan basınç oranı 11 olup (Şekil 6.8), termik verimi ve ekserji verimini maksimum yapan basınç oranı değerinden farklıdır (Şekil 6.7 ve 6.8).

Maliyet analizinde, aynı şartlar için birim ekserji maliyeti hesaplanmış, ekserji verimi ve toplam ekserjiye göre değişimi incelenmiştir. İncelemede parametre olarak basınç oranı alınıp birden altmışa kadar değiştirilmiştir. Dolayısıyla şekillerde her bir noktaya karşılık bir basınç oranı denk gelmektedir. Toplam ekserji maksimum olduğunda birim ekserji maliyeti 18.969 mills/kWh dir (Şekil 6.10). Ekserji verimi maksimum olduğunda ise 15.292 mills/kWh olmaktadır (Şekil 6.9). Tesisin çalışma şartlarına bağlı olarak birim ekserji maliyeti şekillerden tespit edilebilmektedir. Basınç oranı arttıkça maliyet düşmektedir. Minimum maliyet isteniyorsa, basınç oranı mümkün olduğu kadar yüksek seçilmelidir.



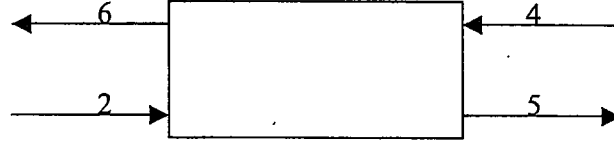
Şekil 6.9 Ekserji verimi ile birim ekserji maliyeti değişimi



Şekil 6.10 Toplam ekserji ile birim ekserji maliyeti değişimi

Hava ön ısıtıcısına soğuk akışkan olarak kompresörden çıkan hava, sıcak akışkan olarak türbinden çıkan egzoz gazları girmektedir. Komponent içindeki tersinmezliklerin tesiri ile

hava tarafında %5, gaz tarafında %3 basınç kaybı olduğu kabul edilmiştir.



Şekil 6.12 Hava ön ısıtıcısı

Basit gaz türbinli tesise uygulanan analiz yöntemi ile yanma ürünlerinin mol fraksiyonları ve entalpileri hesaplanabilir. Fakat, tesiste yanma odası giriş sıcaklığı, kompresör çıkış sıcaklığı yerine regeneratörden havanın çıkış sıcaklığı olmalıdır. Regeneratör yanma odası giriş sıcaklığını artırmakta, bu değişimde yakıt/hava mol oranına (λ) tesir ederek tesisin yakıt debisini (m_y) azaltmaktadır.

$$nr = \frac{h_5 - h_2}{h_4 - h_2} \quad (6.45)$$

Kompresör ve türbin çıkış şartları için hava ön ısıtıcısında enerji denklemi yazılarak, hava ön ısıtıcısından egzoz gazlarının çıkış sıcaklığı hesaplanabilir.

$$0 = Q - W + n_a(h_2 - h_5) + n_g(h_4 - h_6) \quad (6.46)$$

6.46 nolu denklemden hesaplanan h_6 için T_6 sıcaklığı iterasyonla bulunabilir. Tesisin net işi 6.19 denklemden, termik verimi ise 6.21 denklemden hesaplanabilir.

6.2.2 Ekserji Analizi

Tesisin bütün noktalarına ait termodinamik şartlar bir önceki bölümde hesaplandığı için basit gaz türbinli tesis için verilen denklemler kullanılarak, her bir noktanın fiziksel ve kimyasal ekserjileri hesaplanabilir.

1,2,5 noktaları hava şartları bölümündeki denklemlerden,

3,4 noktaları egzoz şartları bölümündeki denklemlerden,

10 noktası yakıtın ekserjisi bölümündeki denklemlerden hesaplanır.

Tesisin ekserji verimi hesaplanırken, toplam ekserjisi tesisin net iş değerine eşit alınır. Yakıt debisi azaldığı için yakıt ekserji değeri azalacağından, ekserji verimi basit gaz türbinli tesisin ekserji veriminden daha yüksek olmaktadır.

6.2.3 Maliyet Analizi

Regeneratör haricinde, tesise ait bütün komponentlerin maliyet denklemleri basit gaz türbinli tesis için bir önceki bölümde çıkartılmıştır. Bu bölümde regeneratöre ait denklemler verilerek, tesisin birim ürün maliyet denklemi elde edilecektir.

6.2.3.1 Regeneratör

Regeneratöre kompresörden çıkan hava ve türbinden çıkan egzoz gazları girmekte, 5 şartlarında hava ve 6 şartlarında egzoz gazları çıkmaktadır.

$$c_2\dot{E}_2 + c_4\dot{E}_4 + K_R = c_5\dot{E}_5 + c_6\dot{E}_6 \quad (6.47)$$

Burada egzoz gazlarının maliyeti eşit alınır.

$$\frac{\dot{M}_4}{\dot{E}_4} = \frac{\dot{M}_6}{\dot{E}_6} \quad (6.48)$$

$$c_5 = \frac{K_R + \dot{M}_6 \left(\frac{\dot{E}_4 - \dot{E}_6}{\dot{E}_6} \right)}{\dot{E}_5} \quad (6.49)$$

6.2.3.2 Ürün Maliyeti

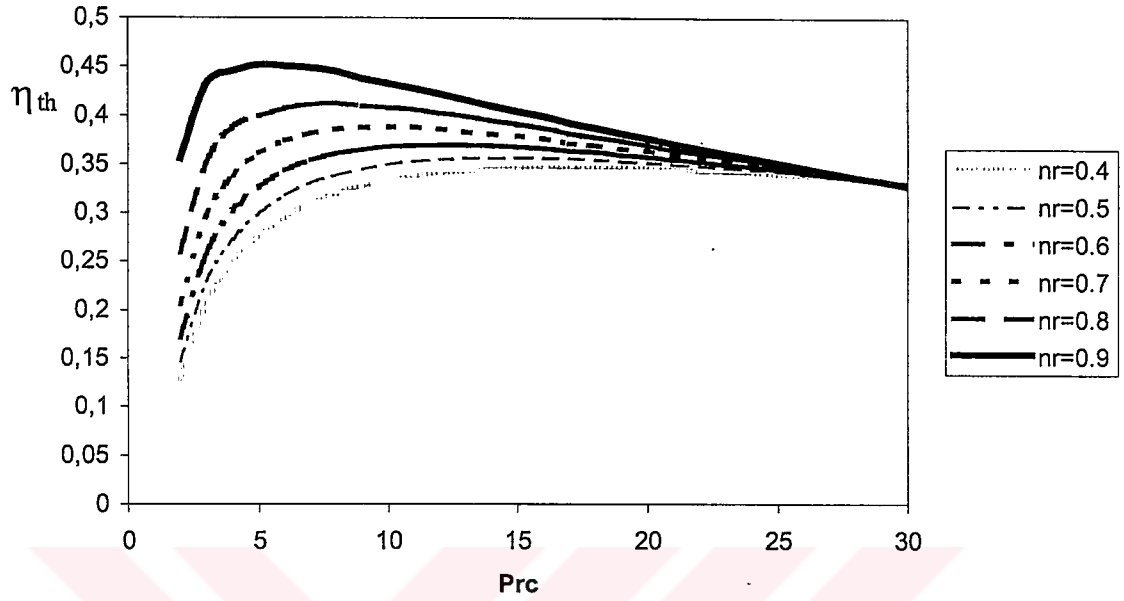
Tesisin ürünü net iş, dolayısıyla elektriktir. Komponentlere ait maliyet denklemleri yardımıyla birim ürün maliyeti elde edilir.

$$c_w = \frac{\left(\frac{\dot{E}_3 - \dot{E}_4}{\dot{E}_3 + \dot{E}_6 - \dot{E}_4} \right) (K_R + K_K + K_Y + c_Y \dot{E}_{10}) + K_T}{\dot{E}_T + \dot{E}_K \left(1 - \left(\frac{\dot{E}_3 - \dot{E}_4}{\dot{E}_3 + \dot{E}_6 - \dot{E}_4} \right) \right)} \quad (6.50)$$

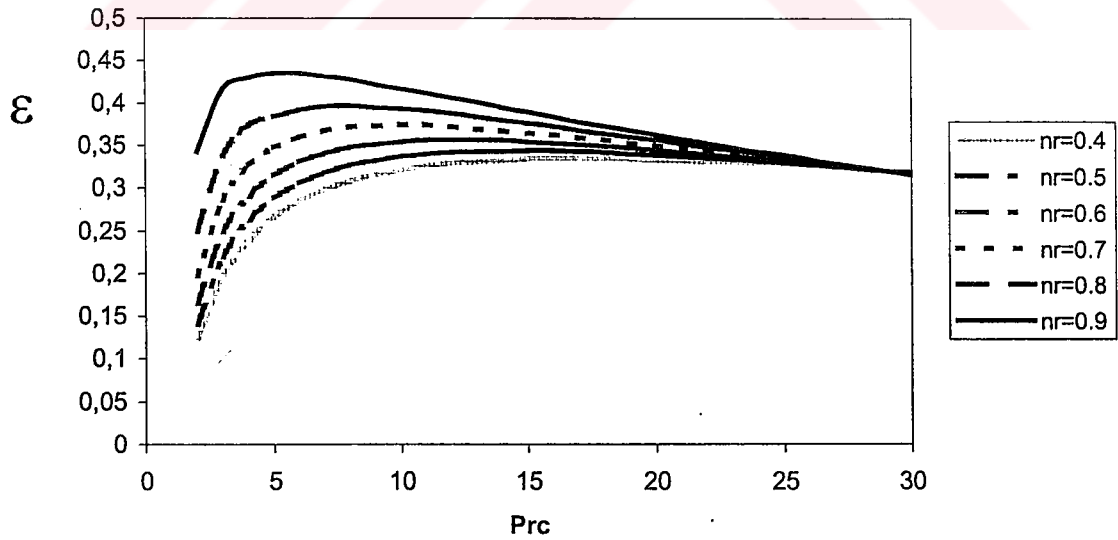
6.2.4 Eksejoekonomik Değerlendirme

Tesise yapılan analizlerde kompresör basınç oranı ve regeneratör verimi parametre olarak alınmıştır. Basınç oranı ikiden otuza kadar ve regeneratör verimi de 0.4 den 0.9' a kadar

değiştirilmiş ve termik verim, ekserji verimi ile birim ekserji maliyeti üzerine etkileri incelenmiştir (Şekil 6.13 ve 6.14). İncelemeler sonucunda, ekserji verimini maksimum yapan ve birim ekserji maliyetini minimum yapan şartlar tespit edilmiştir.

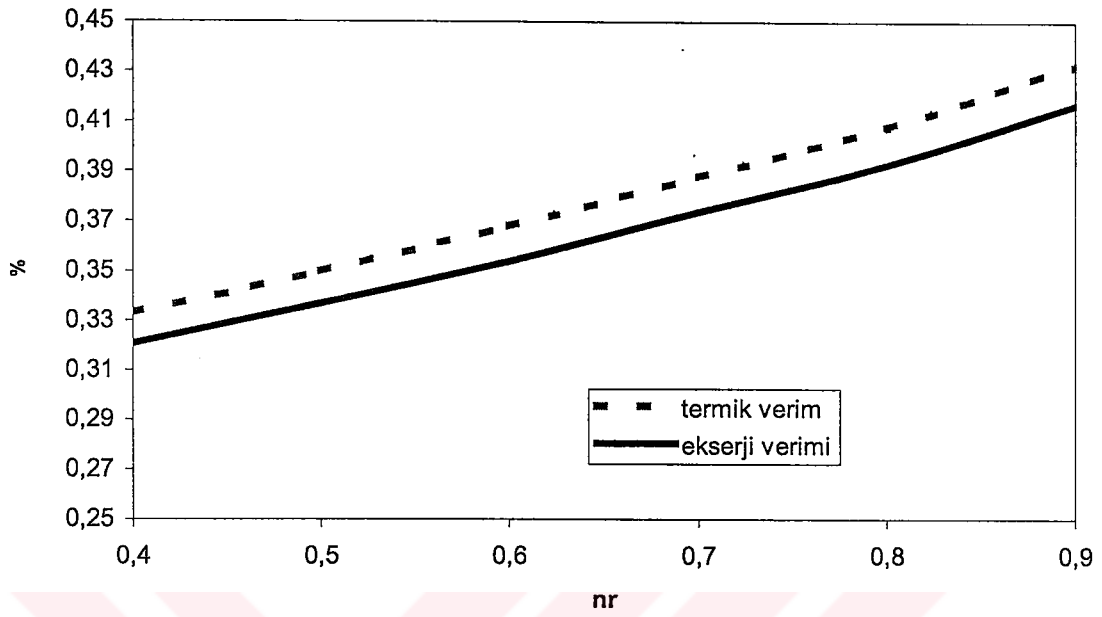


Şekil 6.13 Basınç oranı ile termik verim değişimi

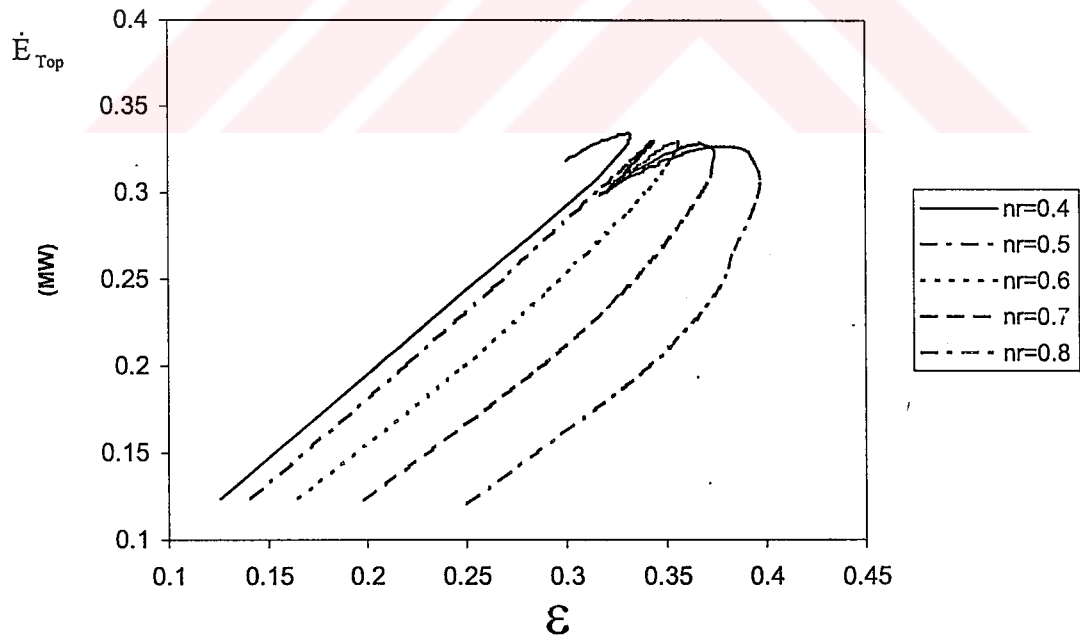


Şekil 6.14 Basınç oranı ile ekserji verimi değişimi

Regeneratör verimi arttıkça termik ve ekserji verimi artmaktadır (Şekil 6.13 ve 6.14). Basınç oranı 10 alınarak regeneratör verimi değiştirilirse bu artış daha net görülmektedir (Şekil 6.15).



Şekil 6.15 Regeneratör verimi ile termik ve ekserji verimleri değişimi

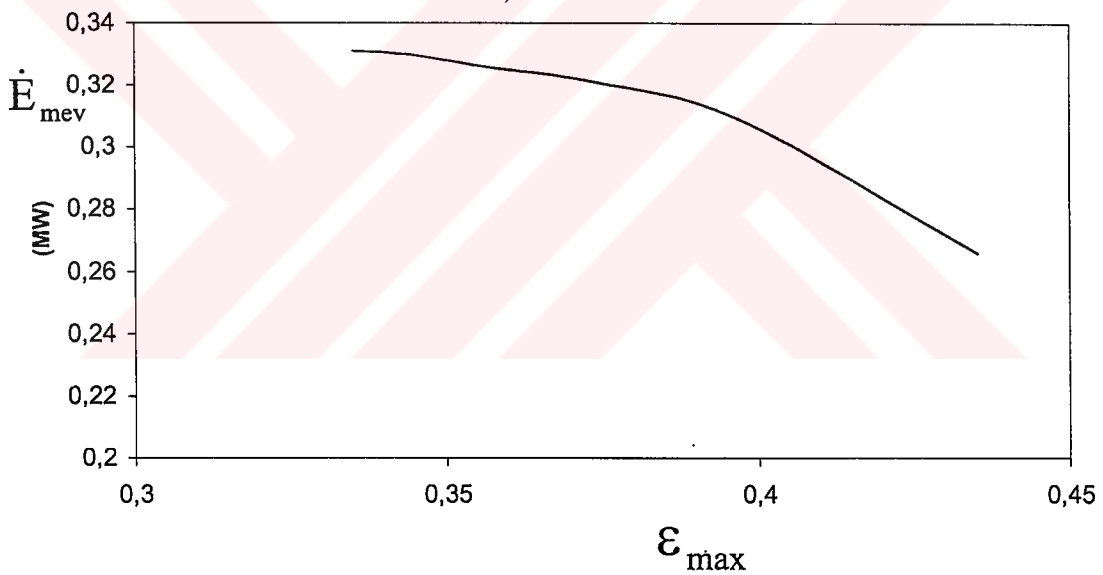


Şekil 6.16 Ekserji verimi ile toplam ekserji değişimi

Regeneratör verimi arttıkça toplam ekserji değişmemekte fakat, ekserji verimi artmaktadır. Toplam ekserjiyi maksimum yapan basınç oranı ile ekserji verimini maksimum yapan basınç oranı aynı değildir (Şekil 6.16). Maksimum ekserji verimi ($\epsilon_{\max}$) için toplam ekserji ($\dot{E}_{\text{mev}}$) ve basınç oranı çizelgede verilmiştir.

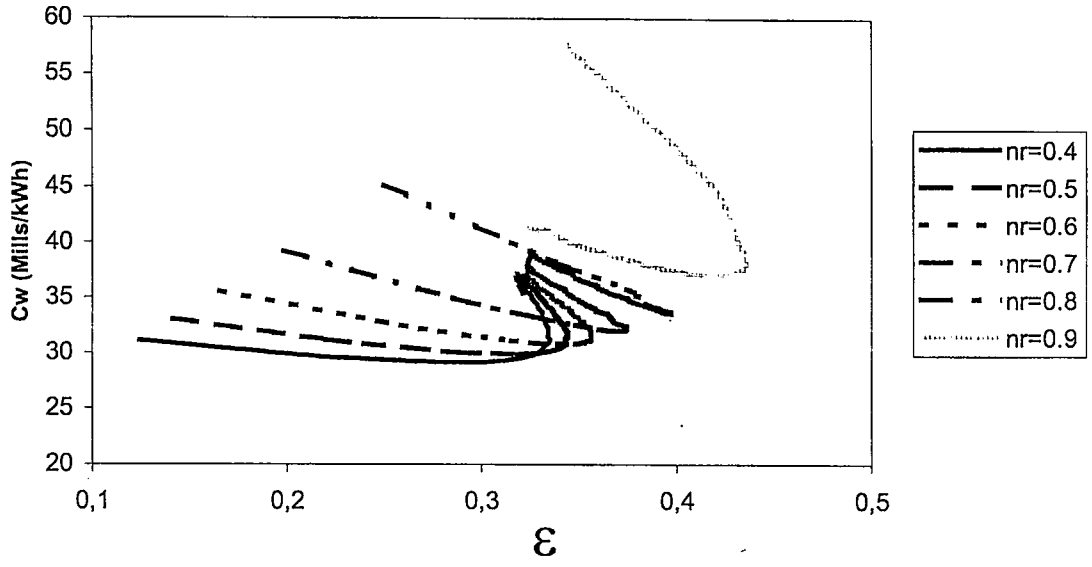
Çizelge 6.2 Maksimum ekserji verimi için toplam ekserji ve basınç oranı değişimi

nr	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9
$\epsilon_{\max}$	0.335	0.344	0.356	0.374	0.397	0.435
$\dot{E}_{\text{mev}}$	0.331	0.33	0.326	0.321	0.309	0.266
Prc	16	15	11	10	8	5

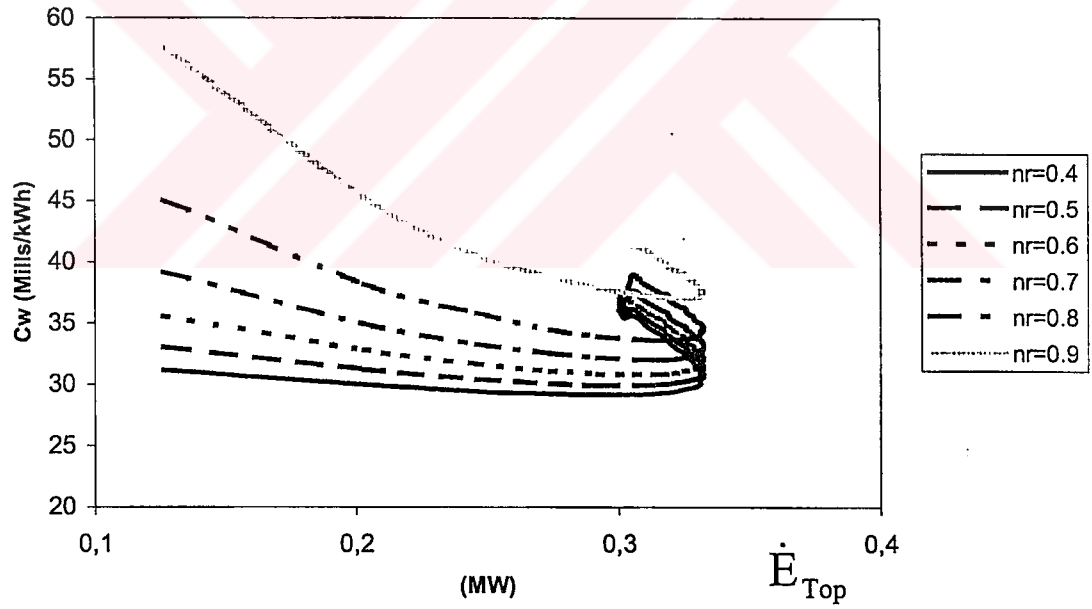


Şekil 6.17 Maksimum ekserji verimi için toplam ekserji değişimi

Çeşitli regeneratör verimleri için birim ekserji maliyeti değişimi incelenmiştir. Burada Regeneratör verimi artarken, ekserji verimi artmakta fakat birim ekserji maliyeti de artmaktadır (Şekil 6.18).



Şekil 6.18 Ekserji verimi ile birim ekserji maliyeti değişimi



Şekil 6.19 Toplam ekserji ile birim ekserji maliyeti değişimi

Regeneratör verimi artışı maliyeti hızla artırmaktadır (Şekil 6.18 ve 6.19). Ekserji veriminin maksimum olması için basınç oranının 5, regeneratör veriminin ise 0.9 olması gerekmektedir.

olup, bu durumda toplam ekserji 0.266 MW, birim ekserji maliyeti 38.84 mills/kWh olmaktadır (Şekil 6.18). Birim ekserji maliyetinin minimum olması için basınç oranı 6, regeneratör verimi 0.4 olmalıdır. Bu durumda toplam ekserji 0.292 MW, ekserji verimi 0.285 olmaktadır.

Çizelge 6.3 Optimum değerler

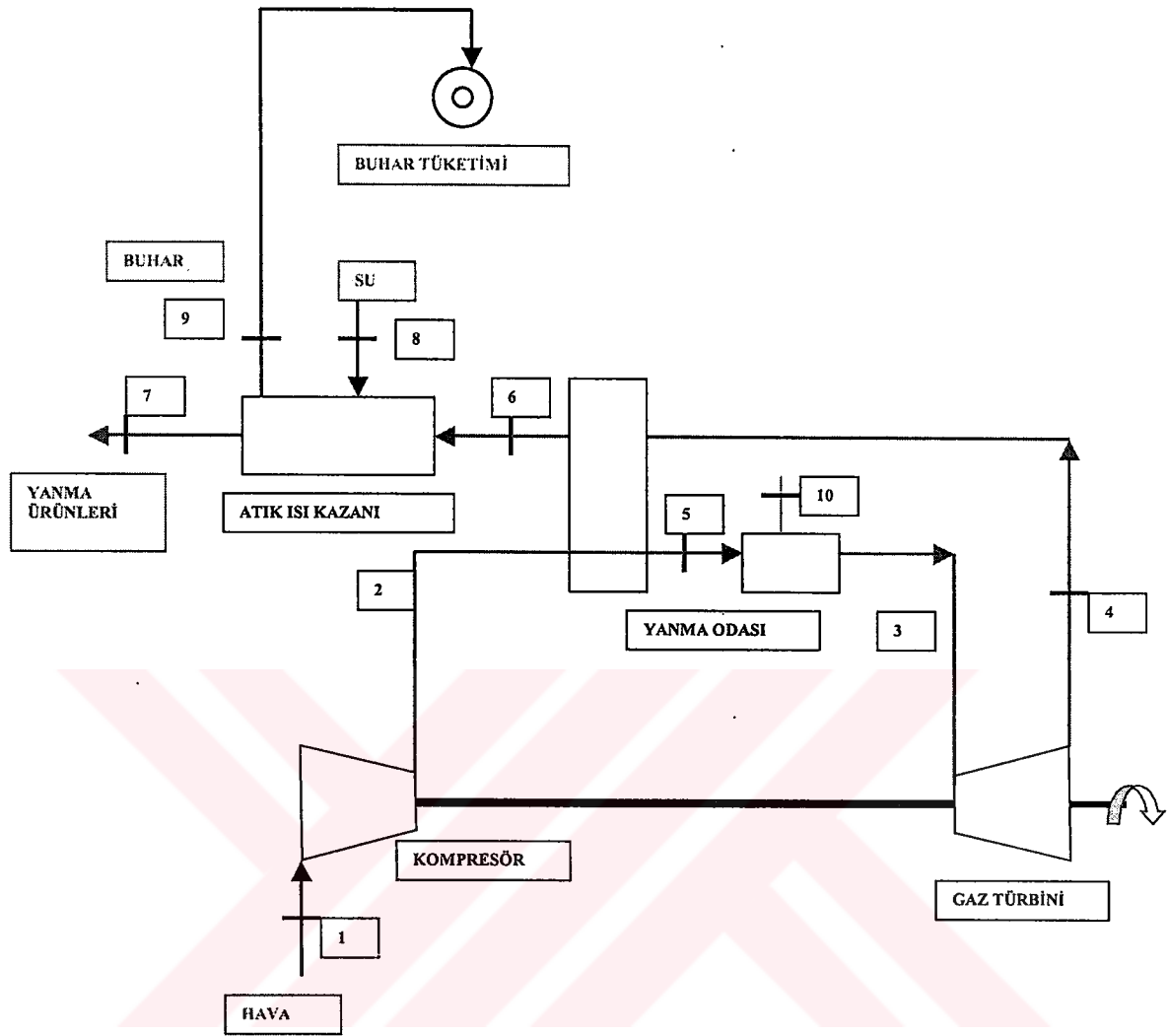
	Prc	nr	ε	$\dot{E}_{Top}$	Cw
Cw _{min} şartları	6	0.4	0.285	0.292	29.183
ε_{max} şartları	5	0.9	0.435	0.266	38.84

6.3 Kojenerasyon tesisi

Regeneratörlü tesise atık ısı kazanı eklenmesi ile kojenerasyon tesisi elde edilir. Amaç, egzoz gazlarının sahip olduğu ekserjiyi değerlendirerek ikinci bir ürün olarak buhar elde etmektir. Böylece tesisin ekserji verimi artmakta aynı zamanda ekonomik değeri olan buhar üretilmektedir. Fakat bu ikinci ürünün maliyetinin belirlenmesi oldukça zordur. Bu iki ürün arasında maliyet dağılımı yapmak için ekserji maliyet yöntemi çok uygundur. Çünkü her ikisine de ekserji açısından bakıldığında mukayese mümkündür. Bu bölümde, hem elektrik hem de buharın birim ekserji maliyetleri formülize edilerek hesaplanacaktır. Ayrıca, ikisinin ağırlıklı ortalaması olacak şekilde ortalama maliyet tanımlanarak değeri bulunacaktır.

Analizde basınç oranı, regeneratör verimi, atık ısı kazanındaki minimum sıcaklık farkı (DT_p) parametre alınarak, birim ekserji maliyetini minimum yapan optimum değerleri belirlenmiştir. Kompresör basınç oranı ikiden otuza, regeneratör verimi 0.4 den 0.9'a, minimum sıcaklık farkı 10 dan 90'a kadar değiştirilerek, birim ekserji maliyetine etkileri incelenmiştir.

Tesisin yanma odası çıkış sıcaklığı (maksimum sıcaklığı) 1500 K, kompresör ve türbin izentropik verimleri 0.86 alınmıştır. Regeneratörlü tesis için yapılan kabuller aynen alınmış ve sadece ilave edilen atık ısı kazanından kaynaklanan farklılıklar bu bölümde verilmiştir.

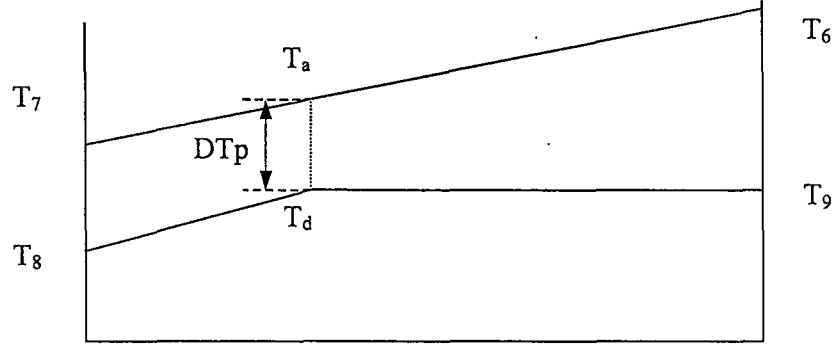


Şekil 6.20 Kojenerasyon tesisi

6.3.1 Termodinamik Analiz

Tesisin atık ısı kazanı haricindeki komponentlere ait noktaların termodinamik şartları, regeneratörlü tesis için yapılan hesaplarla aynı şekilde bulunabilir. Atık ısı kazanına giren egzoz gazı şartları bilinmektedir. Kazanda %5 basınç kaybı kabul edilmiştir. Çevre şartlarında kazana giren sudan doymuş kuru buhar elde edilmektedir. Elde edilen buharın 20 bar basınçta olduğu kabul edildiğinde, bu basınca karşılık doyma sıcaklığı (T_d) bulunabilir. Minimum

sıcaklık farkı (DT_p) bu değere ilave edilerek T_a sıcaklığı hesaplanabilir.



Şekil 6.21 Atık ısı kazanı sıcaklık diyagramı



Şekil 6.22 Atık ısı kazanı

$$T_a = T_d + DT_p \quad (6.51)$$

Buhar kütlesi, T_a sıcaklığına bağlı olarak yazılan enerji dengesi ile bulunur.

$$m_b = \frac{(m_a + m_y)(h_6 - h_a)}{h_9 - h_f} \quad (6.52)$$

9 noktası, 20 bar basınçta doymuş kuru buhar ve 8 noktası çevre şartlarında suyun atık ısı kazanına giriş şartlarıdır.

Atık ısı kazanında enerji dengesi yazılarak, egzoz gazlarının atık ısı kazanından çıkış şartları (7 noktası) bulunur.

$$0 = Q - W + n_a(h_6 - h_7) + m_b(h_8 - h_9) \quad (6.53)$$

6.3.2 Ekserji Analizi

Tesisin 6 noktasına kadar bütün noktalarına ait ekserji değerleri önceki bölümlerde hesaplanmıştı.

7 noktası: egzoz gazı şartlarında ve sıcaklığı da bilindiği için ekserjisi hesaplanabilir.

6.3.2.1 Su Şartları

Sistemden elde edilen buhar 20 bar basınçtır. Bu basınç için doymuş kuru buhar tablolarından h_9 ve s_9 , çevre için ise h_0 ve s_0 değerleri alınmıştır.

$$E_9^f = \dot{m}_9 [h_9 - h_0 - T_0 (s_9 - s_0)] \quad (6.54)$$

9 noktası : Bu noktanın kimyasal ekserjisi için suyun standart kimyasal ekserji değeri tablolardan alınır.

$$E_9^{Kim} = \dot{m}_9 \frac{e_9^{Kim}}{M_s} \quad (6.55)$$

8 noktası : Bu nokta için de benzer hesap tarzı ile fiziksel ve kimyasal ekserji değerleri hesaplanır. Bu noktadaki entalpi değeri 6.56 numaralı denklemden bulunur.

$$h_8 = [h_{f_{298}} + v_{f_{298}} (P_{20} - P_{(T=298)})] \quad (6.56)$$

6.3.2.2 Ekserji Verimi

Tesiste çift ürün üretildiği için, ekserji verimi yazılırken buharın ekserjisi de toplam ekserjiye dahil edilmelidir.

$$\dot{E}_{Top} = \dot{W}_{Net} + (\dot{E}_9 - \dot{E}_8) \quad (6.57)$$

Böylece tesisin ekserji verimi 6.58 denklemi ile hesaplanır.

$$\varepsilon = \frac{\dot{E}_{Top}}{\dot{E}_{10}} \quad (6.58)$$

6.3.3 Maliyet Analizi

Tesise sadece atık ısı kazanı ilave edilmiştir. Diğer komponentlerin ekserji maliyetleri daha önceki bölümlerde verilmişti.

6.3.3.1 Atık Isı Kazanı

Atık ısı kazanına sıcak akışkan olarak egzoz gazları, soğuk akışkan olarak çevreden alınan su girip, buhar elde edilmektedir.

Su, çevreden alındığı için maliyeti ihmal edilmiştir. Ayrıca giren ve çıkan egzoz gazlarının maliyeti de eşit alınmıştır.

$$c_8 = 0$$

$$\frac{\dot{M}_7}{\dot{E}_7} = \frac{\dot{M}_6}{\dot{E}_6} \quad (6.59)$$

$$c_6 \dot{E}_6 + c_8 \dot{E}_8 + K_A = c_7 \dot{E}_7 + c_9 \dot{E}_9 \quad (6.60)$$

$$c_9 = \frac{K_A + \dot{M}_6 \left(1 - \frac{\dot{E}_7}{\dot{E}_6} \right)}{\dot{E}_9} \quad (6.61)$$

6.3.3.2 Ürün Maliyetleri

Kojenerasyon tesisinde hem elektrik hem de buhar üretilmektedir. Bu iki ürünün maliyeti birbirinden farklıdır. Fakat hangi ürünün maliyetinin nasıl olması gerektiğini tespit etmek çok güçtür. Toplam maliyetin ürünlere dağıtılmasında ekserji maliyeti kavramı ön plana çıkmaktadır. Ekserji maliyeti açısından bakıldığında iki üründe aynı birime getirilmiş olur. Böylece, komponentler için yazılan denklem sistemlerinin çözülmesiyle, birim ürün maliyetleri belirlehir.

Elektrik için birim ürün maliyeti 6.62 denkleminde, buhar için birim ürün maliyeti 6.63 denkleminde hesaplanabilir.

$$C_w = \frac{\left(\frac{1}{\dot{E}_T} \right) \left[K_R + K_C + K_Y + c_y \dot{E}_{10} + K_T \left(\frac{\dot{E}_6 + \dot{E}_3 - \dot{E}_4}{\dot{E}_3 - \dot{E}_4} \right) \right]}{\left(\frac{\dot{E}_K + \dot{E}_T}{\dot{E}_T} \right) \left(\frac{\dot{E}_6 + \dot{E}_3 - \dot{E}_4}{\dot{E}_3 - \dot{E}_4} \right)} \quad (6.62)$$

$$C_b = \frac{(C_w \dot{E}_T) \left(\left[\frac{\dot{E}_T + \dot{E}_K}{\dot{E}_T} \right] - K_T \right) \left(\frac{\dot{E}_6 - \dot{E}_7}{\dot{E}_3 - \dot{E}_4} \right) + K_A}{\dot{E}_9} \quad (6.63)$$

Ürünlerin sahip oldukları ekserjilere göre ağırlıklı ortalamaları alınarak ortalama maliyet hesaplanabilir.

$$C_o = \frac{\dot{E}_T C_w + (\dot{E}_9 - \dot{E}_8) C_b}{\dot{E}_{Top}} \quad (6.64)$$

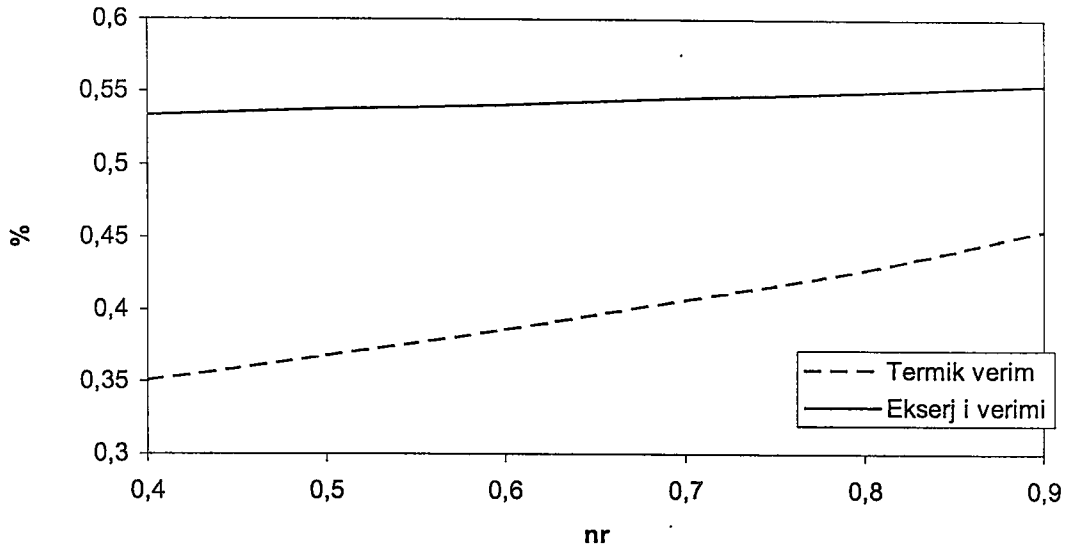
6.3.4 Ekserjoekonomik Değerlendirme

Kojenerasyon tesisine yapılan ekserjoekonomik analizde; basınç oranı ikiden otuza, regeneratör verimi 0.4'den 0.9'a, minimum sıcaklık farkı 10'dan 90'a kadar değiştirilmiş ve tesisin toplam ekserjisi, ekserji verimi ve ürün maliyetleri üzerine etkileri incelenerek maliyeti minimum yapan optimum basınç oranı, regeneratör verimi ve minimum sıcaklık farkı belirlenmiştir.

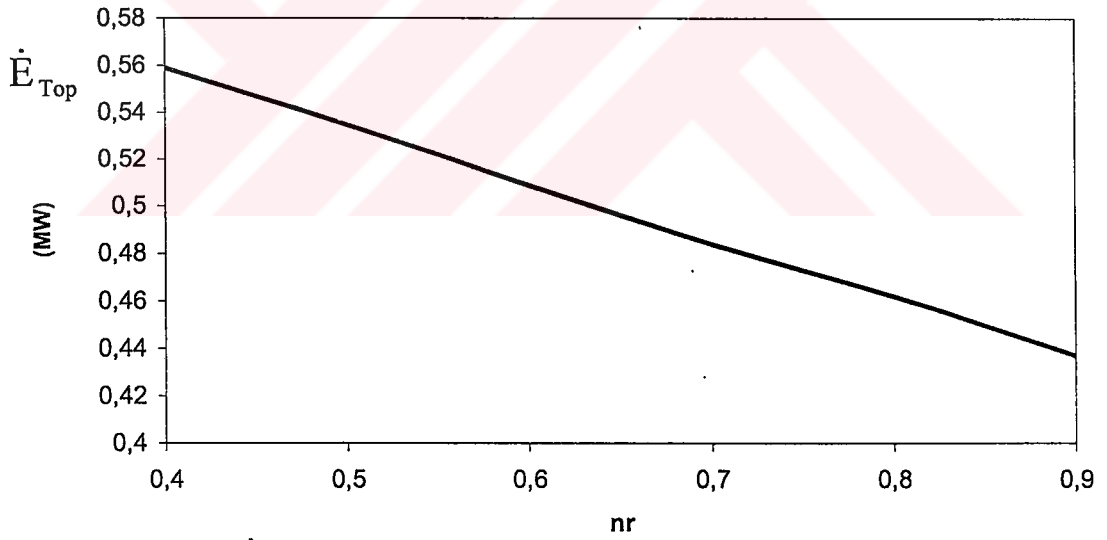
Analizde öncelikli olarak, sabit basınç oranında ($Prc=10$) ve sabit sıcaklık farkında ($DTp=10$) regeneratör verimi ile termik ve ekserji verimlerinin, toplam ekserjinin ve güç/ısı oranının değişimleri incelenmiştir.

Regeneratör verimi arttıkça termik verim hızla artarken, ekserji verimindeki artış daha yavaş olmaktadır (Şekil 6.23). Dolayısıyla, regeneratör veriminin ekserji verimine etkisi çok fazla olmamaktadır.

Regeneratör verimindeki artış, toplam ekserji değerini azaltmaktadır (Şekil 6.24). Bunun sebebi, egzoz gazlarının ekserjisinin regeneratörde havayı ısıtmak için harcanmasıyla, atık ısı kazanına giren egzoz gazlarının ekserjisinin azalmasıdır. Dolayısıyla, regeneratör verimi toplam ekserji değerine azaltıcı etki yapmaktadır.



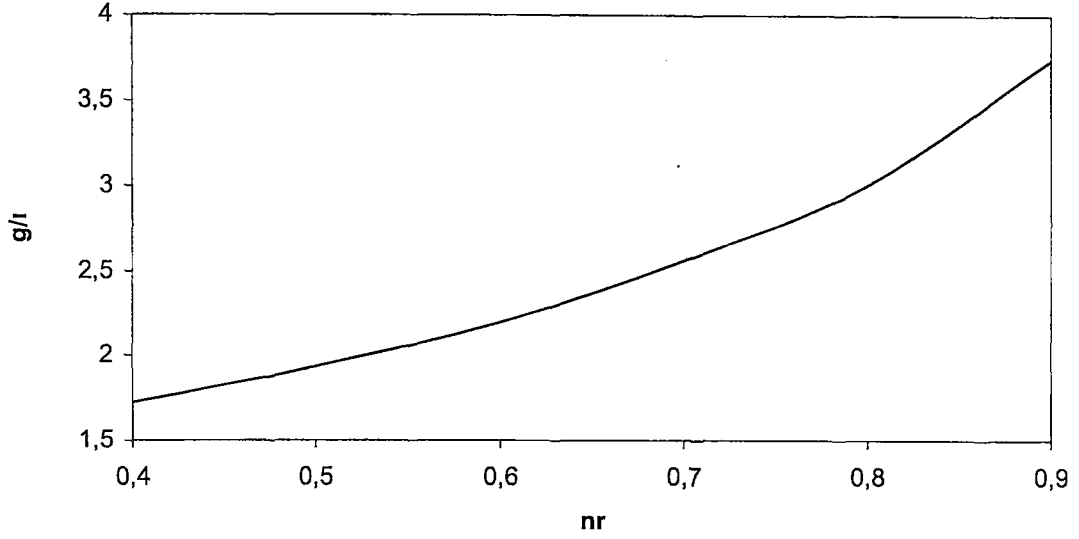
Şekil 6.23 Regeneratör verimi ile termik ve ekserji verimleri değişimi



Şekil 6.24 Regeneratör verimi ile toplam ekserji değişimi

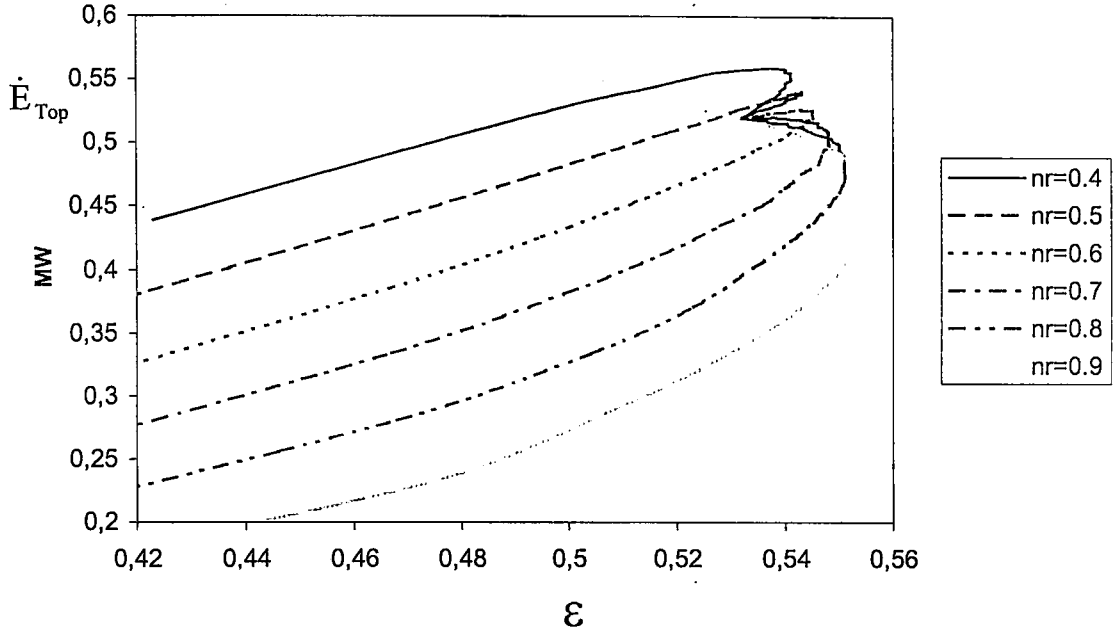
Regeneratör verimi arttıkça güç/ısı oranı da hızla artmaktadır (Şekil 6.25). Bunun sebebi, egzoz gazlarının ekserjisinin regeneratörde kullanımının artması ve dolayısıyla daha az buhar üretilmesidir. Sonuç olarak tesisten elde edilen güç sabit olmasına rağmen, ısıdaki azalma

güç/ısı oranını artırmaktadır.



Şekil 6.25 Regeneratör verimi ile güç/ısı oranı değişimi

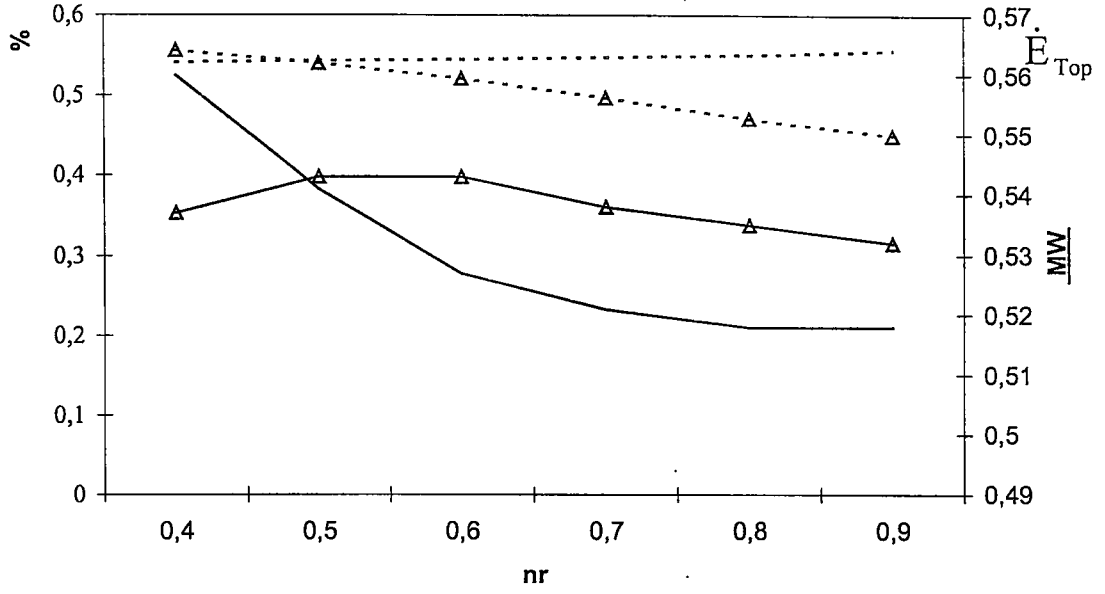
Minimum sıcaklık farkı ($DT_p=10$) sabit ve basınç oranı değiştirilerek, çeşitli regeneratör verimleri için ekserji verimi- toplam ekserji ilişkisi incelenmiştir (Şekil 6.26). Regeneratör verimi artarken toplam ekserji azalmakta ve ekserji verimi artmakta olduğu için, aynı noktada kesişen eğriler elde edilmiştir. Kesiştikleri nokta basınç oranının 30 olduğu noktadır. Dolayısıyla, basınç oranı 30 olduğunda regeneratörün sisteme hiç etkisi kalmamaktadır. Bunun sebebi basınç oranı artışına bağlı olarak artan regeneratör hava tarafı giriş sıcaklığının, egzoz tarafı giriş sıcaklığının üzerine çıkmasıdır. Ayrıca, bu eğrilerde toplam ekserjiyi maksimum yapan basınç oranı ile ekserji verimini maksimum yapan basınç oranı değeri birbirinden farklıdır. Çalışma şartlarında veya dizaynda amaca göre bu değerlerden biri alınabilir.



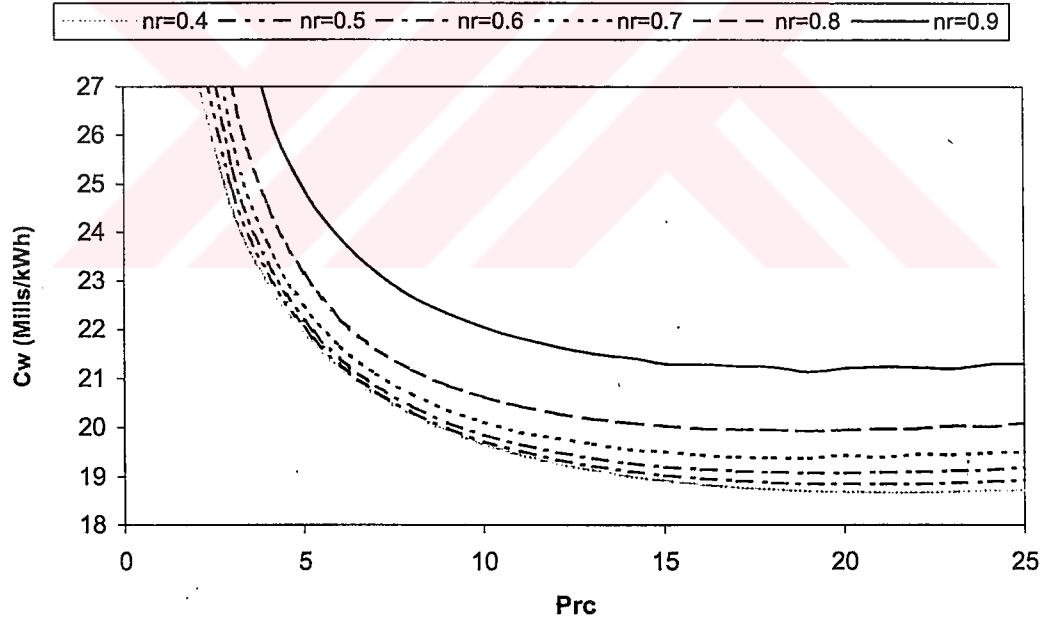
Şekil 6.26 Çeşitli regeneratör verimleri için ekserji verimi ile toplam ekserji değişimi

Değişik regeneratör verimleri için, ekserji veriminin maksimum olduğu basınç oranındaki toplam ekserji ($\dot{E}_{mev}$) değerleri elde edilerek, Şekil 6.27 çizilmiştir. Şekilde kesikli çizgiler ekserji verimini, düz çizgiler toplam ekserji değerini ifade etmektedir. Böylece, regeneratör verimi için maksimum ekserji veriminde elde edilebilecek toplam ekserji okunabilmektedir. Aynı Şekilde, maksimum toplam ekserji için elde edilebilecek ekserji verimleri bulunmuş ve üzerinde üçgen olan eğrilerle bu ifade edilmiştir. Bu sayede, üzeri üçgenli düz çizgi ile ifade edilen maksimum toplam ekserji için elde edilebilecek ekserji verimi, her regeneratör verimi için belirlenebilmektedir.

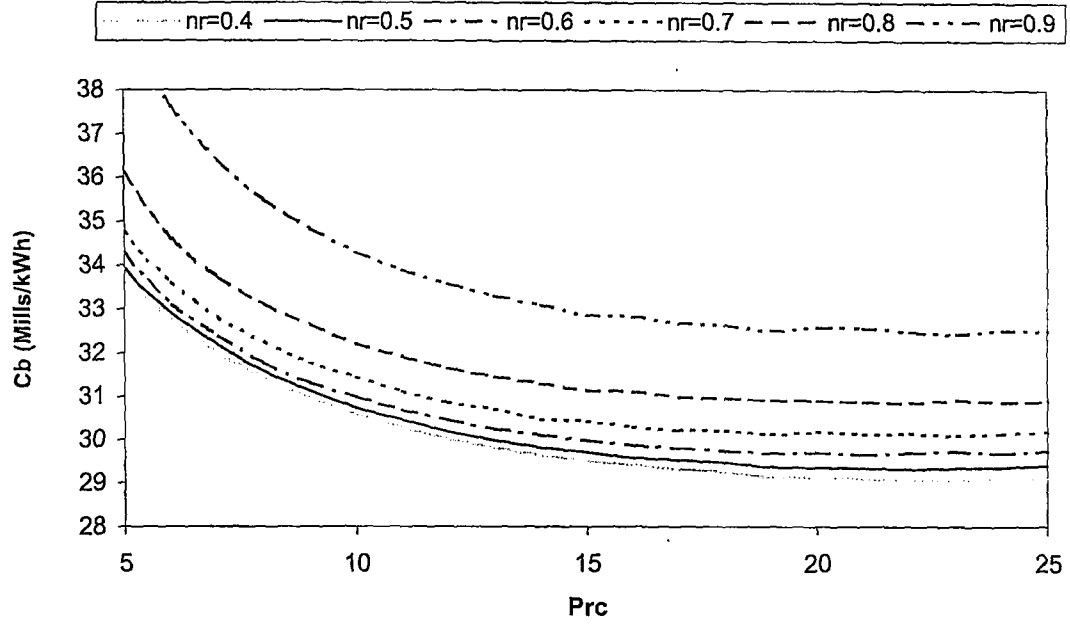
Maliyet açısından bakıldığında, ürünlerin birim ekserji maliyetlerini minimum yapan basınç oranı ekserji verimini ve toplam ekserjiyi maksimum yapan değerden daha farklıdır. $DTp = 10$ alınarak, çeşitli regeneratör verimleri için ürünlerin birim ekserji maliyetleri incelenmiştir. Regeneratör verimi arttıkça birim elektrik ekserji maliyeti artmaktadır (Şekil 6.28). Fakat, bütün regeneratör verimleri için belirli bir basınç oranında birim maliyet minimumdan geçmektedir.



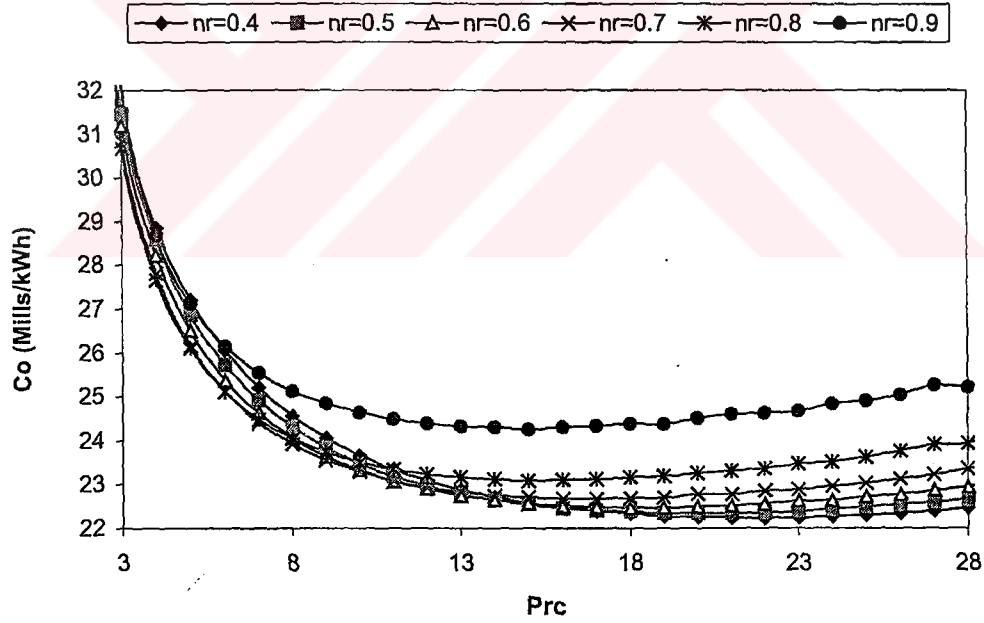
Şekil 6.27 Çeşitli regeneratör verimleri için maksimum ekserji-toplam ekserji ve maksimum toplam ekserji-ekserji verimi değişimi



Şekil 6.28 Çeşitli regeneratör verimleri için basınç oranı ile birim elektrik ekserji maliyeti



Şekil 6.29 Çeşitli regeneratör verimleri için basınç oranı ile birim buhar ekserji maliyeti değişimi

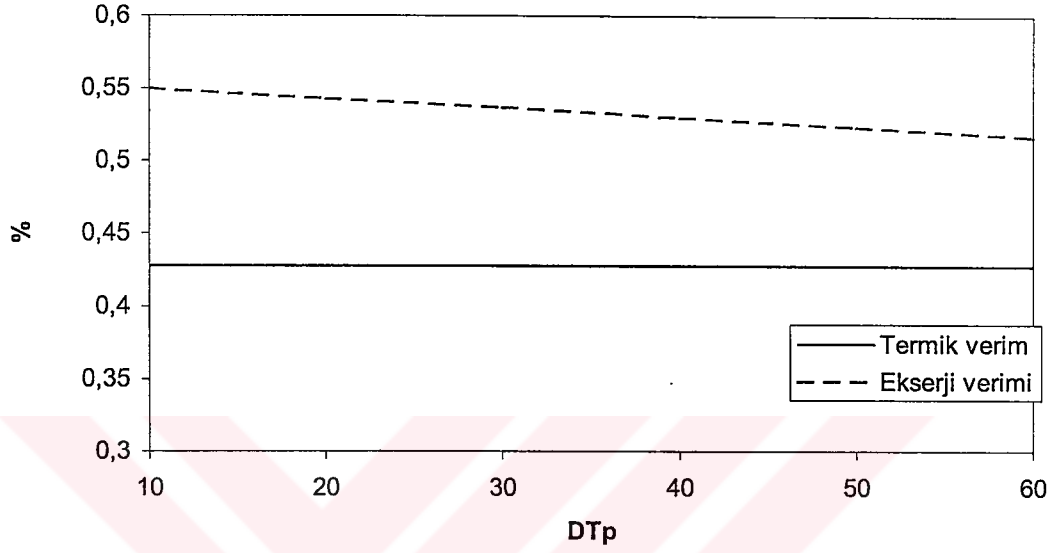


Şekil 6.30 Çeşitli regeneratör verimi için basınç oranı ile ortalama birim maliyet değişimi

Regeneratör verimi arttıkça, birim buhar ekserji maliyeti artmaktadır (Şekil 6.29). Bütün regeneratör verimleri için birim buhar ekserji maliyetini minimum yapan basınç oranı

belirlenebilir. Ortalama maliyet ise, regeneratör verimi ile değişmekte ve belirli bir basınç oranında bütün regeneratör verimleri için minimum noktadan geçmektedir (Şekil 6.30).

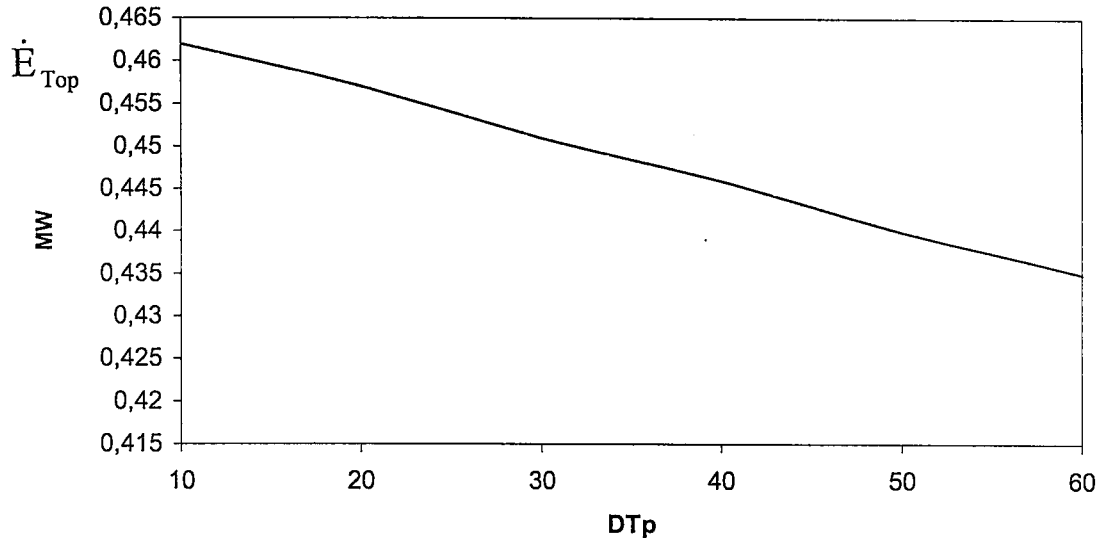
Regeneratör verimi 0.8 ve basınç oranı 10 alınarak çeşitli minimum sıcaklık farkları için inceleme yapılmıştır .



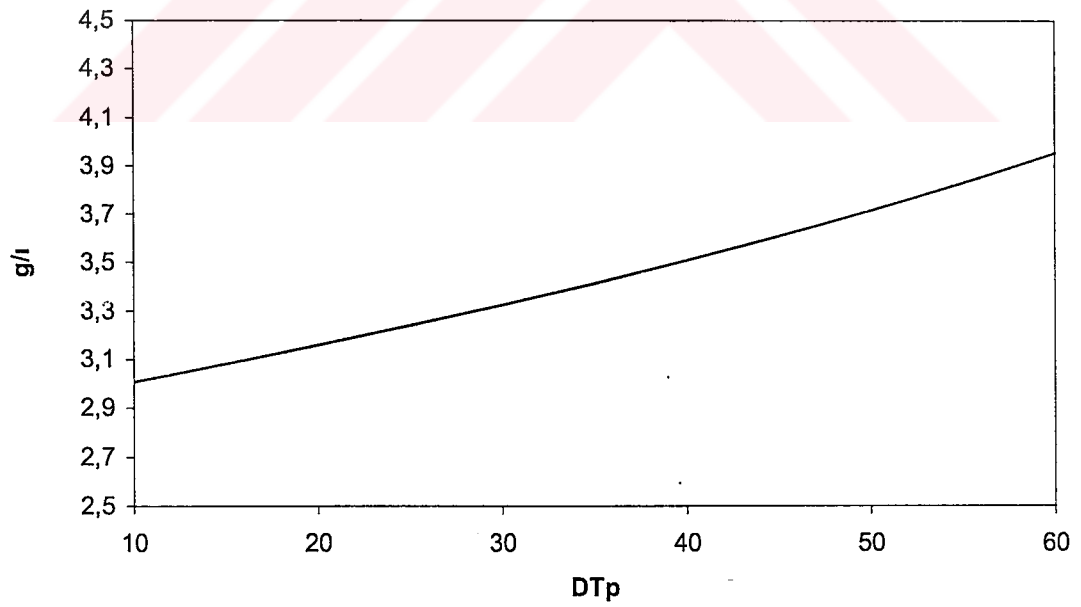
Şekil 6.31 DTp ile termik ve ekserji verimleri değişimi

Minimum sıcaklık farkının artışı ile termik verim değişmezken ekserji verimi azalmaktadır (Şekil 6.31). Bunun sebebi DTp artışına bağlı olarak atık ısı kazanından egzoz gazlarının çıkış sıcaklığı yükselmekte dolayısıyla çevreye atılan ekserji artmaktadır.

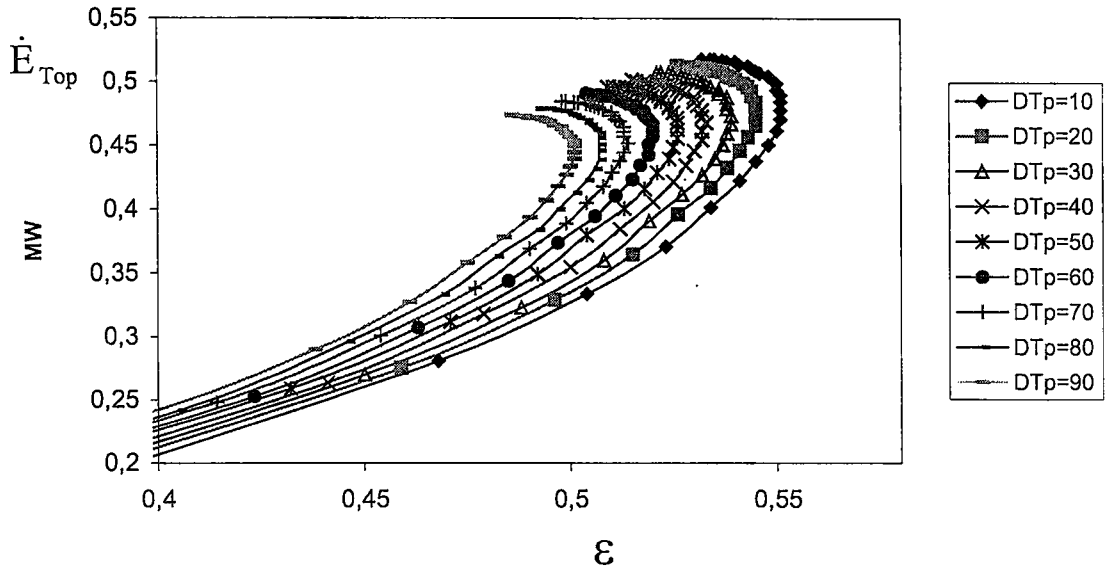
DTp' nin artışı ile toplam ekserji azalmaktadır (Şekil 6.32). Atık ısı kazanında transfer olan enerji azaldığı için egzoz gazları kazanı daha sıcak terk etmekte, dolayısıyla ekserji çevreye atılmaktadır. Tesisin ürettiği buhar azaldığı için, güç/ısı oranı da artmaktadır.



Şekil 6.32 DTp ile toplam ekserji değişimi



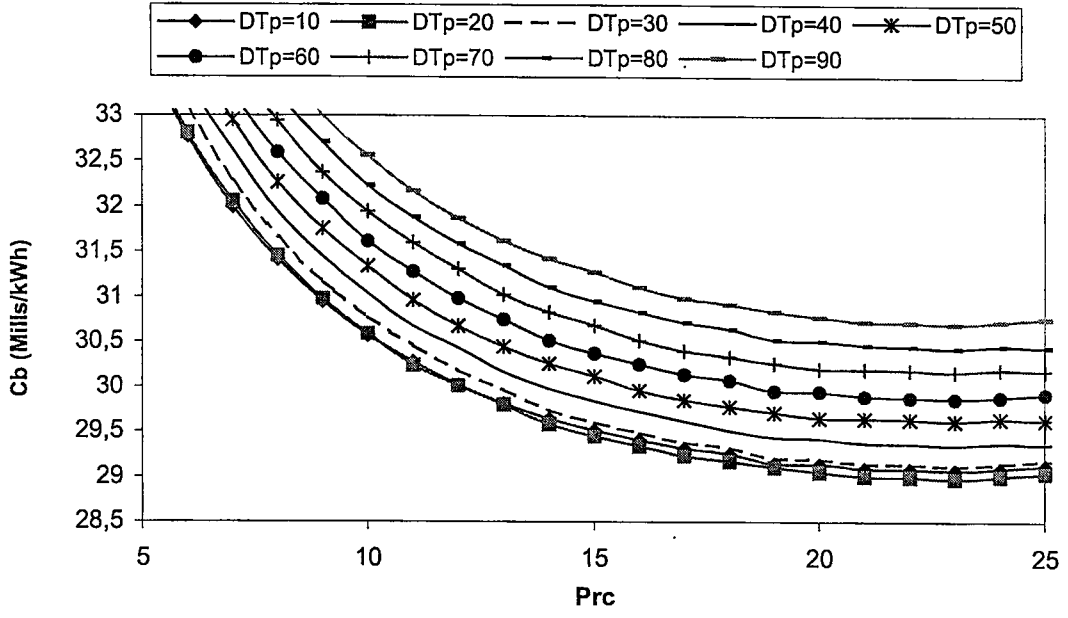
Şekil 6.33 DTp ile güç/ısı oranı değişimi



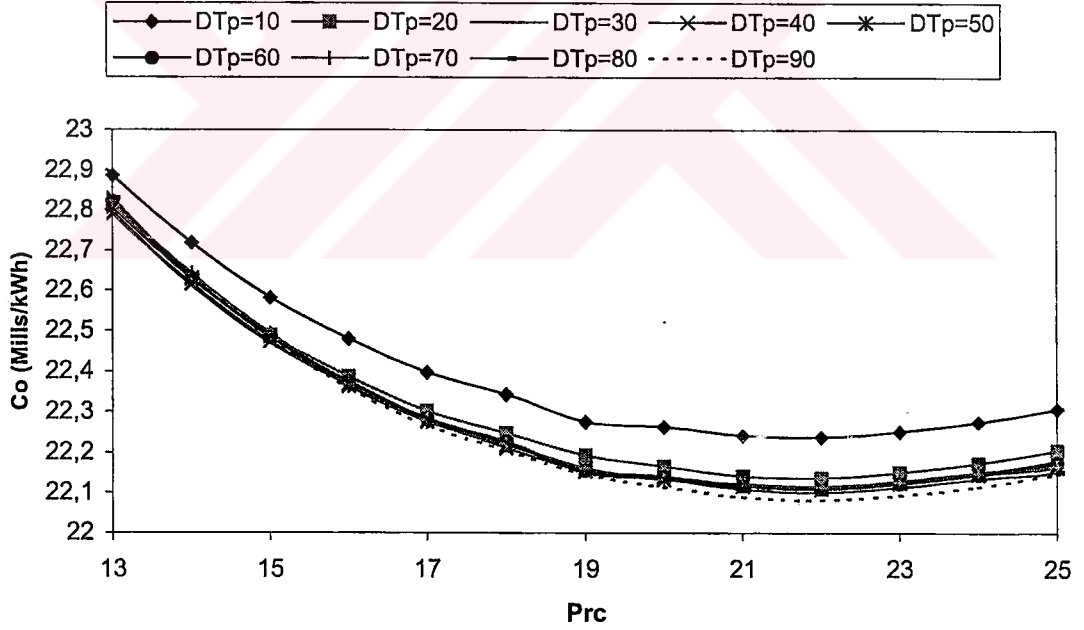
Şekil 6.34 Çeşitli DTp değerleri için ekserji verimi ile toplam ekserji değişimi

Regeneratör verimi 0.8 alınıp, basınç oranı ikiden altmışa kadar değiştirilerek çeşitli DTp değerleri için ekserji verimi toplam ekserji ilişkisi incelenmiş ve buna göre Şekil 6.34 çizilmiştir. DTp değeri arttıkça iç içe eğriler elde edilmiştir. Toplam ekserjiyi maksimum yapan basınç oranı ile ekserji verimini maksimum yapan basınç oranının farklı olduğu bu eğrilerde görülmektedir. Maliyet açısından bakıldığında ise, farklı basınç oranı elde edilmektedir.

Analizde regeneratör verimi 0.4 alınmış ve çeşitli DTp değerleri için basınç oranı 2'den 25'e kadar değiştirilerek, ürün maliyet değişimleri incelenmiştir. DTp değeri elektriğe ait birim ekserji maliyetini değiştirmemektedir. Buhara ait birim ekserji maliyeti ise DTp arttıkça artmakta olup, belli bir basınç oranında minimum değerini almaktadır (Şekil 6.35). Birim buhar ekserji maliyetini minimum yapan DTp değerinin 20, buna karşılık gelen basınç oranının ise 23 olduğu görülmüştür. Ortalama maliyet minimum değerini DTp nin 90 ve basınç oranın 22 olduğu noktada almaktadır (Şekil 6.36).



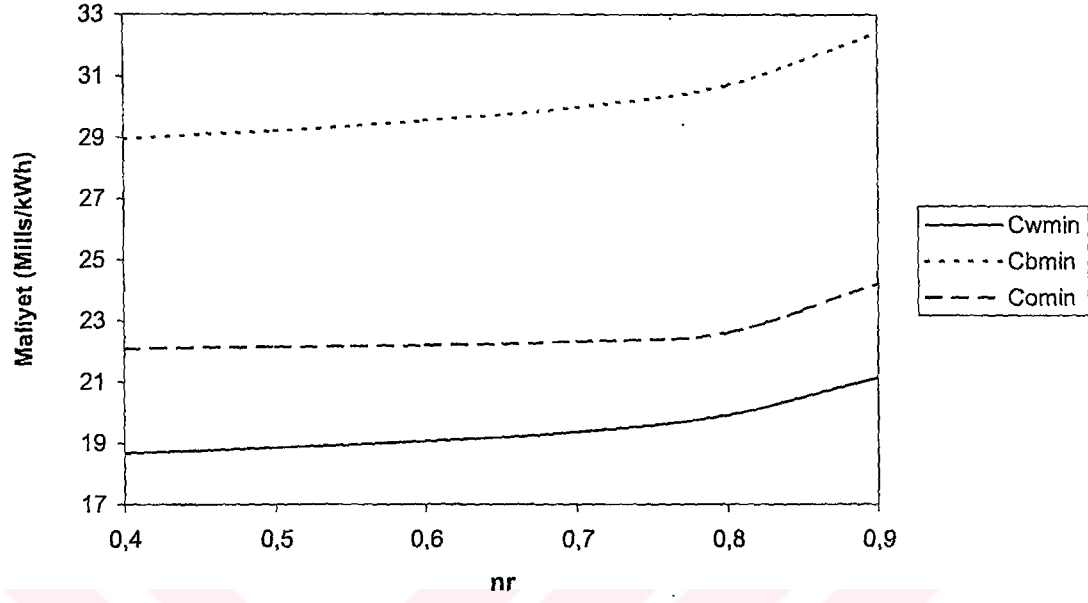
Şekil 6.35 Çeşitli DT_p değerleri için basınç oranı ile birim buhar ekserji maliyeti değişimi



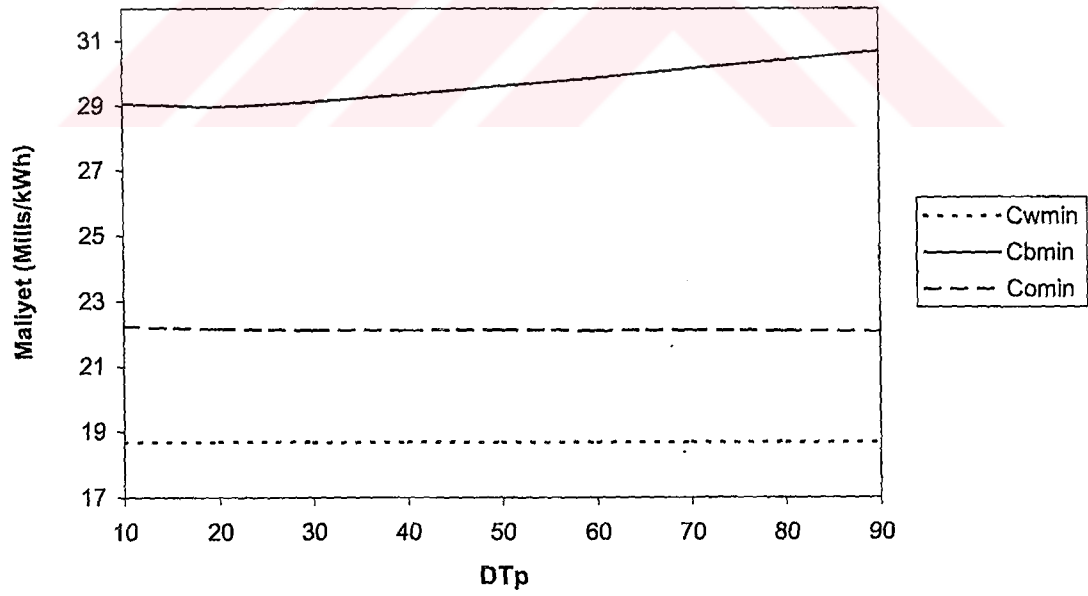
Şekil 6.36 Çeşitli DT_p değerleri için basınç oranı ile ortalama birim ekserji maliyeti değişimi

Analizler sonucunda bütün regeneratör verimleri ve DT_p değerleri değerlendirilip, her birinin minimum maliyet şartını sağlayan değerleri bir eğri üzerine taşınarak regeneratör veriminin ve

DTp 'nin maliyetleri nasıl değiştirdikleri incelenmiştir. Böylece minimum değerlerin minimumları da elde edilmiştir.



Şekil 6.37 Regeneratör verimi ile maliyetlerin minimum değerlerinin değişimi



Şekil 6.38 DTp ile maliyetlerin minimum değerlerinin değişimi

Maliyetlerin minimum değerlerinin regenerator verimi ile değişimi incelendiğinde, regenerator verimindeki artışın bütün maliyetleri artırdığı görülmektedir (Şekil 6.37). Dolayısıyla, regenerator verimi mümkün olduğu kadar küçük alınmalıdır. DTp ile değişim incelendiğinde, birim elektrik ekserji maliyetinin değişmediği, birim buhar ekserji maliyetinin 20' de minimum olup daha sonra arttığı, ortalama maliyetin ise devamlı azaldığı görülmüştür (Şekil 6.38).

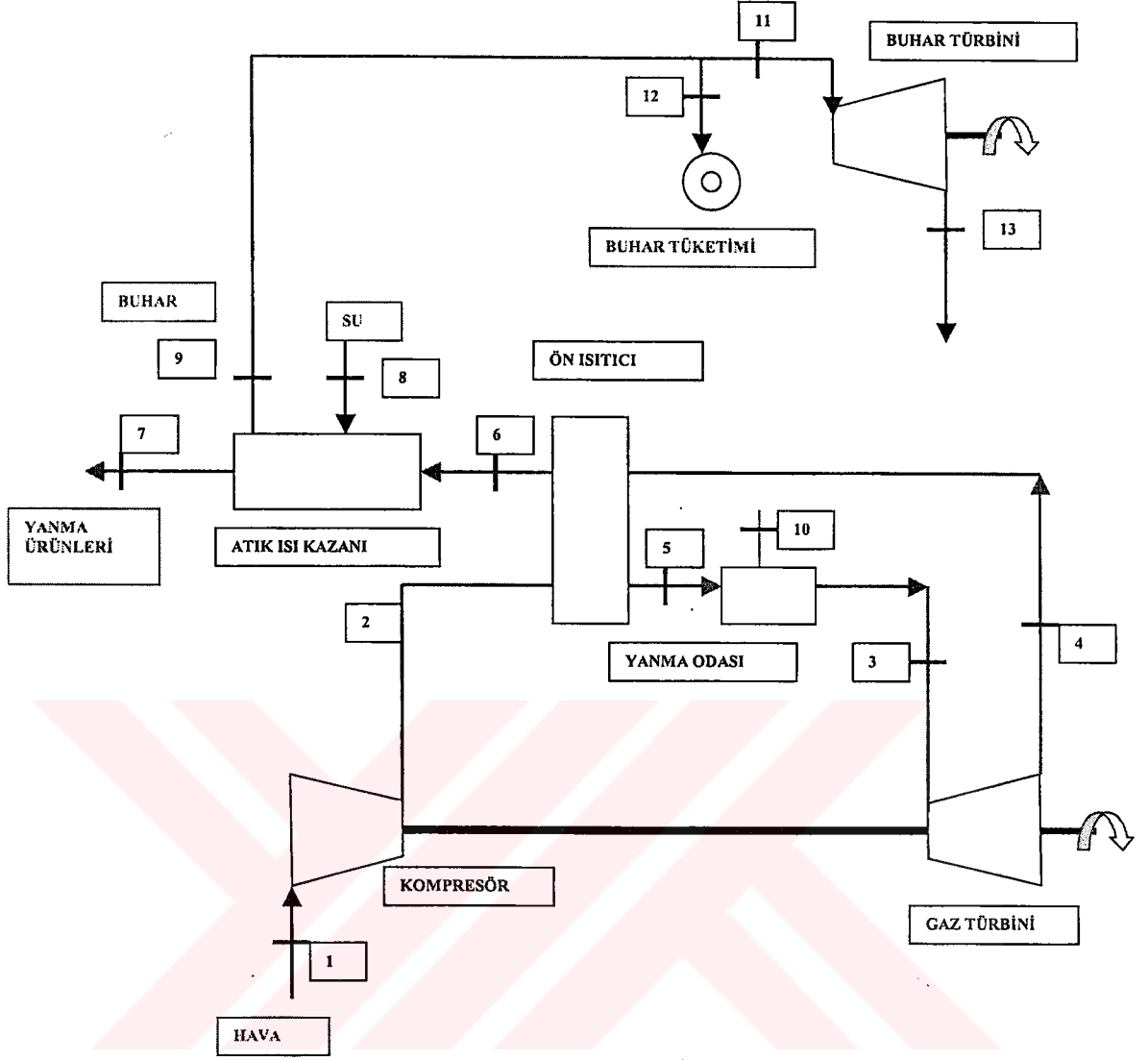
Çizelge 6.4 Optimum değerler

	Prc	nr	DTp	ε	$\dot{E}_{Top}$	g/ı	Güç	Cw	Cb	Co
ε_{max}	11	0.9	10	0.556	0.449	3.539	0.35	21.833	33.89	24.489
$\dot{E}_{Top\ max}$	11	0.4	10	0.537	0.56	1.776	0.358	19.446	30.28	23.349
Cw_{min}	22	0.4	10	0.539	0.54	1.925	0.356	18.682	29.083	22.238
Cb_{min}	23	0.4	20	0.532	0.532	1.977	0.353	18.698	28.98	22.151
Co_{min}	22	0.4	90	0.494	0.496	2.539	0.356	18.682	30.717	22.082

6.4 Kombine Tesis

Kojenerasyon Tesisinden elde edilen buharın bir miktarı ile kondensasyonlu buhar türbini çalıştırılmakta ve ek güç alınmaktadır. Böylece kojenerasyon tesisine, buhar türbini ilave edilerek kombine tesis elde edilmiştir. Burada amaç, proses buharının tamamı kullanılmadığında ek güç elde etmektir. Buhar türbinine gönderilen buhar (m_{b1}) miktarı tesisin çalışma şartlarını değiştirilebilmektedir. Bu sebeple rb buhar oranı tanımlanarak, analizde parametre olarak alınmış ve regenerator verimi, minimum sıcaklık farkı, kompresör basınç oranı parametreleri ile beraber değerlendirilerek analiz yapılmıştır. Analiz neticesinde birim ürün maliyetlerini minimum yapan optimum şartlar tespit edilmiştir.

$$rb = \frac{m_{b1}}{m_b} \quad (6.66)$$



Şekil 6.39 Kombine tesis

6.4.1 Termodinamik Analiz

Tesise buhar türbini ilave edilmiş, diğer bütün komponentler kojenerasyon tesisi ile aynı alınmıştır. Buhar, türbine 9 noktası şartlarında, m_{b1} kütleli debisinde girmekte, türbinden 13 noktası kondensasyon şartlarında çıkmaktadır. Analizde kondensasyon basıncı 0.05 bar, türbin iç verimi 0.85 ve mekanik verimi 0.99 alınmıştır.

9 noktasına ait bütün termodinamik şartlar bir önceki bölümde hesaplanmıştır. 9 noktasındaki

entropi değeri ile 13' noktasındaki entropi değeri birbirine eşit olacaktır. Kondenser basıncına ait s_s ve s_{sb} değerleri de buhar tablolarından elde edilebileceği için bu noktanın kuruluk derecesi (X), denklem 6.67 den hesaplanabilir.

$$s_9 = s_s + Xs_{sb} \quad (6.67)$$

$$h_{13'} = h_s + Xh_{sb} \quad (6.68)$$

$$h_{13} = h_{13'} \eta_i \quad (6.69)$$

$$s_{13} = s_{13'} \eta_i \quad (6.70)$$

Böylece 13 noktasına ait termodinamik şartlar hesaplanarak, buhar türbin gücü Denklem 6.71 den elde edilebilir.

$$\dot{W}_{BT} = \dot{m}_b (rb) \eta_m (h_9 - h_{13}) \quad (6.71)$$

Tesisin termik verimi 6.72 denklemi ile bulunabilir.

$$\eta_{th} = \frac{\dot{W}_{NET} + \dot{W}_{BT}}{\dot{m}_y Hu} \eta_b \quad (6.72)$$

6.4.2 Ekserji Analizi

Kojenerasyon tesisi için yapılan analizde, 9 noktasının ekserjisi hesaplanmıştır.

11 ve 12 noktaları: 9 noktası ile termodinamik şartları aynı olup, sadece kütleleri farklıdır. Dolayısıyla ekserjileri,

$$\dot{E}_{11} = \dot{E}_9 (rb) \quad (6.73)$$

$$\dot{E}_{12} = \dot{E}_9 (1 - rb) \quad (6.74)$$

13 noktası: 8 noktası için yapılan hesaplama tarzı ile ekserjisi hesaplanır.

Tesisin toplam ekserjisi,

$$\dot{E}_{Top} = \dot{W}_{NET} + \dot{W}_{BT} + (\dot{E}_{12} - \dot{E}_8) \quad (6.75)$$

Tesisin ekserji verimi,

$$\varepsilon = \frac{\dot{W}_{NET} + \dot{W}_{BT} + (\dot{E}_{12} - \dot{E}_8)}{\dot{E}_{10}} \quad (6.76)$$

6.4.3 Maliyet Analizi

Kojenerasyon tesisi için buharın ve elektriğin maliyet denklemleri elde edilmişti. Kombine tesiste, sadece buhar türbini ilave edilip ek güç elde edilmiştir. Dolayısıyla buharın maliyeti değişmemiştir. Buhar türbini için ekserjoekonomik denge yazılırsa,

$$c_b \dot{E}_{11} + K_{BT} = c_{13} \dot{E}_{13} + c_{w1} \dot{E}_{BT} \quad (6.77)$$

Buhar türbininden elde edilen ekserji, türbinin gücüne eşittir.

$$\dot{E}_{BT} = \dot{W}_{BT} \quad (6.78)$$

Kondensasyon suyunun ekonomik değeri olmadığı için,

$$c_{13} = 0 \quad (6.79)$$

Dolayısıyla buhar türbininden elde edilen ürün maliyeti,

$$c_{w1} = \frac{c_b \dot{E}_{11} + K_{BT}}{\dot{E}_{BT}} \quad (6.80)$$

Kombine tesiste hem gaz türbininden hem de buhar türbininden ürün elde edildiği için ve buhar türbini sonradan ilave edildiği için iki ayrı ürün maliyeti (buhar türbininden elde edilen için c_{w1} gaz türbininden elde edilen için c_{w2}) vardır. Bu ürünler aynı türden oldukları (ikisi de iş dolayısıyla elektrik) ve tek fiyatının olması gerektiğinden, bu iki maliyetin ağırlıklı ortalaması alınarak, elektrik maliyeti hesaplanmıştır.

$$c_w = \frac{c_{w1} \dot{E}_{BT} + c_{w2} \dot{E}_T}{\dot{E}_{BT} + \dot{E}_T} \quad (6.81)$$

Tesisin ortalama ürün maliyeti,

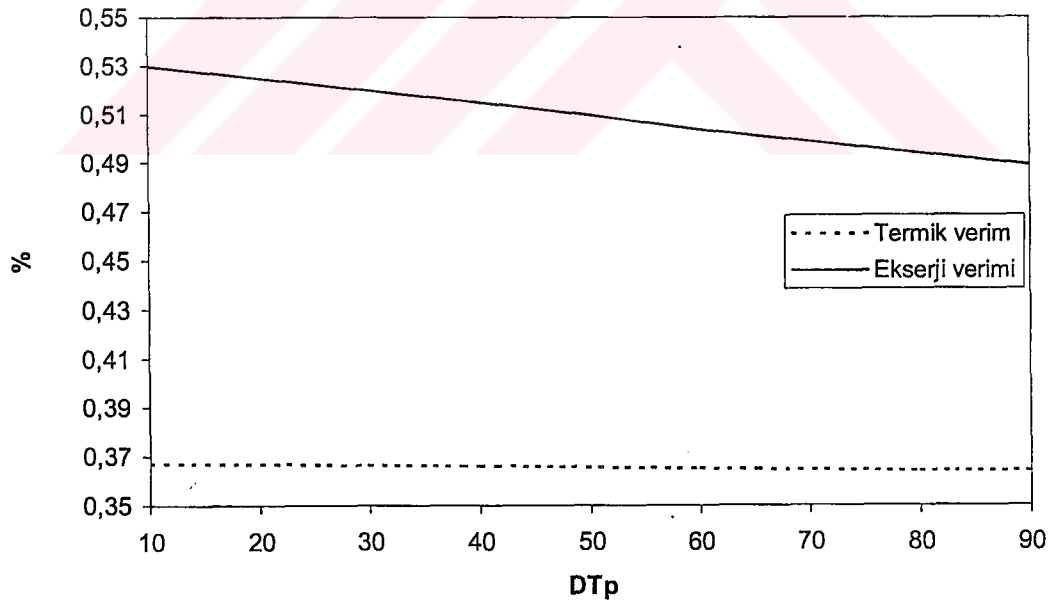
$$c_o = \frac{c_w (\dot{E}_T + \dot{E}_{BT}) + c_b (\dot{E}_{11} - \dot{E}_8)}{\dot{E}_{Top}} \quad (6.82)$$

6.4.4 Ekserjoekonomik Değerlendirme

Kombine tesis analizinde, parametre olarak kompresör basınç oranı, regeneratör verimi, atık

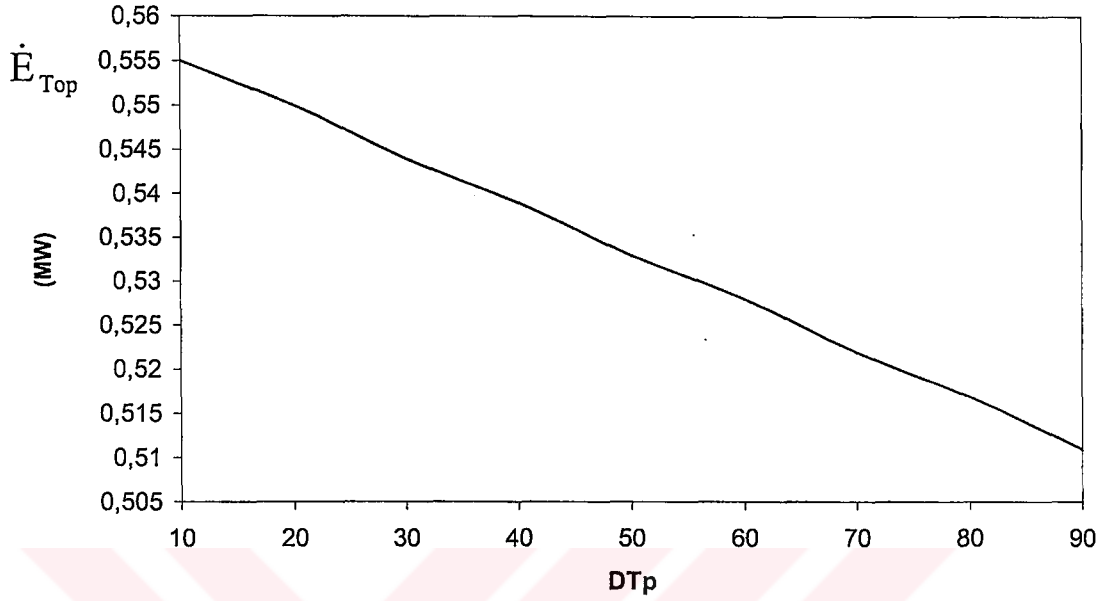
ısı kazanındaki minimum sıcaklık farkı ve buhar oranı alınmıştır. Kompresör basınç oranı 2'den 30'a kadar, regeneratör verimi 0.4'den 0.9'a kadar, minimum sıcaklık farkı 10'dan 90'a kadar ve buhar oranı 0.1'den 0.9'a kadar değiştirilerek minimum ürün maliyetini veren optimum değerleri belirlenmiştir. Parametrelerden üçü sabit tutulup, dördüncüsü değiştirilerek ekserji verimine, toplam ekserjiye, güç/ısı oranına ve ürün maliyetlerine etkileri incelenmiştir. Daha sonra diğer üç parametre sabit alınıp, dördüncü değiştirilerek işlemler tekrarlanmıştır. Bütün bu işlemler sonunda her parametre için minimum maliyetler tespit edilip, en sonunda minimumun minimumları da elde edilerek, bu şartları sağlayan optimum parametre değerleri belirlenmiştir.

Regeneratör verimi 0.4, basınç oranı 10 ve buhar oranı 0.1 alınarak, DT_p 10'dan 90'a kadar değiştirilerek ekserji verimi, toplam ekserji ve güç/ısı oranına etkisi incelenmiştir. DT_p 'nin artışı ile beraber termik verimde çok fazla bir değişme olmamakla beraber, ekserji veriminde azalma meydana gelmektedir (Şekil 6.40). Bunun sebebi üretilen buharın sadece onda birinden buhar türbininde güç elde edilmesi sebebiyle termik verim ifadesindeki buhar türbin gücünün çok küçük olması, ekserji veriminin ise buhar miktarı ile doğru orantılı olmasıdır. Dolayısıyla, DT_p 'nin artışı ile atık ısı kazanında daha az ısı transferi sebebiyle azalan buhar miktarı, termik verimi çok az etkilerken, ekserji verimini daha çok etkilemektedir.

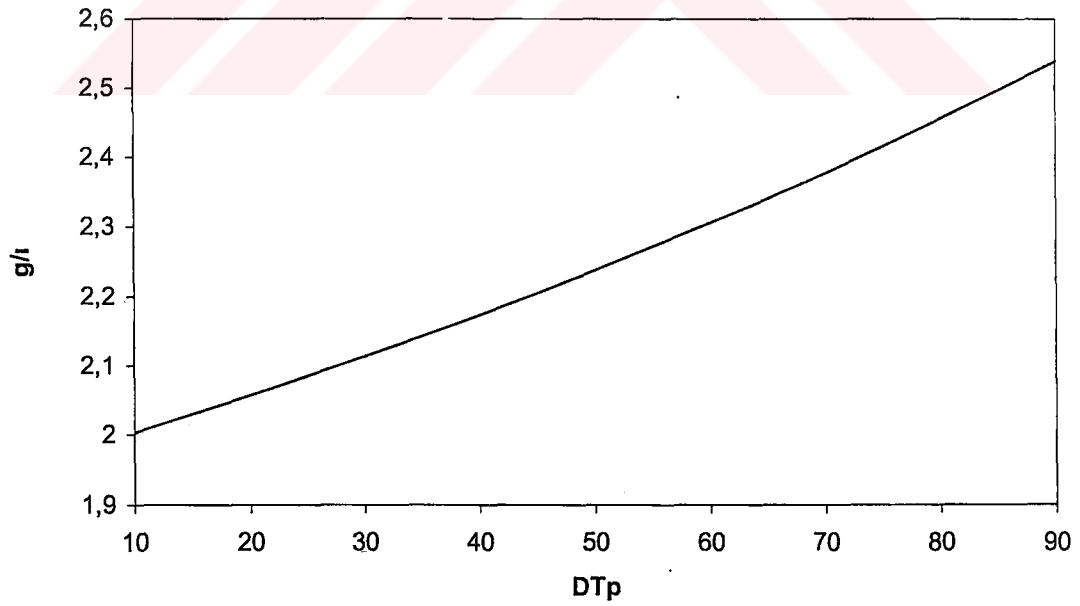


Şekil 6.40 DT_p ile termik ve ekserji verimleri değişimi

D_{Tp}'deki artışa bağlı olarak azalan buhar üretimi toplam ekserjiyi azaltırken, güç/ısı oranını artırmaktadır (Şekil 6.41 ve 6.42). Bunun sebebi D_{Tp} artışı güce etki yapmadığı için sadece ısı azalmakta dolayısıyla güç/ısı oranı artmaktadır.

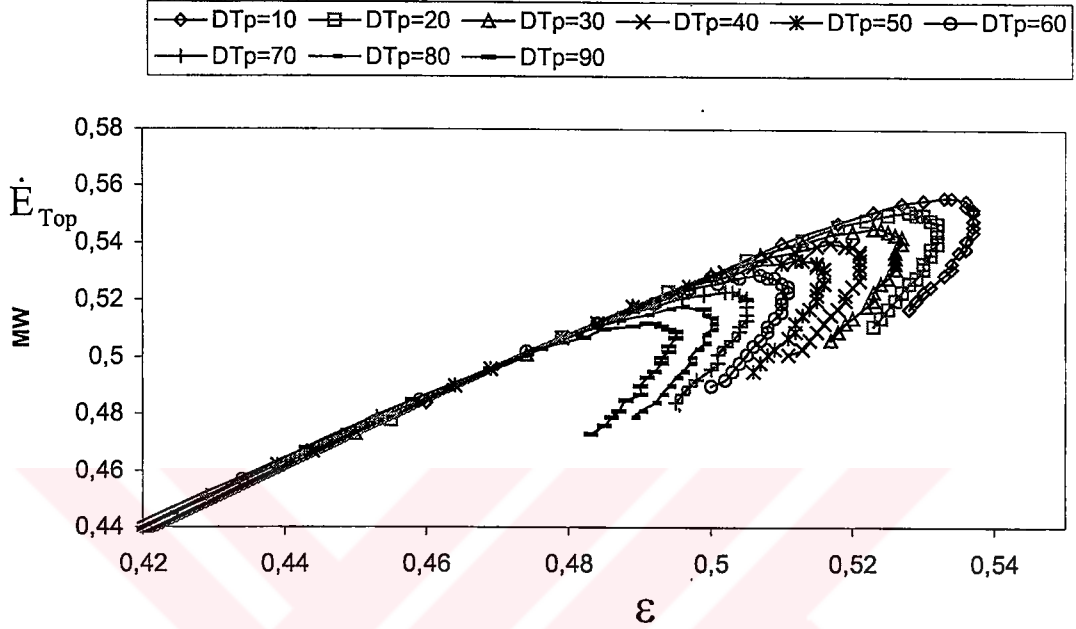


Şekil 6.41 D_{Tp} ile toplam ekserji değişimi



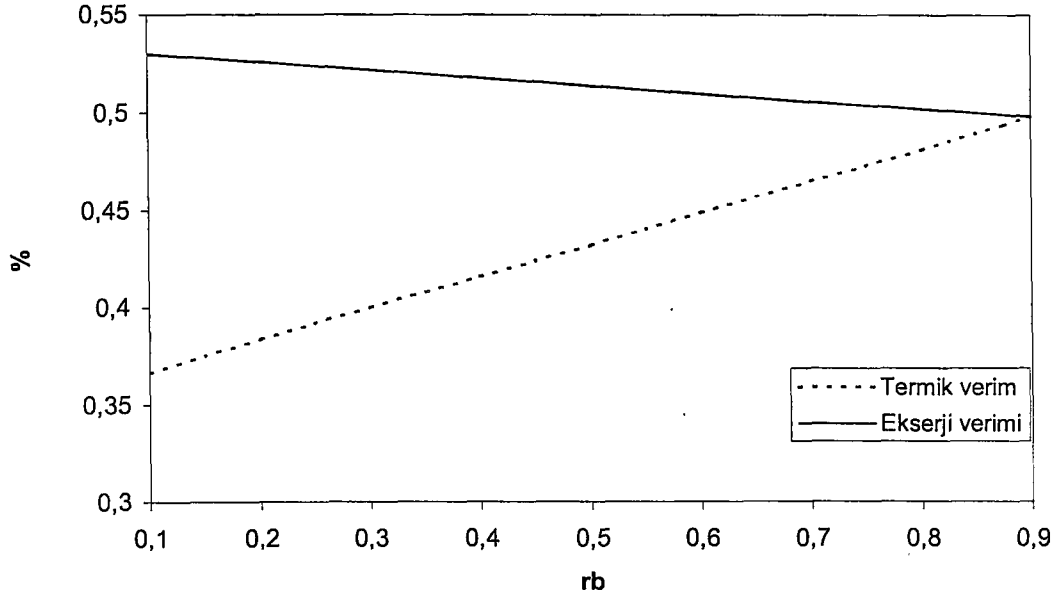
Şekil 6.42 D_{Tp} ile güç/ısı oranı değişimi

Regeneratör verimi 0.4 ve buhar oranı 0.1 alınıp, çeşitli minimum sıcaklık farkları için basınç oranı 2'den 30'a kadar değiştirilmiş ve ekserji verimi-toplam ekserji değişimi incelenmiştir (Şekil 6.43). En yüksek ekserji verimi ve toplam ekserji değerleri için DT_p 10 olmaktadır. Fakat ekserji verimini maksimum yapan basınç oranı ile toplam ekserjiyi maksimum yapan basınç oranı birbirinden farklı olmaktadır.



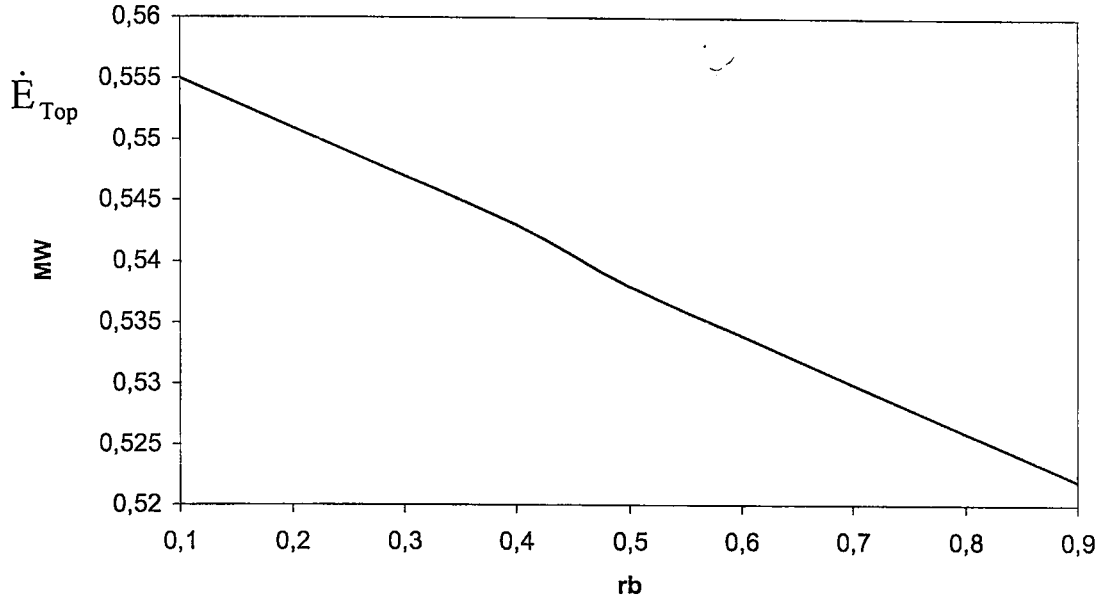
Şekil 6.43 Çeşitli DT_p değerleri için ekserji verimi ile toplam ekserji değişimi

Regeneratör verimi 0.4 , minimum sıcaklık farkı 10 ve basınç oranı 10 alınıp, buhar oranı 0.1'den 0.9' kadar değiştirilmiş ve analiz yapılmıştır. Buhar oranındaki artış, buhar türbininde üretilen gücü artırdığı için termik verimi artırmakta, buhar türbinin verimi sebebiyle ısının tamamı güce dönüştürülemediği için ekserjide kayıp meydana gelmesi ile ekserji verimini azaltmaktadır (Şekil 6.44).

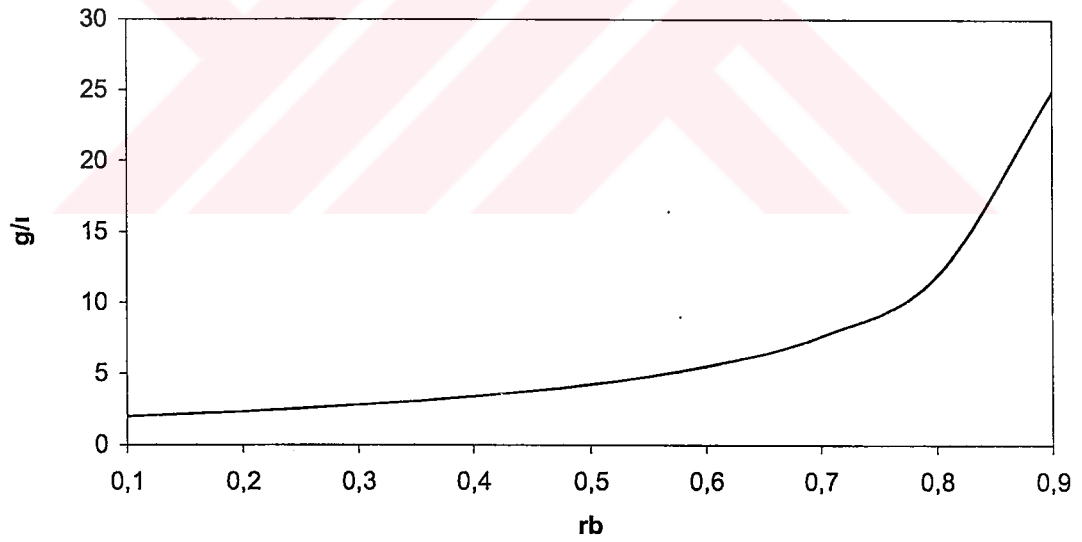


Şekil 6.44 Buhar oranı ile termik ve ekserji verimleri değişimi

Buhar oranındaki artışla buhar türbinine giden miktar artmakta, dolayısıyla güç artarken ısı azalmaktadır. Bu değişim güç/ısı oranının hızla artmasına sebep olmaktadır (Şekil 6.46). Buhar türbini içersindeki tersinmezlikler sebebiyle buharın sahip olduğu ekserjinin tamamı güce dönüştürülememekte ve buharın tamamının ısı olarak kullanılması durumundaki toplam ekserji değeri, buhar oranın artışına bağlı olarak azalmaktadır (Şekil 6.45).



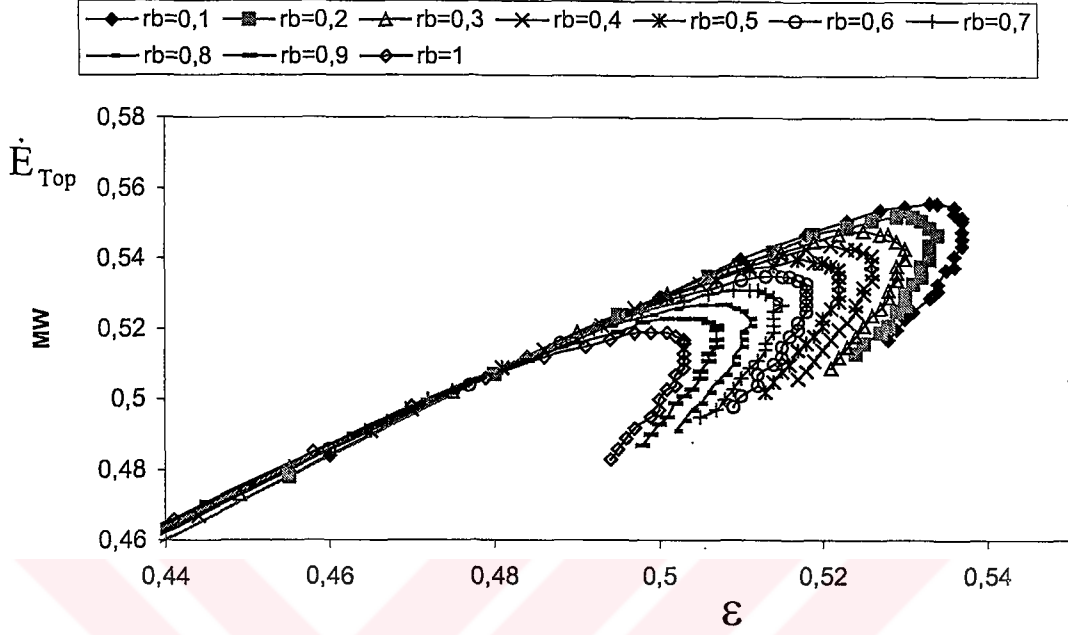
Şekil 6.45 Buhar oranı ile toplam ekserji değişimi



Şekil 6.46 Buhar oranı ile güç/ısı oranı değişimi

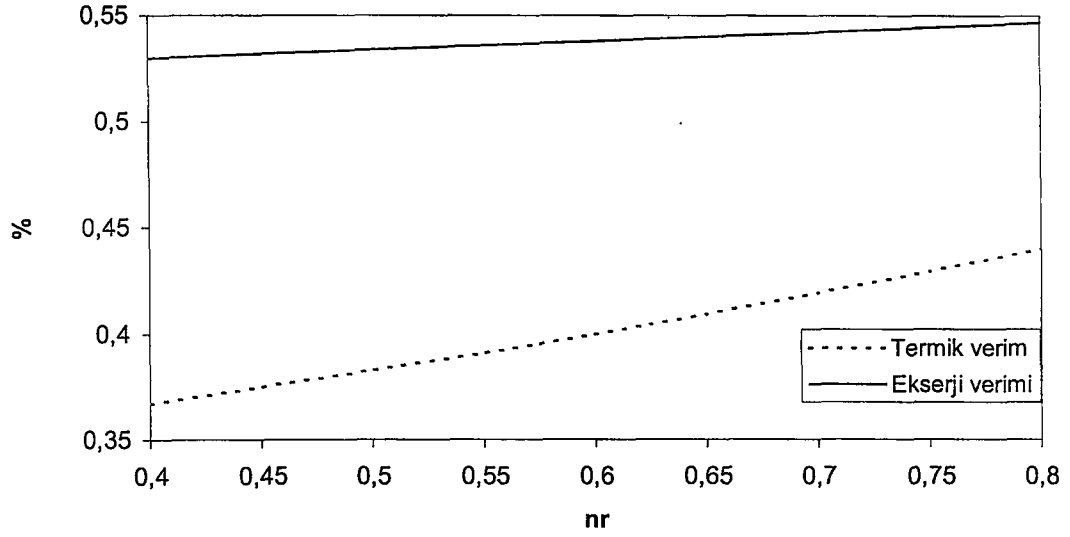
Regeneratör verimi 0.4 ve DTp 10 alınıp çeşitli buhar oranları için basınç oranı değiştirilerek, ekserji verimi-toplam ekserji değişimi incelenmiştir (Şekil 6.47). En yüksek ekserji verimi ve

toplam ekserji değeri rb 'nin 0.1 olduğu durumda gerçekleşmektedir. Ekserji verimini maksimum yapan basınç oranı ile toplam ekserjiyi maksimum yapan basınç oranı birbirinden farklıdır.



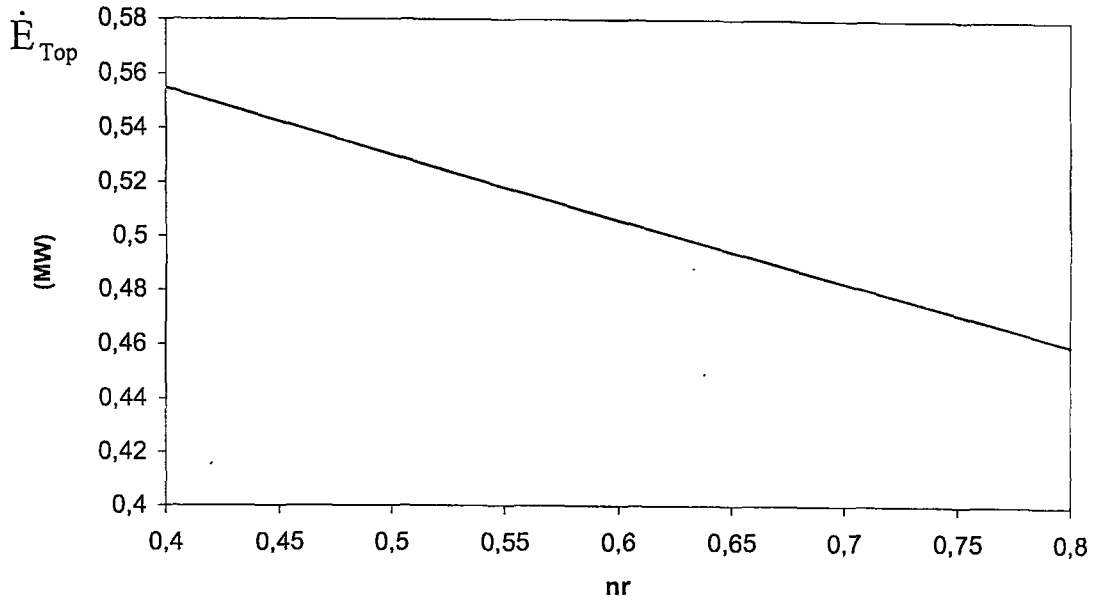
Şekil 6.47 Çeşitli buhar oranı değerleri için ekserji verimi ile toplam ekserji değişimi

Basınç oranı 10, minimum sıcaklık farkı 10 ve buhar oranı 0.1 alınarak, regeneratör verimi 0.4'den 0.9'a kadar değiştirilerek analiz yapılmıştır. Regeneratör verimindeki artış termik verimi hızla artırırken, ekserji verimini daha yavaş artırmaktadır (Şekil 6.48). Regeneratörden çıkan havanın sıcaklığı regeneratör verimindeki artışa bağlı olarak artmakta, bu da termik verimi hızla artırmaktadır.

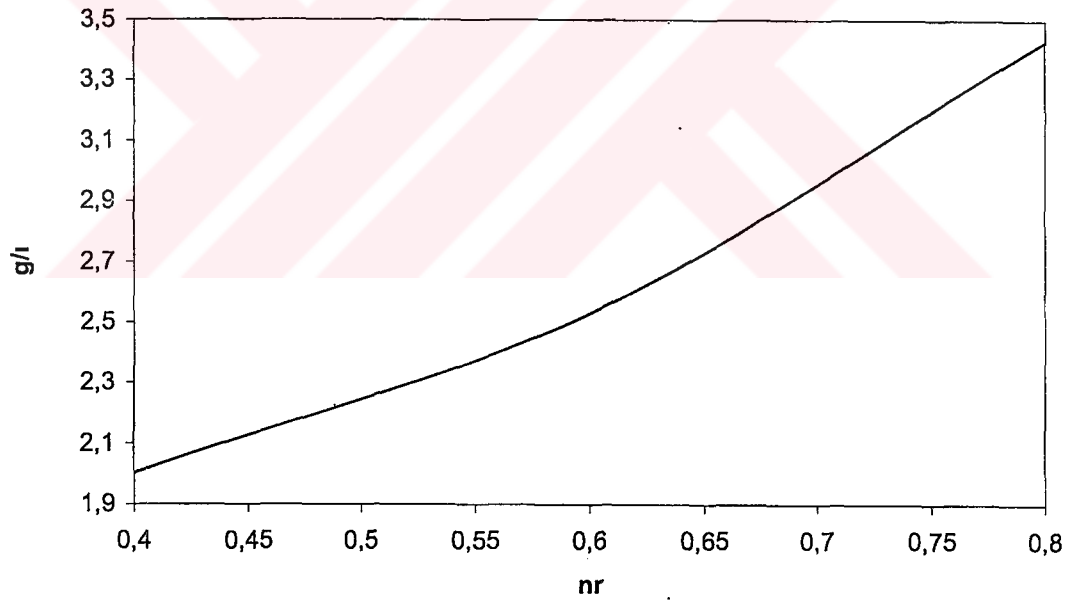


Şekil 6.48 Regeneratör verimi ile termik ve ekserji verimleri değişimi

Regeneratör verimindeki artışa bağlı olarak transfer olan ısı artmakta, dolayısıyla egzoz gazlarının regeneratörden çıkış sıcaklığı düşmektedir. Bu düşüş, atık ısı kazanında üretilen buhar miktarının da azalmasına yani üretilen ısının azalmasına sebep olmaktadır. Güçteki artıştan daha fazla olan ısıdaki azalma, toplam ekserjiyi azaltırken güç/ısı oranını artırmaktadır (Şekil 6.49 ve 6.50).



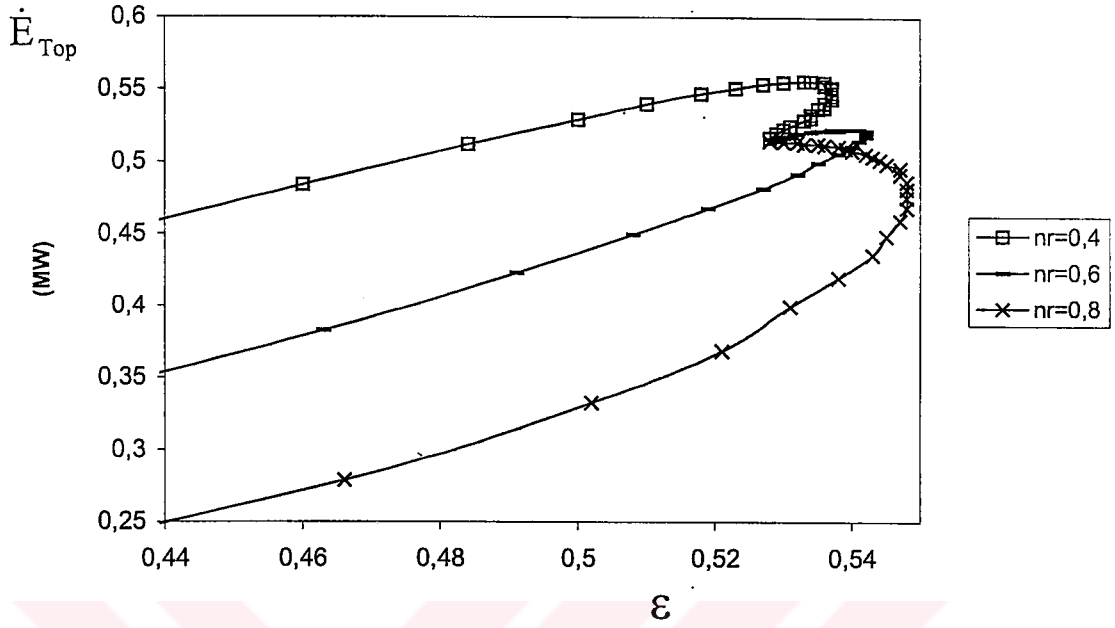
Şekil 6.49 Regeneratör verimi ile toplam ekserji değişimi



Şekil 6.50 Regeneratör verimi ile güç/ısı oranı değişimi

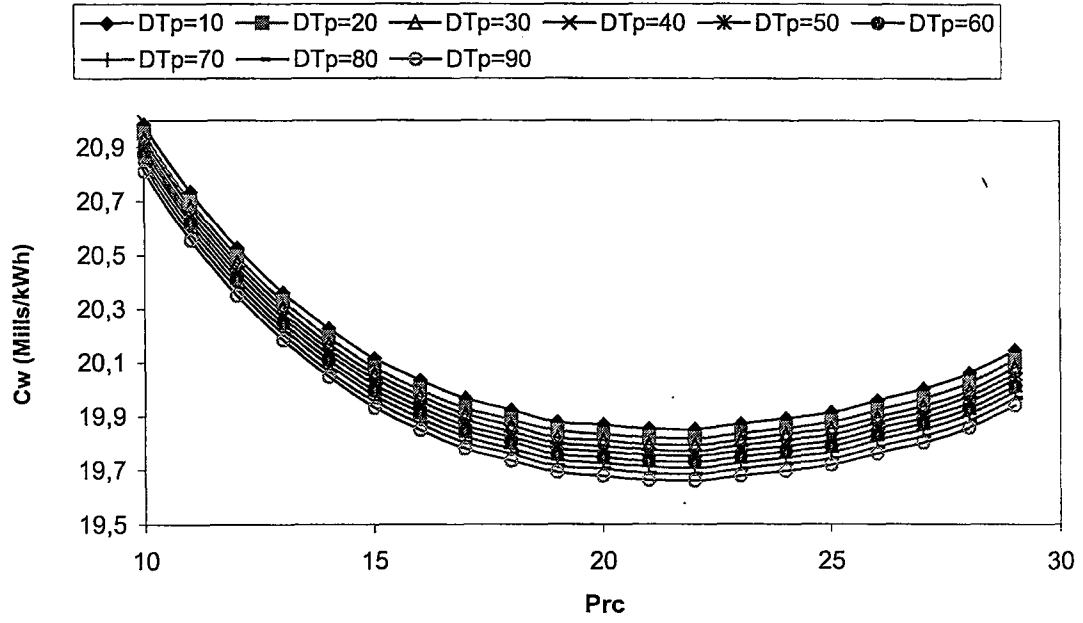
Buhar oranı 0.1 ve DTp 10 alınarak çeşitli regeneratör verimleri için basınç oranı değiştirilerek, ekserji verimi-toplam ekserji değişimi incelenmiştir (Şekil 6.51). Regeneratör

verimi arttıkça ekserji verimi artarken, toplam ekserji azalmaktadır.

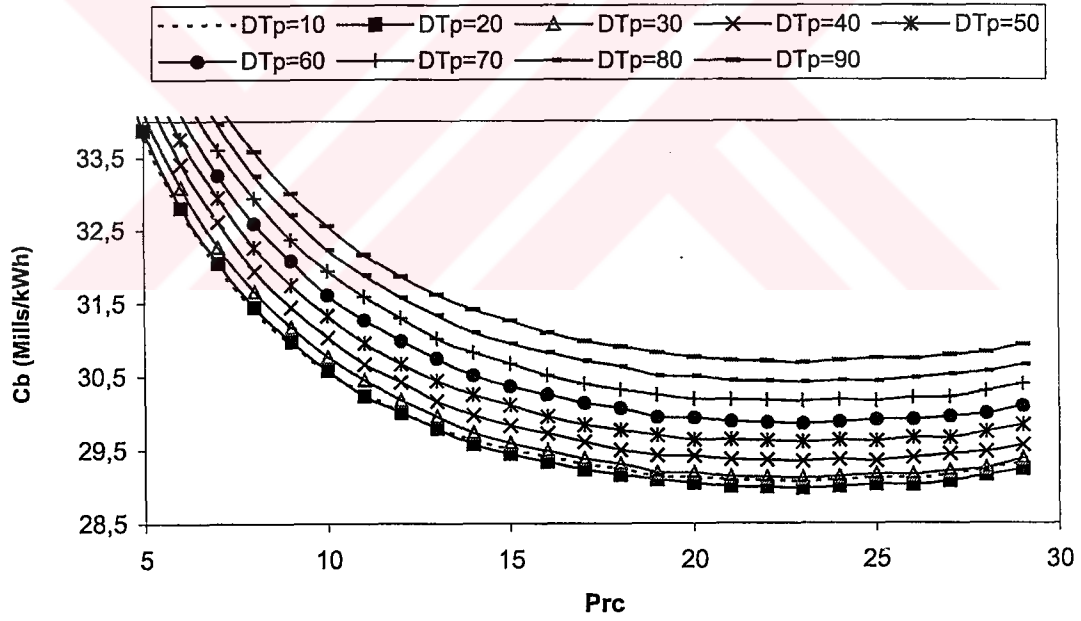


Şekil 6.51 Çeşitli regeneratör verimleri için ekserji verimi ile toplam ekserji değişimi

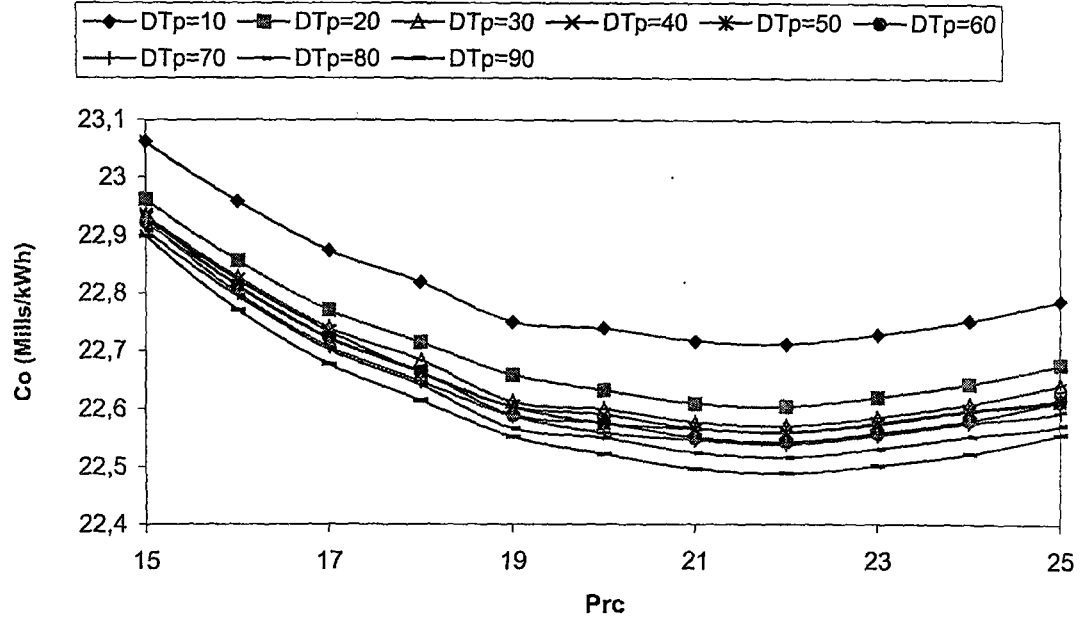
Regeneratör verimi 0.4 ve buhar oranı 0.1 alınarak çeşitli minimum sıcaklık değerleri için basınç oranı değiştirildiğinde, toplam ekserjiyi maksimum yapan basınç oranı ile ekserji verimini maksimum yapan basınç oranı birbirinden farklıdır. Maliyet faktörü göz önüne alındığında birim ekserji maliyetini minimum yapan basınç oranı değerleri ise ekserji verimini maksimum yapan ile toplam ekserjiyi maksimum yapan basınç oranı değerlerinin arasında kalmaktadır. Birim elektrik ekserji maliyeti, DTp'nin 90 ve basınç oranının 22 olduğu durumda 19.662 mills/kWh değerini alarak minimum olmaktadır (Şekil 6.52). Birim buhar ekserji maliyeti ise DTp 20 ve basınç oranı 23 olduğu durumda minimum olup, değeri 28.98 mills/kWh 'dir (Şekil 6.53). Ortalama maliyeti minimum yapan şartlar DTp'nin 90 ve basınç oranının 23 olması durumu olup, değeri 22.489 mills/kWh'dir (Şekil 6.54).



Şekil 6.52 Çeşitli DTp değerleri için basınç oranı ile birim elektrik ekserji maliyet değişimi

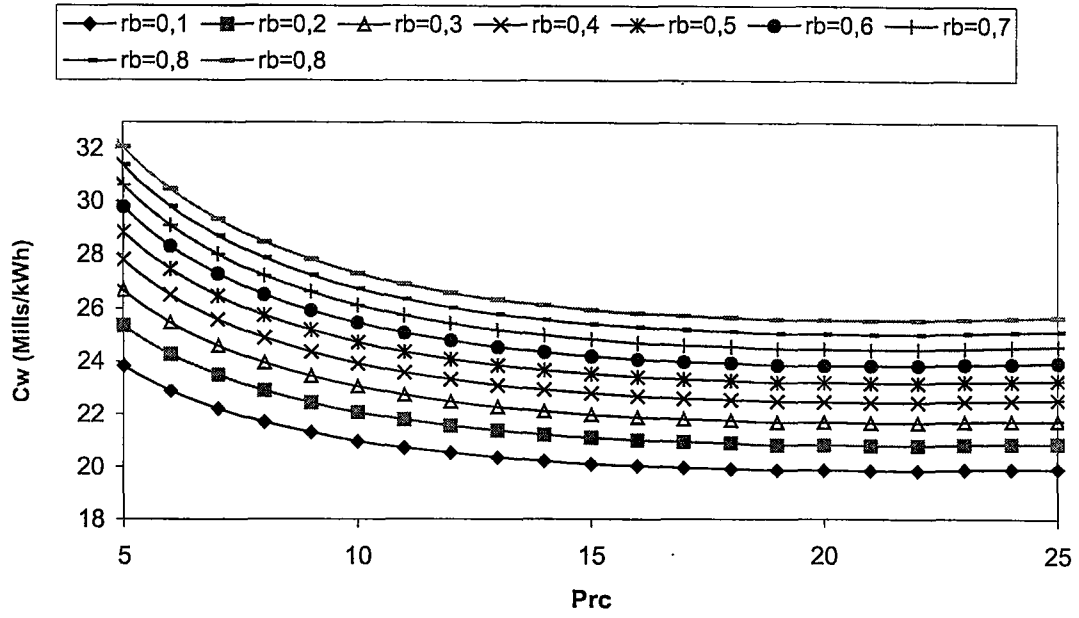


Şekil 6.53 Çeşitli DTp değerleri için basınç oranı ile birim buhar ekserji maliyet değişimi

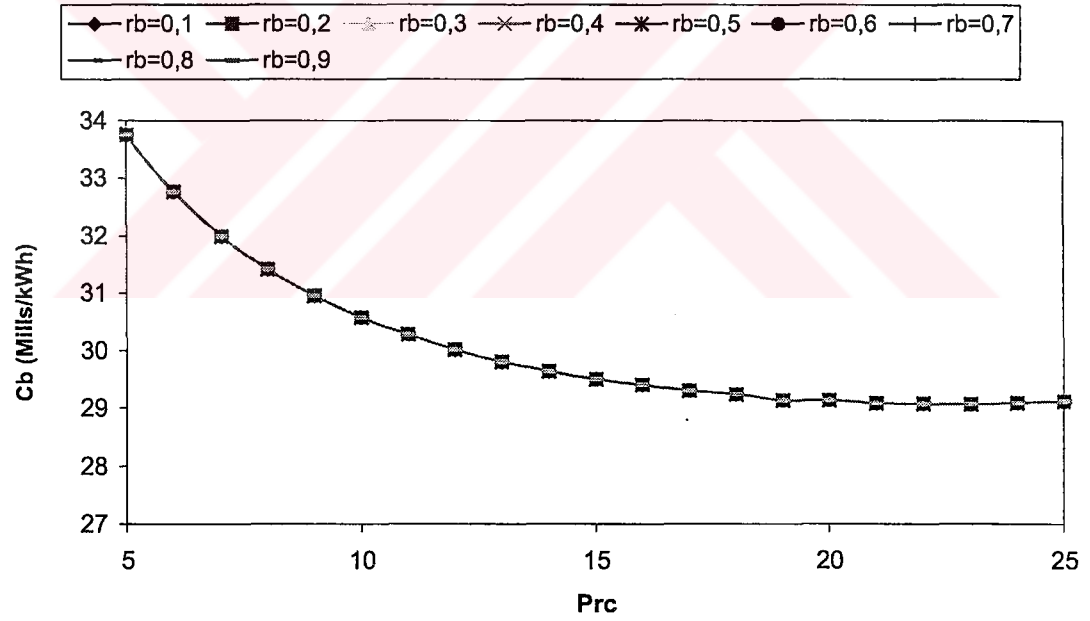


Şekil 6.54 Çeşitli DTp değerleri için basınç oranı ile birim ortalama maliyet değişimi

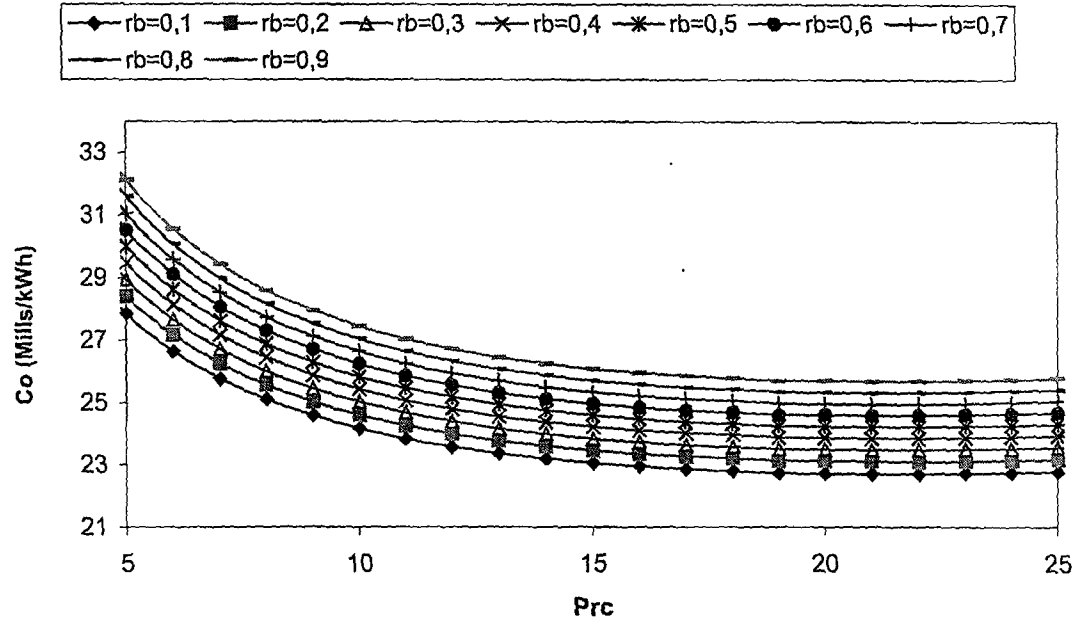
Regeneratör verimi 0.4 ve DTp 10 alındığında çeşitli buhar oranları için basınç oranı değiştirilerek, birim ekserji maliyetleri incelenmiştir. Minimum birim elektrik ekserji maliyeti değeri 19.854 mills/kWh ile buhar oranı 0.1 ve basınç oranının 22 olduğu şartlarda gerçekleşmektedir (Şekil 6.55). Minimum buhar ekserji maliyeti ise 29.068 mills/kWh ile buhar oranı 0.2 ve basınç oranı 23 olma durumundadır (Şekil 6.56). Minimum ortalama ekserji maliyeti 22.713 mills/kWh değerinde buhar oranı 0.1 ve basınç oranı 23 şartlarındadır (Şekil 6.57).



Şekil 6.55 Çeşitli buhar oranları için basınç oranı ile birim elektrik ekserji maliyeti değişimi

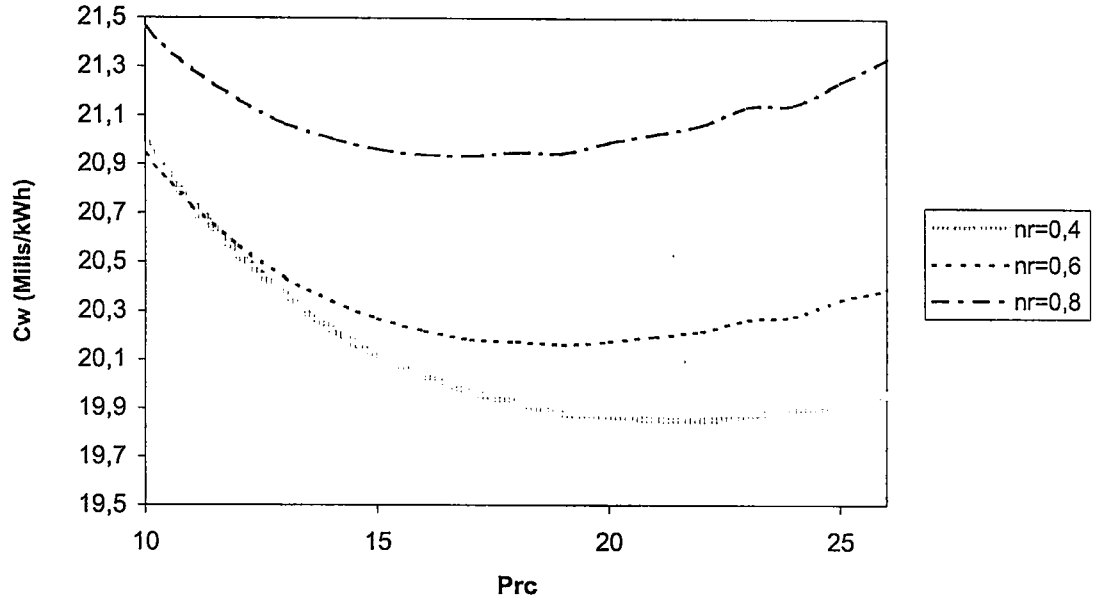


Şekil 6.56 Çeşitli buhar oranları için basınç oranı ile birim buhar ekserji maliyeti değişimi

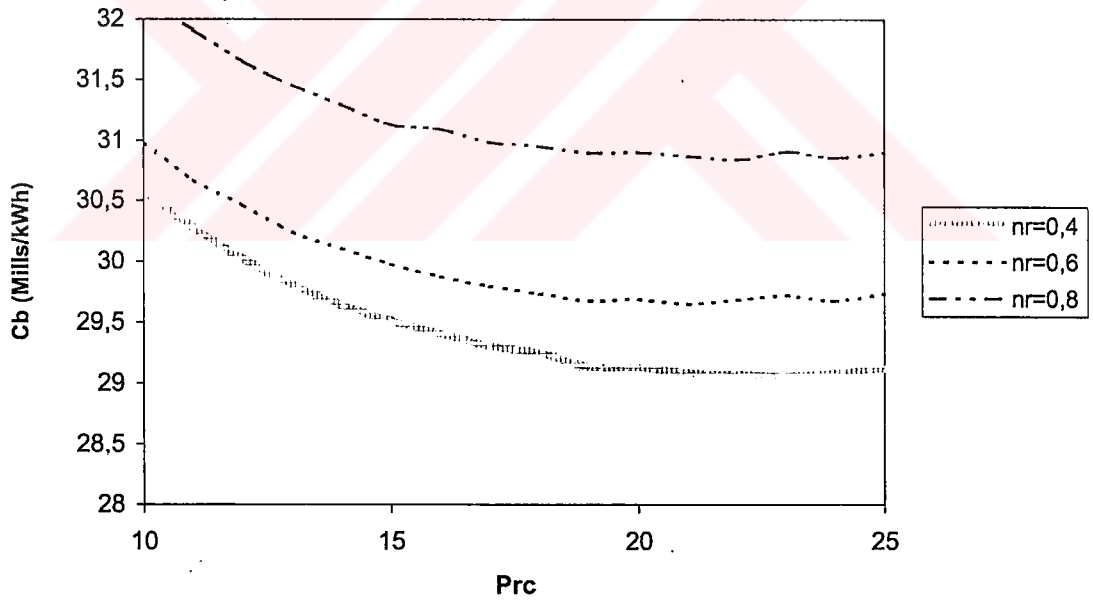


Şekil 6.57 Çeşitli buhar oranları için basınç oranı ile birim ortalama ekserji maliyeti değişimi

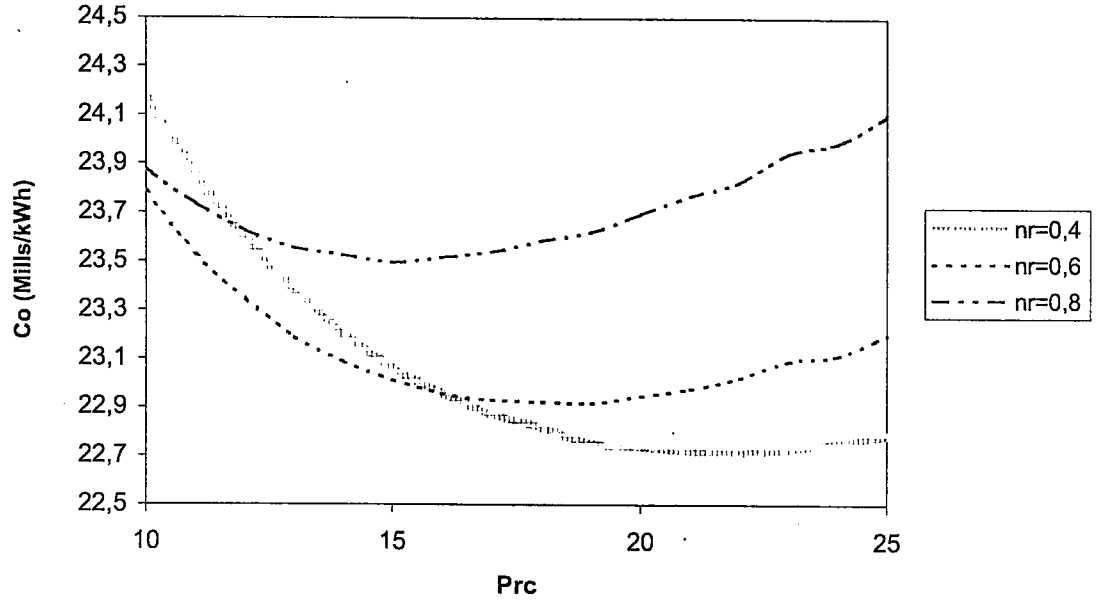
Buhar oranı 0.1 ve DTp 10 alınıp, çeşitli regenerator verimleri için basınç oranı ile birim ekserji maliyet değişimleri incelenmiştir. Birim elektrik ekserji maliyetinin minimum değeri 19.854 mills/kWh ile 0.4 regenerator verimi ve 22 basınç oranında gerçekleşirken, birim buhar ekserji maliyeti minimum değerini 29.068 mills/kWh ile 0.4 regenerator verimi ve 23 basınç oranında almaktadır (Şekil 6.58 ve 6.59). Ortalama maliyetin minimum değeri 22.713 mills/kWh ile 0.4 regenerator verimi ve 22 basınç oranı şartlarında olmaktadır (Şekil 6.60).



Şekil 6.58 Çeşitli regeneratör verim değerleri için basınç oranı ile birim elektrik ekserji maliyeti değişimi

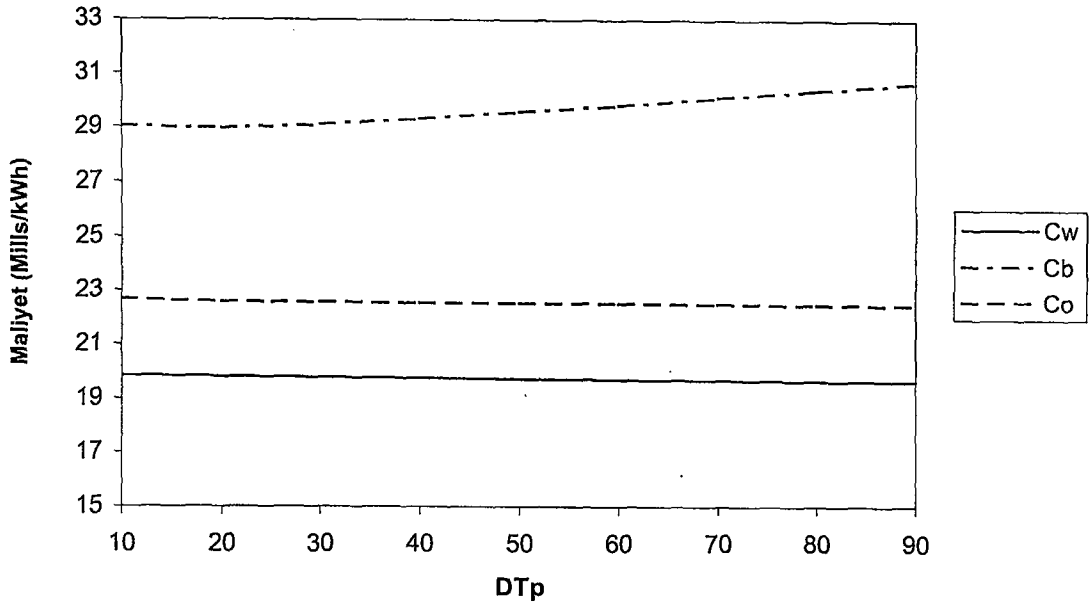


Şekil 6.59 Çeşitli regeneratör verim değerleri için basınç oranı ile birim buhar ekserji maliyet değişimi



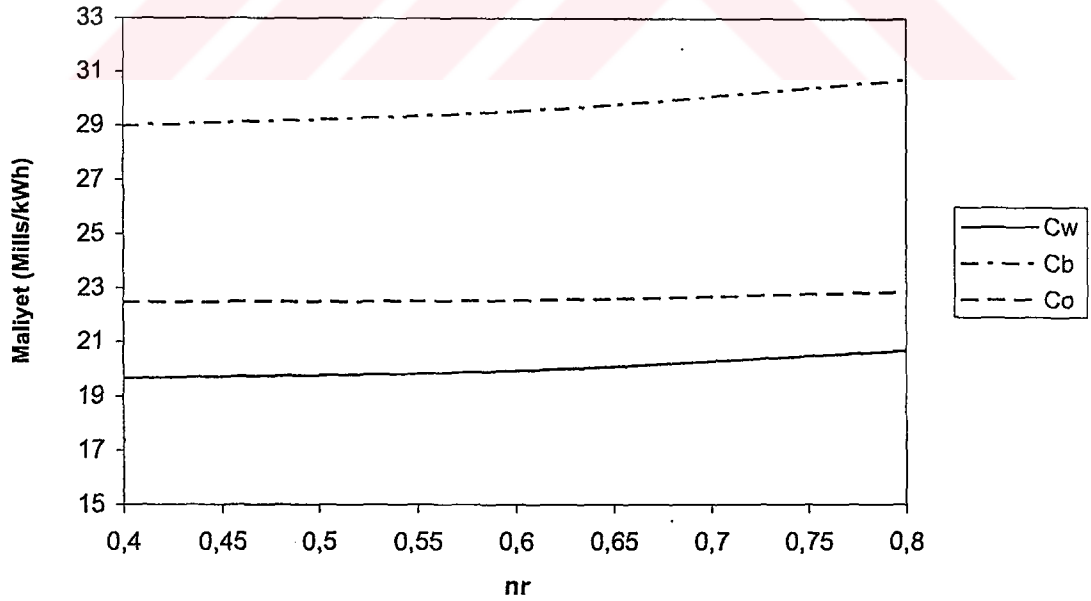
Şekil 6.60 Çeşitli regeneratör verim değerleri için basınç oranı ile birim ortalama ekserji maliyeti değişimi

Bütün regeneratör verimleri, basınç oranları ve buhar oranları için çeşitli DTp değerlerinde birim ekserji maliyetlerinin minimum değerleri incelenmiştir. Daha sonra çeşitli buhar oranları için bütün regeneratör verimleri, basınç oranları ve DTp şartları değerlendirilerek minimum birim ekserji maliyetleri incelenmiş ve en sonunda çeşitli regeneratör verimleri için bütün basınç oranları, DTp değerleri ve buhar oranları değerlendirilerek birim ekserji maliyetlerinin minimum değerlerinin minimumları elde edilmiştir.



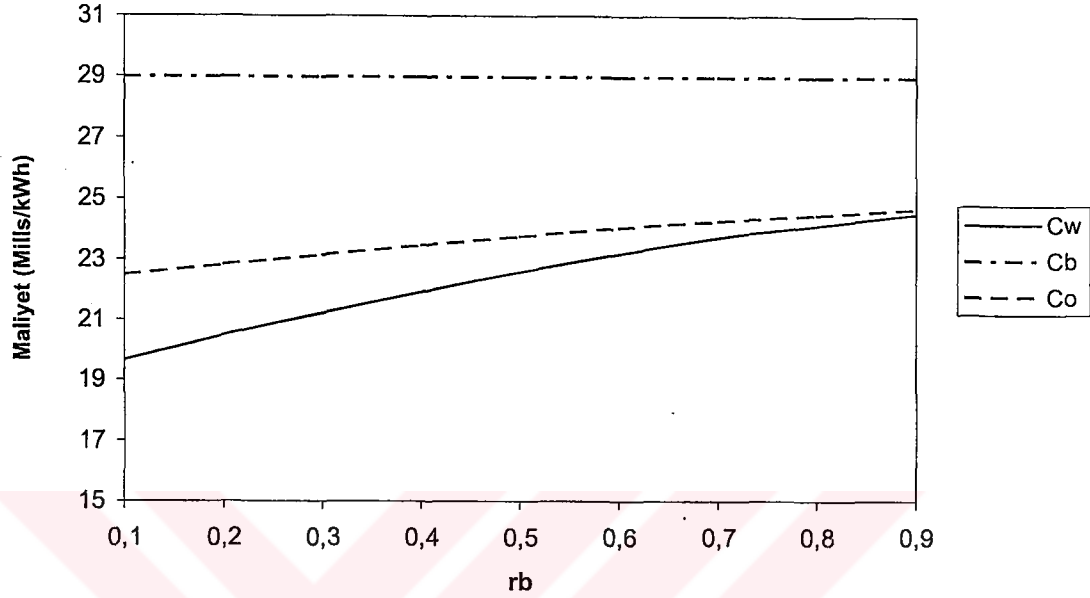
Şekil 6.61 Çeşitli DTp değerleri ile minimum birim ekserji maliyetleri değişimi

DTp ile minimum birim ekserji maliyetleri değişimi incelendiğinde, birim buhar ekserji maliyetinin 20'ye kadar azaldığı sonra hızlı bir şekilde arttığı, ortalama maliyet ile elektrik maliyetlerinin DTp'nin artışı ile çok az değiştiği görülmüştür (Şekil 6.61).



Şekil 6.62 Çeşitli regenerator verimleri ile minimum birim ekserji maliyet değişimleri

Regeneratör verimi ile minimum birim ekserji maliyetleri değişimi incelendiğinde, regeneratör verimindeki artış ile birim buhar ekserji maliyetinin arttığı özellikle 0.6 regeneratör veriminden sonra daha hızlı arttığı, ortalama maliyet ile elektrik maliyetlerinin çok fazla değişmemekle beraber arttığı görülmüştür (Şekil 6.62).



Şekil 6.63 Çeşitli buhar oranları ile minimum birim ekserji maliyetleri değişimi

Buhar oranı ile minimum birim ekserji maliyetleri değişimi incelendiğinde, birim buhar ekserji maliyetinin değişmediği, buhar oranının artışına bağlı olarak elektrik maliyetinin hızla arttığı ve ortalama maliyetin de daha yavaş da olsa arttığı görülmüştür (Şekil 6.63).

Çizelge 6.5 Optimum değerler

	rb	Prc	nr	DTp	ε	$\dot{E}_{Top}$	g/l	Cw	Cb	Co
ε_{max}	0.1	11	0.9	10	0.548	0.469	3.349	21.292	31.916	23.735
$\dot{E}_{Top\ max}$	0.1	11	0.4	10	0.533	0.556	2.062	20.736	30.28	23.852
Cw_{min}	0.1	22	0.4	90	0.491	0.493	2,91	19.662	30.717	22.489
Cb_{min}	---	23	0.4	20	0.529	0.528	2.286	19.838	28.98	22.62
Co_{min}	0.1	22	0.4	90	0.491	0.493	2.91	19.662	30.717	22.489

Çizelge 6.5’de ekserji verimini ve toplam ekserjiyi maksimum yapan, birim elektrik,buhar ve ortalama ekserji maliyetlerini minimum yapan optimum parametre değerleri verilmiştir.

7. SONUÇ

Enerji üretim sistemlerinde, birim ürün maliyetlerinin belirlenmesi oldukça önemlidir. Özellikle sistem çift ürün ürettiyse, bu ürünlerin maliyetlerini belirlemek daha zordur. Enerji maliyeti yöntemleri ile aynı tür ürünlerin maliyetleri tespit edilebilirken, ürünlerin türleri farklı olduğunda bu yöntemlerle maliyetleri belirlemek imkansızdır. Örneğin, kojenerasyon tesisinde, hem buhar hem elektrik üretilmekte ve maliyetleri belirlenirken, bu farklılık göz önünde bulundurulmak zorundadır. Bu durumda iki ürünün karşılaştırılmasında ve maliyetlerinin hesaplanmasında, ekserjoekonomi ön plana çıkmaktadır. Bütün ürünlerin ekserji değerleri belirlenip, maliyet denklemleri yardımıyla, ekserji maliyetleri hesaplanabilmekte ve ürünlerin maliyet dağılımları yapılabilmektedir.

Ekserjoekonomik analizleri basit, regeneratörlü, kojenerasyon ve kombine tesislere uygulayabilmek için model oluşturulmuş ve Visual Basic programlama dili kullanılarak, program yazılmıştır. Yakıt, çevre şartları ve buhar özellikleri standart olarak programa girilmiş ve tesisin özelliğine göre birim akışkan için parametreler seçilerek, optimum şartlar belirlenmiştir. Programı kullananların karşılaşılabilecekleri daha farklı durumları da değerlendirip analiz yapabilmeleri için yakıt, çevre şartları ve buhar özellikleri programda değiştirilebilmektedir. Ayrıca zaman içerisinde ekonomik değişikliklerden dolayı, ekonomik parametreler ve komponentlerin yatırım maliyetleri değişmektedir. Bu değişiklikler optimum sonuçları önemli oranda etkilediği için, komponent maliyet denklemleri de programda değiştirilebilmektedir. Optimum değerler üzerinde çok etkisi olan bir parametre de çevrimin maksimum sıcaklığıdır. Bu parametre, malzeme bilgisi ve maliyetler ile ilişkili olduğundan bir üst sınırı vardır. Bu üst sınır, zamanla değişebileceği için program da değişikliğe imkan sağlamaktadır.

Literatürde karşılaşılan modeller, CGAM programında olduğu gibi, belirli bir kapasite için analiz yapmakta ve optimum şartları tespit etmektedir. Bu çalışmadaki model ise birim kütle için yapılmıştır. İstenen güç için gerekli kütle akımlarının hesaplanması, analizi yapılarak optimum şartların belirlenmesi bu modelde mümkündür.

Enerji üretim tesislerinin en basit şekli olan basit gaz türbinli tesis için yapılan modelle ekserjoekonomik analiz yapılmıştır. Analiz neticesinde, ekserji verimi ile toplam ekserji değerinin maksimum olduğu basınç oranlarının farklılığı gösterilmiştir. Tesisten beklenen, eğer maksimum ekserji ise basınç oranı 11, eğer ekserji veriminin maksimum olması ise basınç oranı 24 olmaktadır. Birim ekserji maliyetinin, minimum olması isteniyorsa, basınç

oranı mümkün olduğu kadar yüksek olmalıdır. Basit çevrim için maksimum ekserji verimi 0.286 , bu durumda toplam ekserji 0.284 MW ve birim ekserji maliyeti ise 15.292 mills/kWh tir. Maksimum toplam ekserji 0.308 MW , bu durumdaki ekserji verimi 0.258 ve birim ekserji maliyeti 18.969 mills/kWh tir.

Ekserji verimini artıracak şekilde sisteme regeneratör ilave edilerek oluşturulan regeneratörlü tesise, ekserjoekonomik analiz yapılmıştır. Analizde parametre olarak basınç oranına ilave regeneratör verimi de alınmıştır. Basınç oranı 5 ve regeneratör verimi 0.9 olduğu şartlarda ekserji verimi 0.435 ile maksimum değerini almaktadır. Fakat bu durumda toplam ekserji 0.266 MW'a düşmekte ve birim ekserji maliyeti 38.84 mills/kWh değerine çıkmaktadır. Birim ekserji maliyeti 29.183 mills/kWh ile minimum değerini 6 basınç oranında ve 0.4 regeneratör veriminde alırken, bu durumdaki ekserji verimi 0.285'e toplam ekserji 0.292 MW'a düşmektedir. (Çizelge 6.3)

Regeneratörlü tesisin egzoz gazlarının ekserjisinden faydalanarak buhar üretmek amacıyla tesise atık ısı kazanı ilave edilerek elde edilen kojenerasyon tesisine ekserjoekonomik analiz yapılmıştır. Analizde basınç oranı, regeneratör verimi ve atık ısı kazanındaki minimum sıcaklık farkı parametre olarak alınmıştır. Kojenerasyon tesisinden hem elektrik hem de buhar elde edildiği için her iki ürünün birim ekserji maliyetleri ayrı değerlendirilmiş ve ekserjilerine göre ağırlıklı ortalamaları alınarak, ortalama birim ekserji maliyeti bulunmuştur. Ekserji verimi; basınç oranı 11, regeneratör verimi 0.9 ve DTp 10 şartlarında 0.556 ile maksimum olmuştur. Bu durumda toplam ekserji 0.449 MW, birim elektrik ekserji maliyeti 21.833 mills/kWh, birim buhar ekserji maliyeti 33.89 mills/kWh ve birim ortalama ekserji maliyeti 24.489 mills/kWh olmaktadır. Toplam ekserji 0.56 MW 'lık maksimum değerini basınç oranının 11, regeneratör veriminin 0.4 ve DTp'nin 10 olduğu şartlarda almaktadır. Bu durumda ekserji verimi 0.537 , birim elektrik ekserji maliyeti 19.446 mills/kWh, birim buhar ekserji maliyeti 30.28 mills/kWh ve birim ortalama ekserji maliyeti 23.349 mills/kWh olmaktadır. Kojenerasyon tesisinde asıl ürün elektrik, yan ürün olarak buhar elde ediliyorsa, elektrik maliyeti minimum olacak şekilde basınç oranı 22, regeneratör verimi 0.4 ve DTp 10 olmalıdır. Bu şartlarda birim elektrik ekserji maliyeti 18.682 mills/kWh, birim buhar ekserji maliyeti 29.083 ve ortalama maliyet 22.238 mills/kWh olmaktadır. Ekserji verimi 0.539 ve toplam ekserji 0.54 MW değerini alırken tesisin gücü 0.356 MW ve güç/ısı oranı 1.925 değerini almaktadır. Kojenerasyon tesisinde buhar önemli olduğu durumda, birim buhar ekserji maliyeti minimize edilerek 28.98 mills/kWh değerini alırken birim elektrik ekserji maliyeti 18.698 mills/kWh ve ortalama maliyet 22.151 mills/kWh olmaktadır. Bu durumda

basınç oranı 23, regeneratör verimi 0.4 , DTp 20, ekserji verimi 0.532, toplam ekserji 0.532 MW, güç 0.353 MW'tır. Kojenerasyon tesisinde elektrik kadar buharda önemli olduğu durumda ortalama maliyeti minimum yapmak gerekir. Ortalama maliyet basınç oranı 22, regeneratör verimi 0.4 ve DTp 90 olduğu durumda gerçekleşmekte ve 22.082 mills/kWh değerini almaktadır. Ekserji veriminin 0.494, toplam ekserjinin 0.496 MW ve güç/ısı oranının 2.539 olduğu çalışma şartlarında birim elektrik ekserji maliyeti 18.682 mills/kWh ve birim buhar ekserji maliyeti 30.717 mills/kWh olmaktadır. (Çizelge 6.4)

Kojenerasyon tesisinden üretilen buharın tamamını ısı olarak kullanmanın mümkün olmadığı durumlarda, kullanılamayan buhardan ilave güç üretebilmek amacıyla tesise buhar türbini ilave edilerek kombine tesis elde edilmiş ve bu tesise ekserjoekonomik analiz yapılmıştır. Buhar türbinine gönderilen buhar miktarı ile toplam buhar miktarının oranı olarak tanımlanan buhar oranına ilave olarak, basınç oranı, regeneratör verimi ve DTp parametre olarak alınmıştır. Maksimum ekserji verimi 0.548 değerini basınç oranının 11, regeneratör verimini 0.9 , DTp'nin 10 olduğu şartlarda almakta ve toplam ekserji 0.469 MW, güç/ısı oranı 3.349 olmaktadır. Birim ekserji maliyetleri ise elektrik için 21.292 mills/kWh, buhar için 31.916 mills/kWh ve ortalama maliyet 23.735 mills/kWh olmaktadır. Birim elektrik ve ortalama ekserji maliyetleri basınç oranının 22, regeneratör verimini 0.4 , DTp'nin 90 ve buhar oranının 0.1 olduğu şartlarda minimum olmaktadır. Bu durumda ekserji verimi 0.491 , toplam ekserji 0.493 MW ve güç/ısı oranı 2.91 olmakta, birim ekserji maliyetleri ise elektrik için 19.662 mills/kWh, buhar için 30.717 mills/kWh ve ortalama maliyet ise 22.489 mills/kWh olmaktadır. Minimum birim buhar ekserji maliyeti, basınç oranının 23, regeneratör veriminin 0.4 ve DTp'nin 20 olduğu şartlarda gerçekleşip buhar oranının buhar maliyetine etkisi yoktur. Ekserji verimi 0.529 , toplam ekserji 0.528 MW ve güç/ısı oranı 2.286 olan bu şartlarda maliyetler elektrik için 19.838 mills/kWh, buhar için 28.98 mills/kWh ve ortalama maliyet 22.62 mills/kWh değerlerini almaktadır. (Çizelge 6.5)

Bütün tesisler beraber değerlendirildiğinde ekserji veriminin en düşük basit gaz türbinli tesise ait olduğu görülmektedir. Buna karşın birim elektrik ekserji maliyeti de en düşük gene bu tesiste gerçekleşmektedir. Regeneratör ekserji verimini artırdığı gibi maliyeti de artırmaktadır. En yüksek ekserji verimi kojenerasyon tesisine aittir. Bunun sebebi egzoz gazlarının ekserjisinden daha fazla faydalanılmasına bağlı olarak çevreye atılan ekserjini azalmasıdır. Kojenerasyon tesisinde buharı tamamının kullanılabildiği kabulü yapılmıştır, bu sebeple verimi kombine tesis veriminden yüksektir. Çünkü kombine tesiste ısı olarak kullanılamayan buharın gönderildiği buhar türbinin de verimi tesisin ekserji verimini düşürmektedir. (Çizelge

7.1)

Çizelge 7.1 Ekserji verimini maksimum yapan optimum değerler

TESİS	ε	rb	Prc	nr	DTp	Cw	Cb	Co
BASİT GAZ TÜRBİNLİ	0.289	--	28	---	----	15.292	-----	-----
REGENERATÖRLÜ	0.435	--	5	0.9	----	38.84	-----	-----
KOJENERASYON	0.556	--	11	0.9	10	21.833	33.89	24.489
KOMBİNE	0.548	0.1	11	0.9	10	21.292	31.916	23.735

Toplam ekserjiye göre değerlendirme yapıldığında endüyük maliyet ve ekserji değeri basit gaz türbinli tesise aittir. En yüksek ekserji değeri kojenerasyon tesisindedir. Maliyeti de basit gaz türbinli tesisinkine yakındır.(Çizelge 7.2)

Çizelge 7.2 Toplam ekserjiyi maksimum yapan optimum değerler

TESİS	rb	Prc	nr	DTp	Cw	Cb	Co
BASİT GAZ TÜRBİNLİ	--	11	---	----	18.969	-----	-----
REGENERATÖRLÜ	--	16	0.4	----	27.245	-----	-----
KOJENERASYON	--	11	0.4	10	19.446	30.28	23.349
KOMBİNE	0.1	11	0.4	10	20.736	30.28	23.852

Birim elektirik ekserji maliyeti açısından değerlendirmede kojenerasyon tesisi en düşük maliyete sahiptir. Daha sonra kombine tesis ve rgeneratörlü tesis gelmektedir. Kombine tesis ürün maliyetinin kojenerasyon tesisinden yüksek olmasının sebebi, kojenerasyon tesisinde buharın tamamının kullanılıyor kabulü ve kombine tesisteki buhar türbin verimidir. Kombine tesis kojenerasyon tesisinde kullanılamayan buharın değerlendirilebilmesi için düşünülmüş olup tek başına optimize edilmemesi maliyeti etkilemektedir.(Çizelge 7.3)

Çizelge 7.3 Birim elektrik ekserji maliyetini minimum yapan optimum değerler

TESİS	rb	Prc	nr	DTp	Cw	Cb	Co
REGENERATÖRLÜ	--	6	0.4	----	29.183	-----	-----
KOJENERASYON	--	22	0.4	10	18.682	29.083	22.238
KOMBİNE	0.1	22	0.4	90	19.662	30.717	22.489

Buhar sadece kojenerasyon ve kombine tesiste üretilmektedir. Birim buhar maliyeti her iki tesis içinde aynıdır. Çünkü kojenerasyon tesisinde kullanılamayan buhar, buhar türbinine gönderilerek kombine tesis elde edilmiştir.(Çizelge 7.4)

Çizelge 7.4 Birim buhar ekseji maliyetini minimum yapan optimum değerler

TESİS	rb	Prc	nr	DTp	Cw	Cb	Co
KOJENERASYON	--	23	0.4	20	18.698	28.98	22.151
KOMBİNE	0.1	23	0.4	20	19.838	28.98	22.62

Birim ortalama ekserji maliyetini minimum yapan değerler de çizelge 7.5 de verilmiştir.

Çizelge 7.5 Birim ortalama maliyeti minimum yapan optimum değerler

TESİS	rb	Prc	nr	DTp	Cw	Cb	Co
KOJENERASYON	--	22	0.4	90	18.682	30.717	22.082
KOMBİNE	0.1	22	0.4	90	19.662	30.717	22.489

KAYNAKLAR

- Abdallah H., Facchini B., Danes F., Ruyck J.,(1999),"Exergetic optimization of intercooled reheat chemically recuperated gas turbine", *Energy Conversion and Management*, Vol 40, 1679-1686
- Alconchel J., Valero A., Abadia J.,(1985),"Exergy simulation of real operating steam power plant"
- Alvarado S., Gherardelli C.,(1994),"Exergoeconomic optimization of cogeneration plant",*Energy*,Vol 19, 1225-1233
- Alvarado S., Gherardelli C.,(1994),"Input output exergoeconomic optimization of multi component multi product systems methodology",*Energy*,Vol 19, 251-258
- Arikol M.,(1984),"Ekserji analizine giriş", Ders Notları (Yayınlanmamış)
- Attala L., Facchini B., Ferrera G.,(2001),"Thermoeconomic optimization method as design tool in gas-steam combined plant realization", *Energy Conversion and Management*, vol 42,2163-2172
- Bejan A (1982), "Entropy generation through heat and fluid flow",Wiley-Interscience Publication, New York
- Bejan A.,Tsatsaronis G., Moran M.,(1995)"Thermal design and optimization ", Wiley-Interscience Publication, New York
- Büyüktür A.R.,(1986)"Termodinamik Cilt 1,2",Uludağ Üniversitesi Basımevi
- Casarosa C., Franco A.,(2001),"Thermoeconomic optimization of HRSG operative parameters for combined plants",*ECOS 2001*, 801-812
- Cerqueira S., Nebra S.,(1999),"Cost attribution methodologies in cogeneration systems",*Energy Conversion and Management*, Vol 40, 1587-1597
- Cerqueira S., Nebra S.,(2000),"Thermoeconomic evaluation of gas turbine cogeneration system",*Energy Conversion and Management*,Vol 41, 1191-1200
- Cheng C., Chen C., (1995),"Power optimization of an endoreversible regenerative Brayton cycle", *Energy*, Vol 21, No 4, 241-247
- Çengel Y.,Boles M.,(1994) "Mühendislik Yaklaşımı ile Termodinamik",Literatür Yayınevi, İstanbul
- Derbentli T.,(1986)."Birleşik ısı güç üretiminde kullanılan iki buhar çevriminin birinci ve ikinci kanun çözümlemesi",*Isı bilimi ve tekniği 7. Ulusal kongresi*,35-45
- Diğer İ., Al-Muslim H.,(2001),"Thermodynamic analysis of reheat cycle steam power plants", *International Journal Of Energy Research*, Vol 25, 727-739
- Diğer İ., Çengel Y.,(2001),"Energy, entropy and exergy concepts and their roles in thermal engineering", *Entropy*, Vol 3, 116-149
- Diğer İ.,(2002),"The role of exergy in energy policy making", *Energy policy*, Vol 30, 137-149
- El-Masri M.A.,(1987),"Exergy analysis of combined cycles :Part 1-Air-cooled Brayton-cycles

gas turbines", Transaction of the ASME, Vol 109,228-236

El-Masri M.A.,Chin W.W.,(1987),"Exergy analysis of combined cycles :Part 2-Analysis and optimization of two-pressure steam bottoming cycles", Journal of Engineering for Gas Turbine and Power, Vol 109,237-243

Erlach B., Tsatsaronis G., Czesla F.,(2001)"A new approach for assigning cost and fuels to cogeneration products", ECOS 2001,759-770

Fiaschi D., Manfrida G.,(1998),"Exergy analysis of the semi closed gas turbine combined cycle"

Frangopoulos C.,(1994),"Application of thermoeconomic functional approach to the CGAM problem",Energy,Vol 19,323-342

Graveland A.J.G.G, Gisolg E, (1998)"Exergy analysis : An efficient tool for process optimization and understanding", European Symposium on Computer Aided Process Engineering ,Vol 22 ,pp S545-S552

Horlock J.H., Young J.B., Manfrida G., (2000), " Exergy analysis of modern fossil-fuel power plant", Journal of Engineering for Gas Turbine and Power, Vol 122,1-7

Hua B., Chen Q.L.,Wang P.,(1997), " A new exergoeconomic approach for analysis and optimization of energy system", Energy, Vol 22, No 11,1071-1078.

Huang Y., Hung C., Chen.,(2000),"Exergy analysis for a combined system of steam injected gas turbine cogeneration and multiple effect evaporation", Proc Instn Mech Engineers, Vol 214, Part A

Huang Y.C, Hung C.I, Chen C.K.,(2000),"Exergy analysis for a combined system of steam-injected gas turbine cogeneration and multiple-effect evaporation", Proc Instn Mech Engrs, Vol 214, Part A.

İleri A., Güler T.,(1998),"Energy and exergy utilization in Turkey during 1995",Energy,Vol 23, 1099-1106

Jin H, Ishida M,(1993), "Graphical exergy analysis of complex cycles", Energy, Vol18,No 16,615-625

Jonston J., Elgan S., Massie.,(2001),"Exergy and economic analysis at a central cogeneration plan equipped with steam turbines", ECOS 2001, 621-626

Karthikeyan R., Hussain M.,Reddy B., Nag P.,(1998),"Performance simulation of heat recovery steam generators in a cogeneration system", International journal of energy research,Vol 22, 399-410

Kim S.,Oh D., Kwon Y., Kwak Y.,(1997),"Exergoeconomic analysis of thermal systems", Energy, Vol 23,No 5, 393-406

Kotas T.,(1984),"The exergy method of thermal plant analysis", Jhon Wiley&Sons, New York

Kwon Y., Kwak H., Oh S.,(2001),"Exergoeconomic analysis of gas turbines cogeneration systems",Exergy,Vol 1, 31-40

Lozano M.A.,Valero A.,(1993),"Theory of the exergetic cost", Energy, Vol 18, No 9, 939-960

- Manninen J.,X.X. Zhu,(1998)"Thermodynamic Analysis and Mathematical Optimization of Power Plants", European Symposium on Computer Aided Process Engineering ,Vol 22 ,pp S537-S544
- Mansson B.,(1990),"Finite-Time Thermodynamics and thermoeconomics"
- Marrero L.,Lefsafer M., Razani A., Kim K.,(2002),"Second law analysis and optimization of a combined triple power cycle", Energy Conversion and Management, Vol 43, 557-573
- Modesto M., Perz S.,(2001),"Optimization of cogeneration systems with gas turbine and recovery boiler", ECOS 2001, 859-865
- Pak P.S., Suzuki Y.,(1997) "Exergetic evaluation of gas turbine cogeneration system for district heating and cooling", International Journal of Energy Research, Vol 21,209-220
- Reco J., Velasco S., Medina A., Hernandez C.,(1997),"Optimum performances of a regenerative Brayton thermal cycle", Journal of applied physics, Vol 82, 2735-2740
- Rosen M.,(1999),"Second law analysis approaches and implication", International Journal Of Energy Research, Vol 23, 415-429
- Spakovsky M.,(1994)," Application of engineering functional analysis to the analysis and optimization the CGAM problem", Energy, Vol 19, 343-364
- Toffolo A., Lazzaretto A.,(2002),"Evolutionary algorithms for multi objective energetic and economic optimization in thermal system design", Energy, Vol 27, 549-567
- Tsatsaronis G., Park M.,(2002),"On avoidable and unavoidable exergy destructions and investment costs in thermal systems", Energy Conversion and Management, Vol 43, 1259-1270
- Tsatsaronis G., Pisa J.,(1994),"Exergoeconomic evaluation and optimization of energy systems application to the CGAM problem", Energy, Vol 19, 287-321
- Valero A., Lozano M., Serra L., Torres C.,(1994),"Application of the exergetic cost theory to the CGAM problem",Energy,Vol 19, 365-372
- Valero A., Lozano M., Serra L.,Tsatsaronis G.,Pisa J., Frangopoulos C., Spakovsky M.,(1994),"CGAM problem definition and conventional solution", Energy, Vol 19, 279-288
- Valero A., Munoz M., Lozano A.,(1986),"A general theory of exergy saving part 1. On the exergetic cost",Computer aided engineering and energy systems, Vol 3
- Valero A., Munoz M., Lozano A.,(1986),"A general theory of exergy saving part 2. On the thermoeconomic cost", Computer aided engineering and energy systems, Vol 3
- Valero A., Munoz M., Lozano A.,(1986),"A general theory of exergy saving part 3. Energy saving and thermoeconomics", Computer aided engineering and energy systems, Vol 3
- Verkhivker G.,Kosoy B.,(2001),"On the exergy analysis of power plants", Energy Conversion and Management, Vol 42, 2053-2059
- Wall G.,(1998),"Exergetics",Lecture Notes (Yayımlanmamış)
- Yang D., Wang J.,(1995),"Methodology for exergy anergy costing", ECOS 95, 167-172

EKLER

Ek1 Komponent Maliyetleri

Ek 2 Program Kodları



EK 1

Komponentlerin maliyetleri literatürde çeşitli makalelerde verilmiştir. Komponentin geometrik büyüklüklerine bağlı maliyet denklemlerinden bu çalışmada kullanılanlar verilmiştir (Valero 1994). Denklemlerdeki katsayılar çeşitli kaynaklarda farklı şekillerde verilmiştir.

$$K_K = \left(\frac{39.5m_a}{0.9 - \eta_K} \right) (\text{Pr c}) \ln(\text{Pr c})$$

$$K_Y = \left(\frac{25.6m_a}{0.995 - \frac{P_3}{P_2}} \right) [1 + \exp(0.018T_3 - 26.4)]$$

$$K_T = \left(\frac{266.3m_g}{0.92 - \eta_t} \right) \ln \left(\frac{P_3}{P_4} \right) [1 + \exp(0.036T_3 - 54.4)]$$

$$K_R = 2290 \left(\frac{m_g(h_4 - h_6)}{0.018(\Delta TLM)} \right)^{0.6}$$

$$K_A = 3650 \left[\left(\frac{h_8 - h_d}{\Delta TLM} \right)^{0.8} + \left(\frac{h_d - h_9}{\Delta TLM} \right)^{0.8} \right] + 11820m_b + 658m_g^{1.2}$$

EK 2

Modellerde kullanılan Visual Basic programına ait program kodları verilmiştir.

```
Public Ma, xhn, xho, xhs, xhco, kimsn, kimso, kimsco, kimssg, kimssl, kimmetan As Double

Dim prc, prt, ver, cis, tis, qyan, wnet, gtver, ka, kaa, kg, kgg, cpb, cpa, cpbb, etkinlik, t3, t4,
t5, t1, t2, Pyak, dp1, dp2, dp3 As Double

Private Sub cmdhesapla_Click()

    xhn = Text1(0).Text

    xho = Text1(1).Text

    xhs = Text1(2).Text

    xhco = Text1(3).Text

    t1 = Text4(2).Text

    t3 = Text4(3).Text

    etkinlik = Text4(4).Text

    yanver = Text2(1).Text

    hu = Text2(0).Text

    cis = Text4(0).Text

    tis = Text4(1).Text

    pdy = Text6(0).Text

    Pyak = Text6(1).Text

    dp1 = Text3(1).Text

    dp2 = Text3(2).Text

    dp3 = Text3(3).Text

    rb = Text13(12).Text
```

aa = 0

***** GIRIS HESAPLARI *****

Ma = xhn * 28 + xho * 32 + xhs * 18 + xhco * 48

hn1 = nitent(t1)

ho1 = oksent(t1)

hs1 = suent(t1)

hco1 = coent(t1)

h1 = xhn * hn1 + xho * ho1 + xhs * hs1 + xhco * hco1

h1g = -h1 / Ma

hco3 = coent(t3)

hn3 = nitent(t3)

ho3 = oksent(t3)

hs3 = suent(t3)

hmetan = metent(t1)

sn1 = nites(t1)

so1 = okses(t1)

ss1 = sues(t1)

sco1 = coes(t1)

S1 = (xhn * sn1 + xho * so1 + xhs * ss1 + xhco * sco1) - (xhn * 8.314 * Log(1.013) + xho * 8.314 * Log(1.013) + xhs * 8.314 * Log(1.013) + xhco * 8.314 * Log(1.013))

***** BASINC ORANI DONGUSU *****

For prc = 2 To 32 Step 1

prt = prc * (1 - dp1 - dp2) / (1 + dp3)

p1 = 1

$$p2 = p1 * prc$$

$$p3 = p2 * (1 - dp1 - dp2)$$

$$p4 = p1 * (1 + dp3)$$

$$p5 = p2 * (1 - dp1)$$

$$p6 = 1$$

$$t2s = t1$$

Do

$$t2s = t2s + 0.5$$

$$sn2s = nites(t2s)$$

$$so2s = okses(t2s)$$

$$ss2s = sues(t2s)$$

$$sco2s = coes(t2s)$$

$$s2s = (xhn * sn2s + xho * so2s + xhs * ss2s + xhco * sco2s) - (xhn * 8.314 * \text{Log}(prc) + xho * 8.314 * \text{Log}(prc) + xhs * 8.314 * \text{Log}(prc) + xhco * 8.314 * \text{Log}(prc))$$

$$ds = S1 - s2s$$

Loop Until $ds < 0.01$

$$hco2s = coent(t2s)$$

$$hn2s = nitent(t2s)$$

$$ho2s = oksent(t2s)$$

$$hs2s = suent(t2s)$$

$$h2s = xhn * hn2s + xho * ho2s + xhs * hs2s + xhco * hco2s$$

$$h2 = (h1 + (h2s - h1) / cis)$$

$$t2 = t2s$$

Do

$$t2 = t2 + 0.5$$

$$hn2 = \text{nitent}(t2)$$

$$ho2 = \text{oksent}(t2)$$

$$hs2 = \text{suent}(t2)$$

$$hco2 = \text{coent}(t2)$$

$$h2g = xhn * hn2 + xho * ho2 + xhs * hs2 + xhco * hco2$$

$$dh = h2 - h2g$$

Loop Until $dh < 0.01$

$$hn2 = \text{nitent}(t2)$$

$$ho2 = \text{oksent}(t2)$$

$$hs2 = \text{suent}(t2)$$

$$hco2 = \text{coent}(t2)$$

$$\text{lamda} = -(xhn * (hn3 - hn2) + xho * (ho3 - ho2) + xhs * (hs3 - hs2) + xhco * (hco3 - hco2)) / \\ (hmetan - (1 - \text{yanver}) * hu - (-2 * ho3) + hco3 + 2 * hs3)$$

$$xn = (xhn / (1 + \text{lamda}))$$

$$xo = (xho - 2 * \text{lamda}) / (1 + \text{lamda})$$

$$xco = (xhco + \text{lamda}) / (1 + \text{lamda})$$

$$xs = (xhs + 2 * \text{lamda}) / (1 + \text{lamda})$$

$$Mg = xn * 28 + xo * 32 + xs * 18 + xco * 48$$

$$H3 = (xn * hn3) + (xo * ho3) + (xs * hs3) + (xco * hco3)$$

$$sn2 = \text{nites}(t2)$$

$$so2 = \text{okses}(t2)$$

ss2 = sues(t2)

sco2 = coes(t2)

$S2 = (x_{hn} * sn2 + x_{ho} * so2 + x_{hs} * ss2 + x_{hco} * sco2) - (x_{hn} * 8.314 * \text{Log}(prc) + x_{ho} * 8.314 * \text{Log}(prc) + x_{hs} * 8.314 * \text{Log}(prc) + x_{hco} * 8.314 * \text{Log}(prc))$

sn3 = nites(t3)

so3 = okses(t3)

ss3 = sues(t3)

sco3 = coes(t3)

$S3 = (x_n * sn3 + x_o * so3 + x_s * ss3 + x_{co} * sco3) - (x_n * 8.314 * \text{Log}(p3 / p1) + x_o * 8.314 * \text{Log}(p3 / p1) + x_s * 8.314 * \text{Log}(p3 / p1) + x_{co} * 8.314 * \text{Log}(p3 / p1))$

t4s = t3

Do

t4s = t4s - 0.5

sn4s = nites(t4s)

so4s = okses(t4s)

ss4s = sues(t4s)

sco4s = coes(t4s)

$s4s = (x_n * sn4s + x_o * so4s + x_s * ss4s + x_{co} * sco4s) - (x_n * 8.314 * \text{Log}(p4 / p1) + x_o * 8.314 * \text{Log}(p4 / p1) + x_s * 8.314 * \text{Log}(p4 / p1) + x_{co} * 8.314 * \text{Log}(p4 / p1))$

ds = S3 - s4s

Loop Until ds > 0.01

hco4s = coent(t4s)

hn4s = nitent(t4s)

ho4s = oksent(t4s)

hs4s = suent(t4s)

$$h4s = x_n * h_{n4s} + x_o * h_{o4s} + x_s * h_{s4s} + x_{co} * h_{co4s}$$

$$H4 = H3 - t_{is} * (H3 - h4s)$$

$$t4 = t3$$

Do

$$t4 = t4 - 0.5$$

$$h_{n4} = \text{nitent}(t4)$$

$$h_{o4} = \text{oksent}(t4)$$

$$h_{s4} = \text{suent}(t4)$$

$$h_{co4} = \text{coent}(t4)$$

$$h4g = x_n * h_{n4} + x_o * h_{o4} + x_s * h_{s4} + x_{co} * h_{co4}$$

$$dh = H4 - h4g$$

Loop Until $dh > 0.01$

$$s_{n4} = \text{nites}(t4)$$

$$s_{o4} = \text{okses}(t4)$$

$$s_{s4} = \text{sues}(t4)$$

$$s_{co4} = \text{coes}(t4)$$

$$S4 = (x_n * s_{n4} + x_o * s_{o4} + x_s * s_{s4} + x_{co} * s_{co4}) - (x_n * 8.314 * \text{Log}(p4 / p1) + x_o * 8.314 * \text{Log}(p4 / p1) + x_s * 8.314 * \text{Log}(p4 / p1) + x_{co} * 8.314 * \text{Log}(p4 / p1))$$

***** REGENERATÖR HESABI *****

Do

$$t5 = t2 + \text{etkinlik} * (t4 - t2)$$

$$h_{n5} = \text{nitent}(t5)$$

$$h_{o5} = \text{oksent}(t5)$$

hs5 = suent(t5)

hco5 = coent(t5)

H5 = xhn * hn5 + xho * ho5 + xhs * hs5 + xhco * hco5

lamda = -(xhn * (hn3 - hn5) + xho * (ho3 - ho5) + xhs * (hs3 - hs5) + xhco * (hco3 - hco5)) /
(hmetan - (1 - yanver) * hu - (-2 * ho3) + hco3 + 2 * hs3)

xn = (xhn / (1 + lamda))

xo = (xho - 2 * lamda) / (1 + lamda)

xco = (xhco + lamda) / (1 + lamda)

xs = (xhs + 2 * lamda) / (1 + lamda)

H3 = (xn * hn3) + (xo * ho3) + (xs * hs3) + (xco * hco3)

S3 = (xn * sn3 + xo * so3 + xs * ss3 + xco * sco3) - (xn * 8.314 * Log(p3 / p1) + xo * 8.314
* Log(p3 / p1) + xs * 8.314 * Log(p3 / p1) + xco * 8.314 * Log(p3 / p1))

Mg = xn * 28 + xo * 32 + xs * 18 + xco * 48

t4s = t3

Do

t4s = t4s - 0.5

sn4s = nites(t4s)

so4s = okses(t4s)

ss4s = sues(t4s)

sco4s = coes(t4s)

s4s = (xn * sn4s + xo * so4s + xs * ss4s + xco * sco4s) - (xn * 8.314 * Log(p4 / p1) + xo *
8.314 * Log(p4 / p1) + xs * 8.314 * Log(p4 / p1) + xco * 8.314 * Log(p4 / p1))

ds = S3 - s4s

Loop Until ds > 0.01

hco4s = coent(t4s)

hn4s = nitent(t4s)

ho4s = oksent(t4s)

hs4s = suent(t4s)

h4s = xn * hn4s + xo * ho4s + xs * hs4s + xco * hco4s

H4 = H3 - tis * (H3 - h4s)

t4 = t3

Do

t4 = t4 - 0.5

hn4 = nitent(t4)

ho4 = oksent(t4)

hs4 = suent(t4)

hco4 = coent(t4)

h4g = xn * hn4 + xo * ho4 + xs * hs4 + xco * hco4

dh = H4 - h4g

Loop Until dh > 0.01

sn4 = nites(t4)

so4 = okses(t4)

ss4 = sues(t4)

sco4 = coes(t4)

S4 = (xn * sn4 + xo * so4 + xs * ss4 + xco * sco4) - (xn * 8.314 * Log(p4 / p1) + xo * 8.314 * Log(p4 / p1) + xs * 8.314 * Log(p4 / p1) + xco * 8.314 * Log(p4 / p1))

sn5 = nites(t5)

so5 = okses(t5)

ss5 = sues(t5)

sco5 = coes(t5)

S5 = (xhn * sn5 + xho * so5 + xhs * ss5 + xhco * sco5) - (xhn * 8.314 * Log(p5 / p1) + xho * 8.314 * Log(p5 / p1) + xhs * 8.314 * Log(p5 / p1) + xhco * 8.314 * Log(p5 / p1))

***** KUTLE HESABI *****

my = 16

mma = 1

wnet = ((1 + lamda) * (H3 - H4) + (h1 - h2)) / (Ma * 1000) ' MJ/kg

mmy = lamda * (my / Ma) * mma 'kg/s

qyan = mmy * hu / 1000 ' MW

mmg = mma + mmy 'kg/s

wc = (h2 - h1) / (Ma * 1000) ' MJ/kg

' çevre sıcaklığında yogusum olur

yenixh2o = ((xn * 1 + xo * 1 + xco * 1) * pdy) / (p1 - pdy)

gaz = yenixh2o + (xn * 1 + xo * 1 + xco * 1)

xny = xn / gaz

xoy = xo / gaz

xcoy = xco / gaz

xsy = yenixh2o / gaz

xssy = 1 - gaz

hss1 = susent(t1)

H6 = H4 + (1 / (1 + lamda)) * ((h2 - H5))

t6 = t4

Do

t6 = t6 - 0.5

hn6 = nitent(t6)

ho6 = oksent(t6)

hs6 = suent(t6)

hco6 = coent(t6)

h6g = (xn * hn6 + xo * ho6 + xs * hs6 + xco * hco6)

dh = h6g - H6

Loop Until dh < 0.01

sn6 = nites(t6)

so6 = okses(t6)

ss6 = sues(t6)

sco6 = coes(t6)

S6 = (xn * sn6 + xo * so6 + xs * ss6 + xco * sco6) - (xn * 8.314 * Log(p6 / p1) + xo * 8.314 * Log(p6 / p1) + xs * 8.314 * Log(p6 / p1) + xco * 8.314 * Log(p6 / p1))

etkinlik2 = (t5 - t2) / (t4 - t2)

detkinlik = etkinlik2 - etkinlik

Loop Until detkinlik < 0.01

!***** EKSERJİ HESABI *****

e1 = havaeks(xhn, xho, xhs, xhco, t1, t1, p1, p1, Ma, mma, h1, h1) ' MW

e2 = havaeks(xhn, xho, xhs, xhco, t2, t1, p2, p1, Ma, mma, h2, h1) ' MW

e5 = havaeks(xhn, xho, xhs, xhco, t5, t1, p5, p1, Ma, mma, H5, h1) ' MW

e3f = havaeks4(xn, xo, xs, xco, t3, t1, p3, p1, Mg, mmg, H3, xn, xo, xsy, xco, xssy)

e3kim = kimstandarteks(xny, kimsn, xsy, kimssg, xcoy, kimsco, xoy, kimso, t1, Mg, mmg)

e3 = e3f + e3kim

e4f = havaeks4(xn, xo, xs, xco, t4, t1, p4, p1, Mg, mmg, H4, xn, xo, xsy, xco, xssy)

e4kim = kimstandarteks(xny, kimsn, xsy, kimssg, xcoy, kimsco, xoy, kimso, t1, Mg, mmg)

e4 = e4f + e4kim

e6f = havaeks4(xn, xo, xs, xco, t6, t1, p6, p1, Mg, mmg, H6, xn, xo, xsy, xco, xssy)

e6kim = kimstandarteks(xny, kimsn, xsy, kimssg, xcoy, kimsco, xoy, kimso, t1, Mg, mmg)

e6 = e6f + e6kim

e10f = (mmy * 8.314 * t1 / (my * 1000)) * Log(Pyak / 1.013)

e10kim = kimmetan * mmy / (1000 * my)

e10 = e10kim + e10f

***** GÜÇ HESABI *****

guc = (mma + mmy) * wnet ' MW

guckomp = mma * wc ' MW

***** BUHAR HESABI *****

t9 = Text13(1).Text

p9 = Text13(0).Text

dtp = Text13(2).Text

hf = Text13(5).Text

so = Text13(9).Text

ho = Text13(11).Text

S8 = Text13(10).Text

t8 = 25

p8 = 1

'kondenser ile ilgili bilgiler

pkon = 0.05 'bar

sfk = 0.4764

$$\text{sfgk} = 7.9187$$

$$\text{hfk} = 137.82$$

$$\text{hfgk} = 2423.7$$

$$\text{td} = \text{buhar1.BOILP}(\text{p9})$$

$$\text{h9} = \text{buhar1.HSUB2}(\text{t9}, \text{p9})$$

$$\text{s9} = \text{buhar1.SSUB2}(\text{t9}, \text{p9})$$

$$\text{hg} = \text{buhar1.HSUB2}(\text{td}, \text{p9})$$

$$\text{H8} = 4.1868 * \text{t8}$$

$$\text{ta} = \text{td} + \text{dtp}$$

$$\text{hna} = \text{nitent}(\text{ta})$$

$$\text{hoa} = \text{oksent}(\text{ta})$$

$$\text{hsa} = \text{suent}(\text{ta})$$

$$\text{hcoa} = \text{coent}(\text{ta})$$

$$\text{ha} = (\text{xn} * \text{hna} + \text{xo} * \text{hoa} + \text{xs} * \text{hsa} + \text{xco} * \text{hcoa})$$

$$\text{mb} = ((\text{mmg} / \text{Mg}) * (\text{H6} - \text{ha})) / (\text{h9} - \text{hf}) \text{ 'kg/s}$$

$$\text{H7} = \text{H6} - (\text{mb} * \text{Mg} / \text{mmg}) * (\text{h9} - \text{H8})$$

$$\text{t7} = \text{t6}$$

$$\text{Do}$$

$$\text{t7} = \text{t7} - 0.5$$

$$\text{hn7} = \text{nitent}(\text{t7})$$

$$\text{ho7} = \text{oksent}(\text{t7})$$

$$\text{hs7} = \text{suent}(\text{t7})$$

$$\text{hco7} = \text{coent}(\text{t7})$$

$$\text{h7g} = (\text{xn} * \text{hn7} + \text{xo} * \text{ho7} + \text{xs} * \text{hs7} + \text{xco} * \text{hco7})$$

$$dh = h7g - H7$$

Loop Until $dh < 0.01$

$$e9f = \text{sueks}(\text{mb}, h9, \text{ho}, t1, s9, \text{so})$$

$$e8f = \text{sueks}(\text{mb}, H8, \text{ho}, t1, S8, \text{so})$$

$$e9\text{kim} = \text{mb} * \text{kimssl} / (18.015 * 1000) \text{ 'MW}$$

$$e8\text{kim} = \text{mb} * \text{kimssl} / (18.015 * 1000)$$

$$e9 = e9f + e9\text{kim} \text{ 'MW}$$

$$e8 = e8f + e8\text{kim} \text{ 'MW}$$

$$p7 = 1$$

$$\text{sn7} = \text{nites}(t7)$$

$$\text{so7} = \text{okses}(t7)$$

$$\text{ss7} = \text{sues}(t7)$$

$$\text{sco7} = \text{coes}(t7)$$

$$S7 = (\text{xn} * \text{sn7} + \text{xo} * \text{so7} + \text{xs} * \text{ss7} + \text{xco} * \text{sco7}) - (\text{xn} * 8.314 * \text{Log}(p7 / p1) + \text{xo} * 8.314 * \text{Log}(p7 / p1) + \text{xs} * 8.314 * \text{Log}(p7 / p1) + \text{xco} * 8.314 * \text{Log}(p7 / p1))$$

$$e7f = \text{havaeks4}(\text{xn}, \text{xo}, \text{xs}, \text{xco}, t7, t1, p7, p1, \text{Mg}, \text{mmg}, H7, \text{xn}, \text{xo}, \text{xsy}, \text{xco}, \text{xssy})$$

$$e7\text{kim} = \text{kimstandarteks}(\text{xny}, \text{kimsn}, \text{xsy}, \text{kimssg}, \text{xcoy}, \text{kimsco}, \text{xoy}, \text{kimso}, t1, \text{Mg}, \text{mmg})$$

$$e7 = e7f + e7\text{kim}$$

$$\text{xkur} = (s9 - \text{sfk}) / \text{sfgk}$$

$$h13 = \text{hfk} + \text{xkur} * \text{hfgk}$$

$$\text{verimic} = 0.85$$

$$\text{verimmek} = 0.99$$

$$\text{verimbuh} = \text{verimic} * \text{verimmek}$$

'buhar oranı

$$\text{gucbt} = (\text{mb} * \text{rb} * (\text{h9} - \text{h13}) * \text{verimbuh}) / 1000$$

$$\text{h13us} = \text{h13} / \text{verimic}$$

$$\text{s13us} = \text{s9} / \text{verimic}$$

$$\text{e11} = \text{rb} * \text{e9}$$

$$\text{e12} = (1 - \text{rb}) * \text{e9}$$

$$\text{e13f} = \text{sueks}(\text{mb} * \text{rb}, \text{h13us}, \text{ho}, \text{t1}, \text{s13us}, \text{so})$$

$$\text{e13kim} = \text{mb} * \text{rb} * \text{kimssl} / (18.015 * 1000) \text{ 'MW}$$

$$\text{e13} = \text{e13f} + \text{e13kim} \text{ 'MW}$$

***** EKSERJİ VERİM HESABI *****

$$\text{eksver} = (\text{guc} + \text{gucbt} + ((\text{e12} - \text{e8}))) / ((\text{e10}))$$

$$\text{etop} = \text{guc} + \text{gucbt} + ((\text{e12} - \text{e8})) \text{ 'MW}$$

$$\text{e10} = (\text{guc} + \text{gucbt}) / ((\text{e12} - \text{e8}))$$

$$\text{gtver} = (\text{guc} + \text{gucbt}) / \text{qyan}$$

*****MALİYET HESAPLARI *****

Dim z, alfa, Mo, No As Double

$$\text{cy} = 0.004$$

$$z = 0.182 * 1.06 / 8000$$

$$\text{kc} = (((71.1 * \text{mma}) / (0.9 - \text{cis})) * \text{prc} * \text{Log}(\text{prc})) * z / 3600$$

$$\text{kt} = ((479.34 * (\text{mma} + \text{mmy}) / (0.92 - \text{tis})) * \text{Log}(\text{prt}) * (1 + 2.718 ^{(0.036 * \text{t3} - 54.4)})) * z / 3600$$

$$\text{ky} = (((46.08 * \text{mma}) / (0.995 - (\text{p3} / \text{p5}))) * (1 + 2.718 ^{(0.018 * \text{t3} - 26.4)})) * z / 3600$$

$$\text{kbt} = (823.7 * (\text{gucbt} * 1000) ^{0.8}) * z / 3600$$

$$\text{tin} = \text{t6} - \text{t2}$$

$$\text{tout} = \text{t4} - \text{t5}$$

$$t_{lm} = (t_{in} - t_{out}) / \text{Log}(t_{in} / t_{out})$$

$$k_{rej} = (4122 * ((mmg * (H_4 - H_6) / (Mg)) / (0.018 * t_{lm})) ^ 0.6) * z / 3600$$

$$v_{vv} = (e_3 - e_4) / (e_3 + e_6 - e_4)$$

$$s_{ulu} = \text{Log}((t_7 - t_8) / dtp)$$

$$k_{ulu} = \text{Log}((t_6 - t_9) / dtp)$$

$$d_{tlm} = (t_7 - t_8 - dtp) / s_{ulu}$$

$$d_{tlm} = (t_6 - t_9 - dtp) / k_{ulu}$$

$$k_a = (6570 * (((mmg * (h_a - H_7) / (Mg)) / d_{tlm}) ^ 0.8) + (((mmg * (H_6 - h_a) / (Mg)) / d_{tlm}) ^ 0.8)) + 21276 * m_b + (1184.4 * (mmg) ^ 1.2)) * z / 3600$$

$$k_{c1} = 1000 * k_c$$

$$k_{t1} = 1000 * k_t$$

$$k_{y1} = 1000 * k_y$$

$$k_{a1} = 1000 * k_a$$

$$k_{rej1} = 1000 * k_{rej}$$

$$M = (k_c + k_y + k_t + k_{rej} + k_a) * 3600 / z$$

$$c_{wn} = (1 / g_{uc}) * (k_{rej} + k_c + k_y + c_y * e_{10} + k_t * ((e_6 + e_3 - e_4) / (e_3 - e_4))) / (((g_{uckomp} + g_{uc}) / g_{uc}) * ((e_6 + e_3 - e_4) / (e_3 - e_4)))$$

$$c_{wg} = (((c_{wn} * g_{uc}) * (((g_{uc} + g_{uckomp}) / g_{uc}) - k_t) * ((e_6 - e_7) / (e_3 - e_4)) + k_a)) / e_9 \text{ '$/MJ'}$$

$$c_{wb} = (c_{wg} * e_{11} + k_{bt}) / g_{ucbt}$$

' bu değerlerin miils/kWh değerinin hesabı

$$c_{wn1} = c_{wn} * 3600 \text{ ' mills/kWh}$$

$$c_{wg1} = c_{wg} * 3600 \text{ ' mills/kWh}$$

$$c_{wb1} = c_{wb} * 3600$$

$$c_{wo} = (g_{uc} * c_{wn1} + (e_{12} - e_8) * c_{wg1} + g_{ucbt} * c_{wb1}) / e_{top} \text{ ' mills/kWh}$$

$$c_{wo2} = (g_{uc} * c_{wn1} + g_{ucbt} * c_{wb1}) / (g_{uc} + g_{ucbt})$$

$$\text{topal} = ((\text{mmg} * (\text{ha} - \text{H7}) / (\text{Mg})) / \text{dtlmp} * 100) + ((\text{mmg} * (\text{H6} - \text{ha}) / (\text{Mg})) / \text{dtlmev} * 60)$$

**** TABLOYA YAZDIRMA ****

aa = aa + 1

With tablo1

.Col = aa

.Row = 1

.Text = Format(t2, "###.##0")

.Row = 2

.Text = Format(t5, "###.##0")

.Row = 3

.Text = Format(t4, "###,###.##0")

.Row = 4

.Text = Format(t6, "###,###.##0")

.Row = 5

.Text = Format(e1, "###,###.##0")

.Row = 6

.Text = Format(e2, "###,###.##0")

.Row = 7

.Text = Format(e3, "###,###.##0")

.Row = 8

.Text = Format(e4, "###,###.##0")

.Row = 9

.Text = Format(e5, "###,###.##0")

.Row = 10

```
.Text = Format(e6, "###,###.##0")  
  
.Row = 11  
  
.Text = Format(e10, "###,###.##0")  
  
.Row = 12  
  
.Text = Format(mma, "###,###.##0")  
  
.Row = 13  
  
.Text = Format(mmy, "###,###.##0")  
  
.Row = 14  
  
.Text = Format(mmg, "###,###.##0")  
  
.Row = 15  
  
.Text = Format(wnet, "###,###.##0")  
  
.Row = 16  
  
.Text = Format(qyan, "###,###.##0")  
  
.Row = 17  
  
.Text = Format(wc, "###,###.##0")  
  
.Row = 18  
  
.Text = Format(guc, "###,###.##0")  
  
.Row = 19  
  
.Text = Format(gtver, "###,###.##0")  
  
.Row = 20  
  
.Text = Format(eksver, "###,###.##0")  
  
.Row = 21  
  
.Text = Format(kcl, "###,###.##0")  
  
.Row = 22
```

```
.Text = Format(ky1, "###,###.##0")

.Row = 23

.Text = Format(kt1, "###,###.##0")

.Row = 24

.Text = Format(krej1, "###,###.#####0")

.Row = 25

.Text = Format(ka1, "###,###.#####0")

.Row = 26

.Text = Format(cwg, "###,###.##0")

.Row = 27

.Text = Format(cwn, "###,###.##0")

.Row = 28

.Text = Format(M, "###,###.##0")

.Row = 29

.Text = Format(e7, "###,###.##0")

.Row = 30

.Text = Format(mb, "###,###.##0")

.Row = 31

.Text = Format(etop, "###,###.##0")

.Row = 32

.Text = Format(eio, "###,###.##0")

.Row = 33

.Text = Format(cwo2, "###,###.##0")

.Row = 34
```

```

.Text = Format(cwg1, "###,###.##0")

.Row = 35

.Text = Format(cwo, "###,###.##0")

End With

Next prc

End Sub

Private Sub cmdstandart_Click()

Text1(0).Text = 0.7748

Text1(1).Text = 0.2059

Text1(2).Text = 0.019

Text1(3).Text = 0.0003

Text2(1).Text = 0.98

Text2(0).Text = 50000

Text3(1).Text = 0.03

Text3(2).Text = 0.05

Text3(3).Text = 0.05

Text4(0).Text = 0.86

Text4(1).Text = 0.86

Text4(2).Text = 298.15

Text4(3).Text = 1520

Text4(4).Text = 0.62

Text6(0).Text = 0.03169

Text6(1).Text = 12

Text13(0).Text = 20

```

Text13(1).Text = 485

Text13(2).Text = 10

Text13(5).Text = 908.5929

Text13(9).Text = 0.367

Text13(11).Text = 104.857

Text13(12).Text = 0.5

Text13(10).Text = 0.3666

End Sub

Private Sub Command1_Click()

End

End Sub

Private Sub Command2_Click()

seki1.Show

End Sub

Private Sub Form_Load()

kimsn = 639

kimso = 3951

kimsco = 14176

kimssg = 8636

kimssl = 45

kimmetan = 824348

' standart kimyasal ekserji degerleri

With tablo1

.Row = 0

```
.Col = 0

.Text = "Basinc orani"

For d = 2 To 32

.Row = 0

.Col = d - 1

.Text = d

.ColWidth(d) = 1000

Next d

.Row = 1

.Col = 0

.Text = "T2 (K)"

.Row = 2

.Text = "T5 (K)"

.Row = 3

.Text = "T4 (K)"

.Row = 4

.Text = "T6 (K)"

.Row = 5

.Text = "E1 (MW)"

.Row = 6

.Text = "E2 (MW)"

.Row = 7

.Text = "E3 (MW)"

.Row = 8
```

.Text = "E4 (MW)"

.Row = 9

.Text = "E5 (MW)"

.Row = 10

.Text = "E6 (MW)"

.Row = 11

.Text = "E10 (MW)"

.Row = 12

.Text = "Hava debisi (kg/s)"

.Row = 13

.Text = "Yakıt debisi (kg/s)"

.Row = 14

.Text = "Egzos gazı debisi (kg/s)"

.Row = 15

.Text = "Net Is (MJ)"

.Row = 16

.Text = "Isı enerjisi (MJ)"

.Row = 17

.Text = "Kompresör işi (MJ)"

.Row = 18

.Text = "Güç (MW)"

.Row = 19

.Text = "Termik verim"

.Row = 20

.Text = "Ekserji verimi"

.Row = 21

.Text = "Kompresör birim maliyeti (mills/s)"

.Row = 22

.Text = "Yanma odası birim maliyeti (mills/s)"

.Row = 23

.Text = "Türbin birim maliyeti (mills/s)"

.Row = 24

.Text = "Regeneratör birim maliyeti (mills/s)"

.Row = 25

.Text = "Atık ısı kazanı birim maliyeti (mills/s)"

.Row = 26

.Text = "Birim buhar ekserji maliyeti (\$/Mj)"

.Row = 27

.Text = "Birim elektrik ekserji maliyeti (\$/Mj)"

.Row = 28

.Text = "T7 (K)"

.Row = 29

.Text = "E7 (MW)"

.Row = 30

.Text = "Buhar debisi (kg/s)"

.Row = 31

.Text = "Toplam ekserji (MW)"

.Row = 32

```

.Text = "Elektrik ısı oranı"

.ColWidth(0) = 2500

.Row = 33

.Text = " Birim elektrik ekserji maliyet (mills/kWh)"

.Row = 34

.Text = "Birim buhar ekserji maliyeti (mills/kWh)"

.Row = 35

.Text = "Birim ortalama maliyeti (mills/kWh)"

End With

End Sub

Private Sub Frame1_DragDrop(Index As Integer, Source As Control, X As Single, Y As Single)

End Sub

Private Sub tablo1_MouseDown(Button As Integer, Shift As Integer, X As Single, Y As Single)

If Button = 2 Then

    PopupMenu MDIForm1.mnusagtus, 0, tablo1.Left + X, tablo1.Top + Y

End If

End Sub

```

ÖZGEÇMİŞ

Doğum tarihi	23.12.1971	
Doğum yeri	İzmir	
Lise	1985-1988	Özel Fatih Erkek Lisesi
Lisans	1989-1993	Yıldız Teknik Üniversitesi Makine Fak. Makine Mühendisliği Bölümü
Yüksek Lisans	1993-1995	Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Müh. Anabilim Dalı, Enerji Proses Programı
Doktora	1995-	Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Müh. Anabilim Dalı, Enerji Proses Programı
Çalıştığı kurum	1991-Devam ediyor YTÜ Makine Fak. Makine Müh. Bölümü Araştırma Görevlisi	

