

T.C

ULUDAĞ ÜNİVERSİTESİ

FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

BİR ÜÇLÜ ÜRETİM SİSTEMİNİN TERMOEKONOMİK ANALİZİ

Yakup ŞEN

Prof. Dr. Ömer KAYNAKLI

(Danışman)

YÜKSEK LİSANS TEZİ

MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

BURSA-2017

Her Hakkı Saklıdır.

TEZ ONAYI

Yakup ŞEN tarafından hazırlanan "Bir Üçlü Üretim Sisteminin Termoekonomik Analizi" adlı tez çalışması aşağıdaki jüri tarafından oy birliği ile Uludağ Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı'nda yüksek lisans tezi olarak kabul edilmiştir.

Danışman: Prof. Dr. Ömer KAYNAKLI

Başkan : Prof. Dr. Ömer KAYNAKLI
Uludağ Üniversitesi
Mühendislik Fakültesi
Makine Mühendisliği Bölümü
İmza

Üye : Prof. Dr. Recep YAMANKARADENİZ
Uludağ Üniversitesi
Mühendislik Fakültesi
Makine Mühendisliği Bölümü
İmza

Üye : Yrd. Doç. Fuat TAN
Bursa Teknik Üniversitesi
Doğa Bilimleri, Mimarlık ve
Mühendislik Fakültesi
Lif ve Polimer Mühendisliği Bölümü
İmza

Yukarıdaki sonucu onaylarım.

Prof. Dr. Ali BAYRAM

Enstitü Müdürü

12../1../**2017**

U.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, tez yazım kurallarına uygun olarak hazırladığım bu tez çalışmasında;

- tez içindeki bütün bilgi ve belgeleri akademik kurallar çerçevesinde elde ettiğimi,
- görsel, işitsel ve yazılı tüm bilgi ve sonuçları bilimsel ahlak kurallarına uygun olarak sunduğumu,
- başkalarının eserlerinden yararlanılması durumunda ilgili eserlere bilimsel normlara uygun olarak atıfta bulunduğumu,
- atıfta bulunduğum eserlerin tümünü kaynak olarak gösterdiğimi,
- kullanılan verilerde herhangi bir tahrifat yapmadığımı,
- ve bu tezin herhangi bir bölümünü bu üniversite veya başka bir üniversitede başka bir tez çalışması olarak sunmadığımı

beyan ederim.

20/01/2017

Yakup ŞEN

ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

BİR ÜÇLÜ ÜRETİM SİSTEMİNİN TERMOEKONOMİK ANALİZİ

Yakup ŞEN

Uludağ Üniversitesi

Fen Bilimleri Enstitüsü

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Prof. Dr. Ömer KAYNAKLI

Ülkemiz, enerji kaynaklarında %70'ten fazla dışa bağımlıdır. Bu nedenle, enerji kaynaklarının bilinçli ve daha verimli kullanılması oldukça önemlidir. Enerji kaynaklarından etkin bir biçimde yararlanma yöntemlerinden biri de ısı ve güç üretiminin birleşik olduğu (kojenerasyon, trijenerasyon gibi) sistemlerdir. Bir trijenerasyon (üçlü üretim) sisteminde enerji kaynağı (örneğin doğalgaz) kullanılarak elektrik, ısıtma ve soğutma gibi üç farklı enerjiye geçiş sağlanabilmekte ve oluşan kayıplar minimize edilerek enerjinin faydalı kullanımı artırılabilmektedir.

Bu tezde, üçlü üretim sisteminin enerji ve ekserji analizleri yapılarak bir termodinamik model oluşturulacaktır. Termodinamik yöntemler arasında önemi sürekli artan termo-ekonomik değerlendirmede, ikinci yasaya göre sistem analizine dayanan ekonomik bir analiz ve optimizasyon söz konusudur. Termo-ekonomik analizin ilk aşaması sistemin ikinci yasaya dayalı ekserji analizinin kapsamlı bir şekilde gerçekleştirilmesidir. Böylece tüm alt sistemler ve ekipmanlar için elde edilen ekserji kayıplarının sisteme getirdiği maliyetler ele alınabilmekte ve sistemin kayıplarının minimize edilecek şekilde tasarlanması ve optimize edilmesi mümkün olmaktadır. Termodinamik analizlerin ardından sistemde yer alan komponentlerin yatırım ve sistemin işletme masrafları dikkate alınarak ekonomik değerlendirme yürütülecektir. İncelenen sistemlerin sürdürülebilirliği ve toplam maliyeti, bu analizler yardımıyla ortaya konmaya çalışılacaktır. Gaz ve buhar çevrimlerinin yanı sıra soğutma amacıyla kullanılacak absorpsiyonlu çevrim için, üçlü üretim sisteminin ısı ve elektrik yüklerine göre en uygun çalışma koşulları tespit edilecektir.

Anahtar Kelimeler: Üçlü üretim, Rankine çevrimi, Brayton çevrimi, Absorpsiyonlu soğutma,Termoekonomik analiz.

2017, x+ 76 sayfa.

ABSTRACT

MSc Thesis

Thermoeconomic analysis of a trigeneration system

Yakup ŞEN

Uludağ University

Graduate School of Natural and Applied Sciences

Department of Mechanical Engineering

Supervisor: Prof. Dr. Ömer KAYNAKLI

Our country is foreign dependent in energy sources at a rate of above 70 percent. Therefore, it is very important to use the energy sources consciously and more efficiently. Among the methods for effectively utilizing the energy sources are the use of trigeneration system and cogeneration system combining the heat and power production. In a trigeneration system, transmission to three different energies such as electricity, heating and cooling can be provided and the occurring loss is minimized, thereby advantageous use of energy can be increased with the use of energy source (for instance, natural gas).

In this thesis, by considering different scenarios, a thermoeconomic model will be formed by performing the energy, exergy and economic analysis of a trigeneration system including all the sub-cycles thereof. In the thermoeconomic evaluation, the importance of which is continuously increasing in thermodynamic methods, an economic analysis and optimization based on the system analysis according to the second law are mentioned. The first stage of the thermoeconomic analysis is to perform the exergy analysis of the system based on the second law extensively. Thus, the costs brought to the system by the loss of exergy obtained for all the sub-systems and equipment can be discussed and it is possible to design and optimize the system in a manner to minimize its loss. Subsequent to the thermodynamic analysis, an economic evaluation will be performed by considering the investment expenses of the components in the system and operating expenses of the system. Sustainability and total cost of the systems examined will be attempted to be presented by means of these analyses. Optimum operating conditions will be detected for the absorption cycle to be used for cooling in addition to the gas and steam cycles according to the heat and electricity loads of the trigeneration system.

Key Words: Trigeneration, Rankine cycle, Brayton cycle, Absorption cooling, Thermoeconomic analysis.

2017, x+76 pages.

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖZET i
ABSTRACT ii
İÇİNDEKİLER iii
KISALTMALAR DİZİNİ v
TEŞEKKÜR viii
ŞEKİLLER DİZİNİ ix
ÇİZELGELER DİZİNİ x
1.GİRİŞ 1
2.KAYNAK ARAŞTIRMASI 2
2.1.Üçlü Üretim (Trijenerasyon) Sistemleri 5
2.2.Üçlü Üretim Sisteminin Çalışma Prensibi 6
3.MATERYAL VE YÖNTEM 8
3.1. Enerji Analizi 8
3.1.1. Sürekli Akışlı Açık Sistem 8
3.2. Ekserji Analizi 9
3.3. Ekserji Kaybı ve Termoekonomik Analiz 11
4. BULGULAR 15
4.1. Üçlü Üretim Sisteminin Termoekonomik Analizi 15
4.2. Sistemdeki Her Komponent İçin Enerji Analizi 16
4.2.1. Kompresörün Enerji Analizi 16
4.2.2. Yanma Odasının Enerji Analizi 17
4.2.3. Hava Ön Isıtıcı Enerji Analizi 18
4.2.4. Gaz Türbininin Enerji Analizi 18
4.2.5. Atık Isı Kazanının Enerji Analizi 19
4.2.6. Pompanın Enerji Analizi 20
4.2.7. Buhar Türbinin Enerji Analizi 21
4.2.8. Yoğuşturucunun Enerji Analizi 22
4.2.9. Proses Isı Biriminin Enerji ve Ekserji Analizi 23
4.2.10. Kojenerasyon Sisteminin Enerji Verimi 25
4.3. Absorpsiyonlu Soğutma Çevriminin Enerji Analizi 26
4.3.1. Generatörün Enerji Analizi 26
4.3.2. Yoğuşturucu Enerji Analizi 28
4.3.3. Genleşme Valfinin Enerji Analizi 29
4.3.4. Buharlaştırıcı Enerji Analizi 30
4.3.5. Absorber Enerji Analizi 31
4.3.6. Eriyik Pompanın Enerji Analizi 33
4.3.7. Eriyik Isı Değiştiricisinin Enerji Analizi 33
4.3.8. Eriyik Genleşme Valfinin Enerji Analizi 36
4.3.9. Soğutma Devresi Eşanjörü Enerji Analizi 36
4.3.10. Absorpsiyonlu Soğutma Çevriminin Performans Katsayısının Hesaplanması 37
4.4. Üçlü Üretim Sisteminin Ekserji Analizi 37
4.4.1. Kompresörün Ekserji Analizi 37
4.4.2. Yanma Odasının Ekserji Analizi 38
4.4.3. Hava Ön Isıtıcısı Ekserji Analizi 40
4.4.4. Gaz Türbini Ekserji Analizi 40

4.4.5. Atık Isı Kazanının Ekserji Analizi 41
4.4.6. Pompanın Ekserji Analizi 43
4.4.7. Karışım Odası Ekserji Analizi 45
4.4.8. Buhar Türbininin Ekserji Analizi 45
4.4.9. Yoğuşturucunun Ekserji Analizi 46
4.4.10. Kojenerasyon Sisteminin Ekserji Verimi 47
4.5. Absorpsiyonlu Soğutma Çevriminin Ekserji Analizi 48
4.5.1. Generatörün Ekserji Analizi 48
4.5.2. Yoğuşturucu Ekserji Analizi 49
4.5.3. Genleşme Valfi Ekserji Analizi 50
4.5.4. Soğutma Devresi Eşanjörü Ekserji Analizi 51
4.5.5. Buharlaştırıcı Ekserji Analizi 52
4.5.6. Absorber Ekserji Analizi 52
4.5.7. Eriyik Pompasının Ekserji Analizi 54
4.5.8. Eriyik Isı Değiştiricisinin Ekserji Analizi 54
4.5.9. Eriyik Genleşme Valfinin Ekserji Analizi 55
4.5.10. Soğutma Devresi Eşanjörü Ekserji Analizi 55
4.5.11. Absorpsiyonlu Soğutma Sisteminin Toplam Ekserji Kaybı 56
4.5.12. Absorpsiyonlu Soğutma Sisteminin Ekserji Verimi 56
4.5.13. Ekserji Kaybı ve Termoekonomik Analiz 56
5.SONUÇ 70
6.KAYNAKLAR 72
ÖZGEÇMİŞ 76

KISALTMALAR DİZİNİ

COP	Performans katsayısı
c_p	Özgül Isı (kj/kgK)
E	Ekserji
g	Yerçekimi ivmesi (m/s^2)
h	Entalpi (kj/kg)
Hu	Alt ısı miktarı (kj/kg)
I	Tersinmezlik (kW)
$\dot{m}_y$	Yakıt debisi (kg/s)
$\dot{m}_h$	Hava debisi (kg/s)
$\dot{m}$	Kütlesel debisi (kg/s)
P	Basınç (bar)
r_p	Basınç oranı
R	Gaz sabiti (kj/kgK)
$\dot{S}_{üretim}$	Sistemin toplam entropi üretimi (Kw/K)
s	Entropi (kj/kgK)
T	Sıcaklık (K)
T_0	Çevre sıcaklığı (K)
V	Hız (m/s)
z	Yükseklik farkı (m)
$\dot{Q}$	Birim zamanda ısı geçişi (kW)
X	LiBr-H_2O konsantrasyonu (%)
$\dot{W}$	Birim zamanda yapılan iş (kW)
$\dot{W}_{net}$	Net güç (kW)
$\dot{W}_{tr}$	Birim zamanda yapılan tersinir iş (kW)
η_{II}	İkinci yasa verimi
η_{th}	Isıl verim
ψ	Akış kullanılabilirliği (kj/kg)

χ	Kayıp kullanılabilir enerji (kW)

Alt indisler:

A	Absorber
ABP	Alçak basınç pompası
AIK	Atık ısı kazanı
aph	Hava ön ısıtıcısı
ASS	Absorpsiyonlu soğutma sistemi
B	Buharlaştırıcı
BT	Buhar türbini
cc	Yanma odası
ç	çıkış
e	elektrik
EID	Eriyik ısı değiştirici
ep	Eriyik pompası
f	Fakir eriyik
fiz	Fiziksel
g	Giriş
G	Generatör
GT	Gaz türbini
GV	Genleşme valfi
K	Kompresör
k	Kimyasal
KO	Karışım odası
ky	Kayıp
p	Pompa
PIB	Proses ısı değiştirme birimi
SDE	Soğutma devresi eşanjörü
T	Toplam
tr	Tersinir
Y	Yoğuşturucu

y	Yakıt
YBP	Yüksek basınç pompası
z	Zengin eriyik
0	Ölü hal

TEŞEKKÜR

Bu tez çalışmamın hazırlanması süresince bana her konuda yardımcı olan ve beni yetiştiren değerli danışman hocam Prof. Dr. Ömer KAYNAKLI 'ya ve kıymetli hocam Prof. Dr. Recep YAMANKARADENİZ' e teşekkür ederim.

Bugünlere gelmemde büyük emeği olan aileme, yeğenim Emir YILMAZ'a ve eğitim hayatım boyunca emeklerini esirgemeyen tüm hocalarıma teşekkür ederim.

Yakup ŞEN

/ /2017

ŞEKİLLER DİZİNİ

Sayfa

Şekil 1. Üçlü üretim (elektrik, ısı ve soğutma) sisteminin akışı 6
Şekil 4.1.Üçlü üretim sistemi ve sistemi oluşturan komponentler..... 15
Şekil 4.2.Kompresör 16
Şekil 4.3.Yanma odası 17
Şekil 4.4.Hava ön ısıtıcısı 18
Şekil 4.5.Gaz türbini 18
Şekil 4.6.Atık ısı kazanı 19
Şekil 4.7.Pompa 20
Şekil 4.8.Buhar türbini 21
Şekil 4.9.Yoğuşturucu 22
Şekil 4.10.Proses ısı birimi 23
Şekil 4.11.Generatör 27
Şekil 4.12.Yoğuşturucu 28
Şekil 4.13.Genleşme valfi 29
Şekil 4.14.Buharlaştırıcı 30
Şekil 4.15.Absorber 31
Şekil 4.16.Eriyik pompası 33
Şekil 4.17.Eriyik ısı değiştirici 33
Şekil 4.18.Eriyik genleşme valfi 36
Şekil 4.19.Soğutma devresi eşanjörü 36
Şekil 4.20.Soğutma devresi eşanjörü 51
Şekil 4.21.Komponent bazlı ekserji kaybı yüzde oranı 67
Şekil 4.22.Komponent bazlı eksergoekonomik faktör yüzde oranı 67

ÇİZELGELER DİZİNİ

Sayfa

Çizelge 4.1. Kompresöre ait veriler 16
Çizelge 4.2. Gaz türbinine ait veriler 19
Çizelge 4.3. Atık ısı kazanına ait veriler 19
Çizelge 4.4. Pompalara ait veriler 21
Çizelge 4.5. Buhar türbinine ait veriler 21
Çizelge 4.6. Yoğuşturucuya ait veriler 22
Çizelge 4.7. Proses ısı birimine ait veriler 24
Çizelge 4.8. Ara buhar alma durumunda buhar türbinine ait veriler 25
Çizelge 4.9.Maddelerin 1.013 bar ve 298.15 K sıcaklıkta sahip oldukları kimyasal ekserjileri 40
Çizelge 4.10. Komponent bazlı ekserji kaybı oranı ve eksergoekonomik faktör 66
Çizelge 4.11. Komponent bazlı ekserji kaybı oranı ve eksergoekonomik faktör 66
Çizelge 4.12.Üçlü üretim sistemine ait termodinamik veriler 68

1. GİRİŞ

Elektrik, ısı ve soğutma enerjisi üreten trijenerasyon sisteminin modellenmesi, termodinamik ve termoekonomik analizlerine odaklanılan bu tezde ekserji analizi ile sistemde olan kayıpların ve sistem içerisinde tersinmezliklerden kaynaklanan ekserji yıkımlarının yeri ve miktarı hesaplanacaktır. Lityum Bromür (LiBr)-su (H2O) akışkan çiftiyle çalışan absorbsiyonlu soğutma sisteminin her bir elemanının termodinamiğin birinci ve ikinci kanununa göre analizi yapılacak ve üçlü üretim sisteminin her bir noktasındaki çalışma şartları (P, T, m, X, h, s, eks; basınç, sıcaklık, debi, konsantrasyon, entalpi, entropi, ekserji) belirlenecek ve farklı çalışma koşulları ve farklı amaca (elektrik, ısıtma, soğutma veya buhar üretiminin farklı miktarlarda talep edilmesine) göre karşılaştırmalı sonuçlar elde edilecektir.

Oluşturulan üçlü üretim sisteminde aşağıdaki çalışmaların yapılması planlanmaktadır:

- Komple sistemin alt çevrimlerle birlikte birinci ve ikinci yasa analizinin yapılması.
- İkinci yasa analizi ve bu analizin bir sonucu olarak tüm sistem bileşenlerinin ekserji analizinin yapılması, ekserji kayıplarının/yıkımlarının ve ekserji verimlerinin bulunması. Bu analizlerin hem sistem bileşenleri hem de sistemin bütünü üzerinde gerçekleştirilmesi.

2. KAYNAK ARAŞTIRMASI

Günümüzde enerji verimliliği hem ekonomi hem de çevre açısından son derece önem arz etmektedir. Trijenerasyon sisteminde tek bir enerji kaynağı kullanılarak elektrik, ısı ve soğuk üretimi eş zamanlı yapılmaktadır. Üçlü üretim tesislerinin en büyük avantajı, ihtiyaç duyulan enerji türlerini (elektrik, ısıtma ve soğutma) istenildiği zaman ve miktarda üretebilmesidir. Bu sistemler, kendi enerjilerini kendileri ürettiklerinden dışa bağımlı değildir. Üretilen enerjideki kalite ve devamlılık sistemin diğer bir avantajı olarak değerlendirilir. Böylece elektrik kesilmesi, frekans ve voltajdaki dalgalanmalar ortadan kalkmış olmaktadır. Ayrıca sistemde egzoz gazlarından faydalanıldığından CO_2 emisyonları düşük ve çevre kirliliği yönünden de avantajlı bir konumdadır (Çetin 2006).

Günümüzde tüketim merkezlerine, enerji hatlarıyla enerjinin nakli yerine, tüketim merkezlerine yakın üreticilerin bir rekabet ortamı içinde (iki ya da üç tüketicinin ürettiği enerji arzı) ile üretimlerini arz edecekleri bir piyasanın oluşturulması yönünde uygulamalar vardır. Desantralizasyon denilen bu sistemin asıl hedefi tüketim merkezlerine yakın üretim birimlerinin oluşturulmasıdır. Kojenerasyon ve trijenerasyon tesisleri, tüketim merkezlerinin yakınında kurulmasıyla yüksek verimli ve temiz enerji üretim teknolojisi doğrultusunda kullanılan sistemlerdendir (İnallı vd. 2002).

Tasarlanıp, uygulamaya koyulacak sistemler, sistemin ekonomikliği, teknik açıdan toplam sistem verimliliği ve kullanıcının ihtiyaçları göz önünde bulundurularak uygun bir şekilde seçilmelidir. Ayrıca çeşitli sebeplerden dolayı, kullanılması düşünülen yakıt cinsine, yapılacak bölgenin ihtiyacına göre sistem seçilir. Kurulacak sistemler büyük bir yatırım olduğu için, sistemin fizibilitesinin çok detaylı olarak yapılması mecburiyeti vardır. Genellikle uygulamada, 15-20 MW seviyesinin altında gaz motorları, üzerinde ise gaz türbinleri kullanılmaktadır. Aslında bu seçim elektrik/ısı kullanım oranına göre yapılır (Koçak ve Gülşen 1998).

İkili ve üçlü üretim sistemleriyle ilgili yapılan çalışmalar incelendiğinde, Zheng ve Furimsky (2003), çalışmalarında kojenerasyon santralleri için ASPEN simülasyon programı kullanarak örnek bir model belirlemişlerdir. Hesaplanan değerler, 43.6

MW'lık gaz türbini ve 28.6 MW'lık buhar türbini çalıştıran santralin verileri ile karşılaştırılmış ve sonuçları incelenmiştir. Bu program Shell, Texaco, KRW ve BGL petrol firmaları tarafından da kombine çevrim santrallerinde kullanılmaktadır. Bilgen (2000), gaz türbini, atık ısı kazanı ve buhar türbini ile çalışan kojenerasyon santrallerinde ekserji ve mühendislik analizlerinin benzeşimi üzerinde çalışma yapmıştır. Ekserji analizini, termodinamiğin birinci ve ikinci yasasına bağlı olarak incelemiştir. Mühendislik analizi, yatırım ve geri ödeme maliyetlerine göre incelenmiştir. Yapılan analizin simülasyonu için algoritma oluşturulmuştur. Toral vd. (2000), kojenerasyon santrallerinin optimizasyon ve simülasyonu için SQP paket programı geliştirmişlerdir. Bu program, kombine çevrim santralinde yatırım ve üretim maliyetleri için ekonomik optimizasyon modeli sunmaktadır. Teknik yönden sistemde bulunan gaz türbini, atık ısı kazanı, buhar türbini verileri incelenip hesaplanırken ekonomik kısmında da maliyet hesabı yapılmaktadır.

Sönmez (1998), kombine çevrim santralinin birinci kanun analizine göre optimizasyonunu yaparken, Minciuc et al. (2003) üçlü üretim sistemlerini analiz etmişlerdir. Gaz türbinli ya da içten yanmalı motor ile absorbsiyon soğutmalı sistem esas alınarak termodinamik çözümleri üzerine çalışmışlardır. Ballı (2008) Eskişehir organize sanayi bölgesinde kurulu bulunan gaz türbin motorlu kojenerasyon ve gaz-dizel (çift yakıtlı) motorlu trijenerasyon sistemlerinin enerji, ekserji ve ekserjekonomik analiz yöntemleriyle performanslarını değerlendirmiş, iki sistemi kıyaslamıştır. Buna ilave olarak Ballı vd. (2010) termoekonomik yöntemle de ürünlerin maliyetlerini, maliyet denge ilişkilerini ve termodinamik verimsizliklerini kapsayan parametreleri, farklı fiyat ve ekserjekonomik faktörlere bağlı olarak incelemişlerdir. Temir ve Bilge (2004), doğalgaz ile beslenen elektriksel güç üreten bir trijenerasyon tesisinin, egzoz gazlarından yaralanarak absorbsiyonlu soğutma yapan sistemin verimliliğini incelemişlerdir. Sistem ve üniteler için enerji ve mali kaynakların optimum şekilde kullanılabilmesi için termoekonomik analiz yönteminin uygulanması gerektiğini belirtmişlerdir. Bu metotla mevcut enerji kayıp ve kazanım miktarlarını, sistem ve sistemdeki komponentler için ayrı ayrı hesaplamışlardır. Sistemin yatırım ve işletme maliyetleri kullanılarak, sistemin en verimli şekilde çalışabilmesi için hangi parametrelerin ne şekilde değiştirilmesi gerektiğini incelemişlerdir.

Yenice (2005) kojenerasyon santralleri için fizibilite raporu hazırlanmasına yönelik bir bilgisayar simülasyon programı hazırlamıştır. İster (2006), mevcut bir fabrikada trijenerasyon sisteminin kullanılabilirliğini araştırmış, mevcut sistemin termodinamik analizini, fizibilitesini ve tasarımını yapmıştır. Çetin (2005), kompresör basınç oranı, gaz türbin giriş sıcaklığı, türbin ve kompresör izentropik verimleri değişken parametre olarak alınarak, atık ısı kazanlı kombine çevrim sistemin termoekonomik analizini yapmıştır. Visual Basic programlama dilinde yazılan programla oluşturulan model çözümlenmiş ve birim elektrik enerjisi için minimum üretimi maliyetini veren dizayn parametrelerini belirlemiştir. Çetin (2006) ise maksimum kombine çevrim performansını veren optimum dizayn şartları üzerinde çalışılıp, incelemiştir.

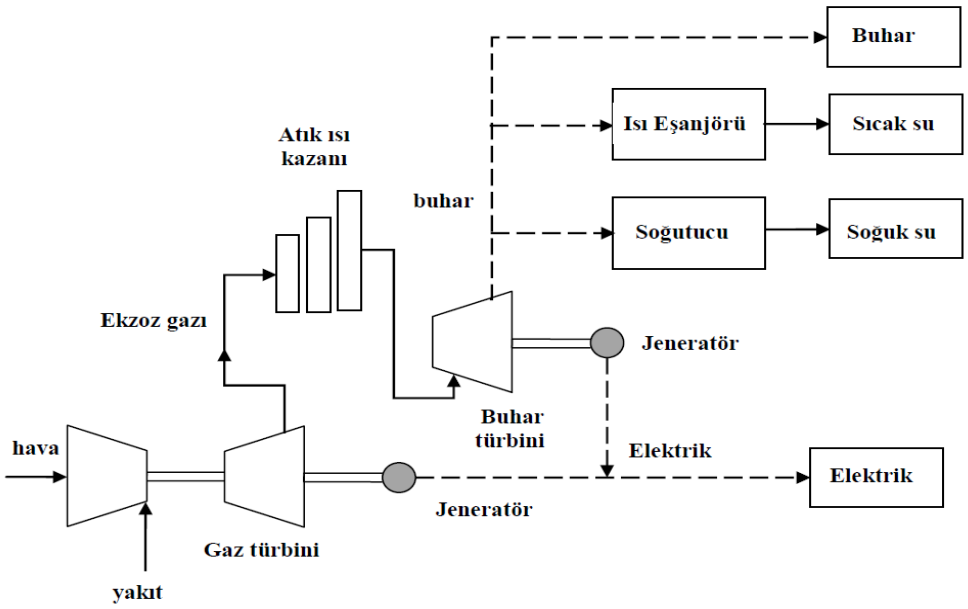
Hernandez-Santoyo ve Sanchez-Cifuentes (2003), kojenerasyon sistemi ile üçlü üretim sisteminin karşılaştırılması üzerine çalışmışlardır. Yaptıkları çalışmada kojenerasyon sistemi ve üçlü üretim sistemlerinin termoekonomik analizlerini yaparak hangi sistemin hangi şartlarda daha avantajlı olduğunu tespit etmişlerdir.

KWon ve ark. (2001), kojenerasyon ve kombine çevrim santralleri gibi bir tek yakıt girdisi ile birden fazla ürün üreten tesislerde, ürünlerin ayrı ayrı birim maliyetlerinin tespitinin çok zor, ama önemli olduğunu belirtmişler ve 1000 kW'lık bir gaz türbin kojenerasyon tesisine eksergoekonomik analiz yapmışlardır. Bu tesisin birim ürün ekserji maliyetlerini hesaplayarak, akış esnasındaki herbir nokta için ekserji dengesini yazmışlar ve her bir birim için bu ekserji değerlerine bağlı olarak erserjiekonomik denge denklemini oluşturmuşlardır. Bandyapadhyay ve ark. (2001) yaptıkları çalışmada, bir kojenerasyon tesisinin termoekonomik optimizasyonu ele almışlardır. Maksimum güç üretimi ya da minimum işletme maliyetini sağlamaya çalışan çok kademeli bir kojenerasyon sistemi üzerine çalışılmıştır. Akışkan seçimi ve işletme basıncını belirlemede ki esneklikle kojenerasyon tesisinin optimum tasarım ve işletme şartları belirlenmiştir.

2.1. Üçlü Üretim (Trijenerasyon) Sistemleri

Kojenerasyon sistemlerinde ısı ve elektrik birlikte üretilmektedir fakat yaz aylarında ısı enejisine kış sezonuna göre daha az gereksinim olduğu için verimde düşme meydana gelmektedir. Bu sistemler soğutma gereksinimini de karşılayacak şekilde geliştirilerek üçlü üretim (trijenerasyon) sistemleri ortaya çıkarılmıştır. Kojenerasyon sonucu elde edilen sıcak su veya buhar, absorpsiyonlu (soğurmalı) soğutucular aracılığı ile soğutmada yararlanılması esasına dayanan sisteme üçlü üretim sistemi denir. Sistemde üretilen elektrik enerjisinin veya ısı enerjisinin bir bölümü kullanılarak soğutma enerjisi üreten soğutma bileşenleri mevcuttur.

Elektrik enerjisi kullanan soğutma ünitelerine elektrik tahrikli; ısı enerjisini kullanan soğutma ünitelerine ise absorbsiyonlu (soğurma) veya adsorpsiyonlu (yüzeye verme) soğutma üniteleri adı verilmektedir. Tüketilen yakıt kojenerasyon sistemiyle aynı olmasına rağmen elektrik, ısı ve soğutma ihtiyaçları karşılanabilmektedir. Bu sistemle yakıttan yararlanma oranı daha yüksek değere ulaşmakta ve toplam verim bu sayede artırılabilmektedir. (Çalışıcı 2005, Çaka 2006). Üçlü üretim sistemlerinde genel olarak yakıt ve maliyet tasarrufu sağladığından dolayı endüstriyel ve ticari kullanıcılar için rekabet gücü sağlamaktadır. Yerel tüketicilerin ihtiyaçlarını karşılayacak yerlere kurulabildiğinden elektrik ve ısı tedarikinde kesinti riskini ortadan kaldırmaktadır. Bu sistemler enerji güvenliğine katkıda bulunarak elektrik iletim kayıplarını önlemekte ve kullanılan yakıt ihtiyacı azalacağından ithal enerji bağımlığını düşürür (Ballı 2008).



Şekil 1. Üçlü üretim (elektrik, ısı ve soğutma) sisteminin akışı (Hewett vd.1996)

2.2. Üçlü Üretim Sisteminin Çalışma Prensibi

Çevre şartlarından alınan hava, gaz türbininin kompresör kısmında sıkıştırılarak yanma odasına iletilir. Yanma odasında yüksek basınçta (12-35 bar) püskürtülerek verilen yakıt, sıkıştırılmış hava ile karışarak yanar. Yanma odası çıkışında 1000 - 1600 ˚C sıcaklıktaki oluşan yüksek basınçlı sıcak gazlar gaz türbini kanatlarından geçerek türbini döndürür ve türbine bağlı jeneratörden elektrik enerjisi üretilir. Gaz türbininden çıkan sıcak atık gazlar (400- 600 ˚C) bir egzoz kanalıyla atık ısı kazanına aktarılır. Egzoz gazları ısılarını burada Rankine (buhar) çevrimine transfer eder. Atık ısı kazanında üretilerek türbine verilen buhar, türbin kademelerinde genleşir ve böylece termik enerji mekanik enerjiye dönüşmüş olur. Türbinin tahrik edilmesiyle de türbine bağlı jeneratörden elektrik enerjisi üretilir. Atık ısı kazanından nispeten düşük sıcaklıkta çıkan egzoz gazı absorbsiyonlu soğutma çevrimine verilir ve burada bu atık ısıl enerji soğutma üretimi için kullanılmış olur (Kakilli 2003).

Şekil 4.1.'de tez kapsamında ele alınması planlanan üçlü üretim sistemi en genel haliyle sunulmuştur. Bu sistem üzerinde literatürde karşılaşılan farklı uygulamalar

birleştirilmiş, çevrimlerin verimini artırıcı komponenentler de göz önünde bulundurularak kapsamlı bir yapı elde edilmiştir. Örneğin, Rankine çevriminde kullanılan Proses Isı Birimi (PIB), sistemin değişen yüklere cevap verebilen bir bileşik ısı-güç santrali oluşturmak için kullanılan bir ısı değiştiricisidir. Isı yükünün fazla olduğu (40 noktasındaki ısı ihtiyacının) zamanlarda türbinden çıkan buharın tümü PIB'a yönlendirilir. Bu durumda yoğuşturucuya buhar gitmez ($\dot{m}_6$=0). Bu da yeterli olmazsa, kazandan çıkan buharın bir kısmı bir kısılma vanasıyla veya bir basınç düşürücü vanayla (PRV) P_5 basıncına genişletilerek PIB'a gönderilir (2-4 hattı). En yüksek miktarda proses ısısı, kazandan çıkan tüm buharın basınç düşürücü vanadan geçirilmesiyle sağlanır ($\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}_4$) Bu durumda güç (elektrik) üretimi yoktur. Proses ısısına gerek duyulmadığında ise (yani 40 noktasında ısı ihtiyaca yoksa), buharın tümü türbin ve yoğuşturucudan geçer ($\dot{m}_4 = \dot{m}_5$=0) ve bu durumda sıradan bir Rankine çevrimi olarak çalışılır. Proses ısısı için enerji çekilmesi olmadığından en fazla güç (elektrik) üretimi bu durumda gerçekleşir (Çengel ve Boles 2008).

3. MATERYAL VE YÖNTEM

3.1. Enerji Analizi

Genel termodinamik tanımları

Termodinamiğin birinci yasası sistemdeki enerji bilançosunu belirler.

Matematiksel ifadeyle birinci kanun;

J$\oint \delta Q = \oint \delta W$ ifade edilir.

u+pv termodinamikte entalpi olarak tanımlanır, h ile gösterilir.

Birim kütle için; h=u+pv (kJ)

Bu denklemde P basıncı, V hacmi belirtmektedir. (Çengel ve Boles, 1994)

3.1.1. Sürekli Akışlı Açık Sistem

Sistemdeki bütün ekipmanlar sürekli açık sistem kabulüyle incelenecektir. Sürekli akışlı açık sistemler için aşağıdaki açıklamalar yapılabilir. Kontrol hacmi içinde, hiçbir özellik zamanla değişmez. Ayrıca, kontrol hacmine giren toplam kütle ve enerji, kontrol hacminden çıkan toplam kütle ve enerjiye eşit olmak zorundadır, çünkü m_{kh} ve E_{kh} sabittir.

Kontrol hacminin sınırlarındaki hiçbir özellik zamanla değişmez. Bu nedenle giren ve çıkan akışkanların özellikleri zamana göre sabittir. Giriş ve çıkıştaki kütle debisi sabittir.

Sistemin çevresiyle birim zamanda yaptığı ısı alışverişi veya birim zamanda yaptığı iş sabittir (Çengel ve Boles 1994).

Sürekli Akışlı Açık Sistemlerde Kütlenin Korunumu;

$$\left\{\begin{matrix}\text{Birim zamanda KH}'\text{ne} \\ \text{giren toplam kütle}\end{matrix}\right\} = \left\{\begin{matrix}\text{Birim zamanda KH}'\text{den} \\ \text{çıkan toplam kütle}\end{matrix}\right\}$$

$$\sum \dot{m}_g = \sum \dot{m}_ç \quad \text{(kg/s)} \qquad (3.1)$$

Burada g indisi girişi, ç indisi de çıkısı simgelemektedir. (Çengel ve Boles 1994)
Sürekli Akışlı Açık Sistemlerde Enerji korunumu;

$$\left\{\begin{matrix}\text{Birim zamanda}\\ \text{ısı veya iş olarak}\\ \text{sınırları geçen}\\ \text{toplam enerji}\end{matrix}\right\} = \left\{\begin{matrix}\text{Birim zamanda}\\ \text{kütle ile birlikte}\\ \text{KH'den çıkan}\\ \text{toplam enerji}\end{matrix}\right\} - \left\{\begin{matrix}\text{Birim zamanda}\\ \text{kütle ile birlikte}\\ \text{KH'ye giren}\\ \text{toplam enerji}\end{matrix}\right\}$$

$$\dot{Q} - \dot{W} = \sum \dot{m}_ç\, Q_ç - \sum \dot{m}_g\, Q_g \tag{3.2}$$

Burada, Q akış işi de içinde olmak üzere akışkanın birim kütlesinin toplam enerjisidir.

$$\dot{Q} - \dot{W} = \sum \dot{m}_ç \left(h_ç + \frac{V_ç^{\,2}}{2} + gz_ç\right) - \sum \dot{m}_g \left(h_g + \frac{V_g^{\,2}}{2} + gz_g\right) \tag{3.3}$$

Denklemde ısı transfer terimi yok edilir, potansiyel ve kinetik enerji farkları ihmal edilirse adyabatik bir süreçte üretilen güç aşağıdaki denklemden bulunur.(Ünver ve Kılıç 2005)

$$\dot{w}_K = \sum \dot{m}_ç\, h_ç - \sum \dot{m}_g\, h_g \tag{3.4}$$

3.2. Ekserji Analizi

Sürekli akışlı açık sistemlerin ikinci yasa çözümlemesi, Sürekli akışlı açık sistem için termodinamiğin ikinci yasası aşağıdaki gibi yazılır;

$$\dot{S}_{\text{üretim}} = \sum \dot{m}_ç\, s_ç - \sum \dot{m}_g\, s_g + \frac{\dot{Q}_A}{T_K} \tag{3.5}$$

Burada $\dot{Q}_{\text{çevre}} = -\dot{Q}$ ve $\dot{S}_{\text{üretim}}$ sürekli akışlı açık sistemin toplam entropi üretimidir. Birinci kanun da kullanılarak ısı geçiş terimi yok edilirse;

$$\dot{W} = \sum \dot{m}_g \left(h_g + \frac{V_g^{\,2}}{2} + gz_g - T_0 s_g\right) - \sum \dot{m}_ç \left(h_ç + \frac{V_ç^{\,2}}{2} + gz_ç - T_0 s_g\right) - T_0 \dot{S}_{ür} \tag{3.6}$$

Eşitliği bulunur. Bu denklemde verilen $\dot{W}$, açık sistemde yapılan gerçek iştir, aynı zamanda yararlı işe eşittir, çünkü sürekli akışlı açık sistemlerin sınırları sabit olup çevre işi hesaplanmaz.

Sürekli akışlı açık sistemin bir giriş ve bir çıkışı varsa, yukarıdaki denklem basitleştirilebilir;

$$\dot{W}_{tr} = \dot{m}\left[(h_g - h_ç) - T_0(s_g - s_ç) + \frac{{v_g}^2 - {v_ç}^2}{2} + g(z_g - z_ç)\right] \quad (3.7)$$

Veya sistemden geçen birim kütle için;

$$w_{tr} = (h_g - h_ç) - T_0(s_g - s_ç) + \frac{{V_g}^2 - {V_ç}^2}{2} + g(z_g - z_ç) \quad (3.8)$$

$$w_{tr} = T_0\Delta s - \Delta h - \Delta ke - \Delta pe \quad (3.9)$$

Sürekli akışlı açık sistemin bir girişi ve bir çıkışı varsa, potansiyel ve kinetik enerji değişimleri ihmal edilirse tersinir iş;

$$\dot{W}_{tr} = \dot{m}\left[(h_g - h_ç) - T_0(s_g - s_ç)\right] \quad (kW) \quad (3.10)$$

Bir giriş ve bir çıkışlı sürekli akışlı açık sistem için,

$$w_{tr} = \psi_g - \psi_ç \quad (3.11)$$

$$\dot{W}_{tr} = \dot{m}(\psi_g - \psi_ç) \quad (3.12)$$

Elde edilir. Bir açık sistemde birim zamanda tersinmezlik İ veya birim kütle için tersinmezlik i, tersinir işle yararlı iş arasındaki faktır.

$$\dot{I} = \dot{W}_{tr} - \dot{W}_y = T_0\dot{S}_{üretim} \quad (kW) \quad (3.13)$$

Birim kütle için tersinmezlik ise;

$$i = w_{tr} - w_y = T_0\dot{S}_{üretim} \quad (kJ/kg) \quad (3.14)$$

Akış kullanılabilirliği ψ ile gösterilir, denklemde giriş hali indissiz olarak, çıkış hali de ölü hal olmak üzere 0 indisiyle gösterilirse, ($V_0 = 0$, $z_O = 0$)

$$\psi = (h - h_0) - T_0(s - s_0) + \frac{v^2}{2} + gz \quad (3.15)$$

Kayıp kullanılabilir enerji aşağıdaki denklemle bulunur.

$$\chi_{ky} = \left(1 - \frac{T_0}{T_K}\right)\sum Q_g + \sum \dot{m}_g\psi_g - \sum \dot{m}_ç\psi_ç - \dot{W}_{fay} \quad (3.16)$$

Sürekli akışlı açık sistemlerin sınırları sabit olup çevre işi söz konusu olmadığından sistemde yapılan gerçek iş faydalı işe eşittir.

$$\dot{W}_{fay} = \dot{W}_y \tag{3.17}$$

Ayrıca bir andaki kayıp kullanılabilir enerji tersinmezliğe eşittir.

$$\chi_{ky} = \dot{I} \tag{3.18}$$

Mükemmel gazların entropi değişimlerini sabit özgül ısı varsayımıyla aşağıdaki gibi ifade edilebiliriz.

$$s_2 - s_1 = c_{v,ort} \ln \frac{T_2}{T_1} + R \ln \frac{v_2}{v_1} \qquad (kJ/kgK) \tag{3.19}$$

$$s_2 - s_1 = c_{p,ort} \ln \frac{T_2}{T_1} + R \ln \frac{P_2}{P_1} \qquad (kJ/kgK) \tag{3.20}$$

Değişken özgül ısılar yardımıyla iki nokta arasındaki entropi farkı aşağıdaki denklemler yardımıyla bulunur (Çengel ve Boles 1999).

$$s_2 - s_1 = s_2^0 - s_1^0 - R \ln \frac{P_2}{P_1} \tag{3.21}$$

$$s_2 - s_1 = s_2^0 - s_1^0 - R_u \ln \frac{P_2}{P_1} \tag{3.22}$$

Burada s_2^0 mükemmel gazın T_2 sıcaklığındaki entropi değeri, s_1^0 ise T_1 sıcaklığındaki entropi değeridir.

3.3. Ekserji Kaybı ve Termoekonomik Analiz

Sistemin herhangi bir elemanı için birim zamanda kaybedilen ekserji miktarı E_{ky};

$$E_{ky} = E_Q - E_{W,E} + \sum E_i - \sum E_e \tag{3.23}$$

$$E_{ky} = \sum \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) Q - W + \sum_{\dot{i}} m_i e_i - \sum_{e} m_e e_e \tag{3.24}$$

Şeklinde ifade edilir. Bu eşitliklerde kaybedilen ekserji akısı E_{ky}, incelenen elemandan başka bir sisteme transfer edilen ekserji akısı ile tersinmezlikler nedeniyle tüketilen ve başka bir yerde de kullanılamayan ekserji akısının toplamını ifade etmektedir.

Sistemin tümünde yok edilen ekserji ise, her bir elemanda yok edilen ekserjinin toplamıdır:

$$\sum_{a=1}^{n} E_{ky_a} = E_{ky_1} + E_{ky_2} + E_{ky_3} + \cdots + E_{ky_n} \quad (3.25)$$

Herhangi bir ünitede veya elemanda yok olan ekserjinin sistemin tümünde yok edilen ekserjiye oranı (y_{ky}), ele alınan birimin sistemin kayıp enerjisinin ne kadarına neden olduğunu gösterir (Bejan v.d.1996).

$$y_{ky} = \frac{E_{ky}}{\sum E_{ky}} \quad (3.26)$$

Termoekonomik analiz yöntemi prensip olarak ekserjinin maliyetlendirilmesine dayandırılacaktır. Termoekonomide, amortisman, ekserji, nitelik, maliyet, fiyat, kaynak, tüketim, amaç ve nedensellik kavramları birbiriyle ilişkilidir. Ekserjinin maliyet analizinde kullanılmasıyla nitelikler homojen hale getirilmektedir. Sistemlerdeki kütle, ısı ve iş akışlarının kullanılabilir termodinamik değerleri ekserjisi ile belirlenebilir olmasından dolayı, termal sistemlerde maliyet ataması yapılırken ekserjinin kullanılması çok anlamlıdır. Ekserjinin maliyetlendirilmesinde her bir ekserji akımı karakteristik bir maliyetle ilişkilidir. Böylece tasarlanması düşünülen bir termal sisteme giren ve çıkan ekserji ile ilişkili maliyet değerleri ve ekserji ile ilişkili güç ve ısı akımı ifade edilebilecektir.

Tasarlanmış sistemin bir bileşenini, sistemin diğer bileşenlerinden izole ederek optimize etmek amacıyla, birden fazla matematiksel yaklaşım kullanılabilir. Bu yaklaşımlardan bazılarına açık literatürde de ulaşmak mümkündür. Ekserjiye bağlı termodinamik ve ekonomik bileşenlerin birleşmesiyle ortaya çıkan termoekonomik analiz ve optimizasyon yönteminde, sistem izolasyonu yaklaşımıyla her bir sistem bileşeninin optimum ekserji verimini elde etmek temel amaçtır. Termoekonomi, ekserji metodu ile ekonomik analiz kavramlarını birleştiren bir disiplindir. Termoekonomik optimizasyonun amacı da, tasarlanan bir sistem yapısı içinde, sermaye maliyeti giderleri ile ekserji giderleri arasında, sistem ürününün maliyetini minimum yapan bir bağ kurmaktır.

Termoekonomik optimizasyon prosedüründe ekserji metodunun kullanılmasının avantajı sistemin çeşitli elemanlarının tek tek optimize edilebilmesidir. Enerjinin bir

kalite standardı olan ekserjinin evrenselliğiyle ve proses kusurlarının bir ölçüsü olan tersinmezliklerin kullanılmasıyla, sistem elemanlarının bireysel olarak optimizasyonu mümkündür. Matematiksel modeller ve simülasyon programlarına dayanan optimizasyon tekniklerinden farklı olarak termoekonomik analizler sistemin tüm termodinamik ve ekonomik verimini arttırmaya yarayan yapısal değişimler hakkında öneriler ve gösterimler sunar.

Ekserji Maliyeti Çevresiyle ısı, iş veya madde alışverişinde bulunan sistemlerde yok edilen ekserji verim kaybına yol açar. Kaybolan birim ekserji akısının maliyeti $\dot{C}$, birim ekserji maliyeti c ile ekserji akısının çarpımıdır.

$$\dot{C} = c.\dot{E} = c.\dot{m}\, e \tag{3.27}$$

Herhangi bir ekipman için maliyet denge denklemi;

$$\sum \dot{C}_e + \dot{C}_w = \dot{C}_q + \sum \dot{C}_i + \dot{Z}_i \tag{3.28}$$

Şeklinde yazılabilir. Burada Z bir ekipmanın yatırım, işletme, bakım bedellerini kapsayan, seviyelendirilmiş parasal gideridir. Bu değer (Z) yıllık çalışma süresi, sistem ömrü, faiz gibi ekonomik parametrelerin fonksiyonudur.

Birim ekserji akısının maliyeti c, bu akımı oluşturmak için harcanan paradır. Bir üniteden elde edilmek istenen o ünitenin ürünü ve bu ürünü elde etmek için harcananlar da yakıt olarak tanımlanır. Bir ünitenin yakıtı başka bir üniteden gelen bir akımsa, bunun parasal değeri her iki ünite için de aynıdır. Bir ünitede iki veya daha fazla sayıda akım varsa bunların fiyatları akımların ekserjileri farklı olsa da eşit olur. Bir dış akımın taşıdığı ekserjinin tutarı bu çıktığı üniteye mal edilir. Parasal giderler iki grup altında toplanabilir. Biri ekserji harici, yatırım, işletme, bakım, onarım gibi masraflar, diğeri yok edilen ekserjinin parasal değeridir. Bir üniteyi değerlendirirken bunlardan hangisinin ekserji akımı maliyetinin daha ağırlıklı olduğunu bilmek, o ünitenin

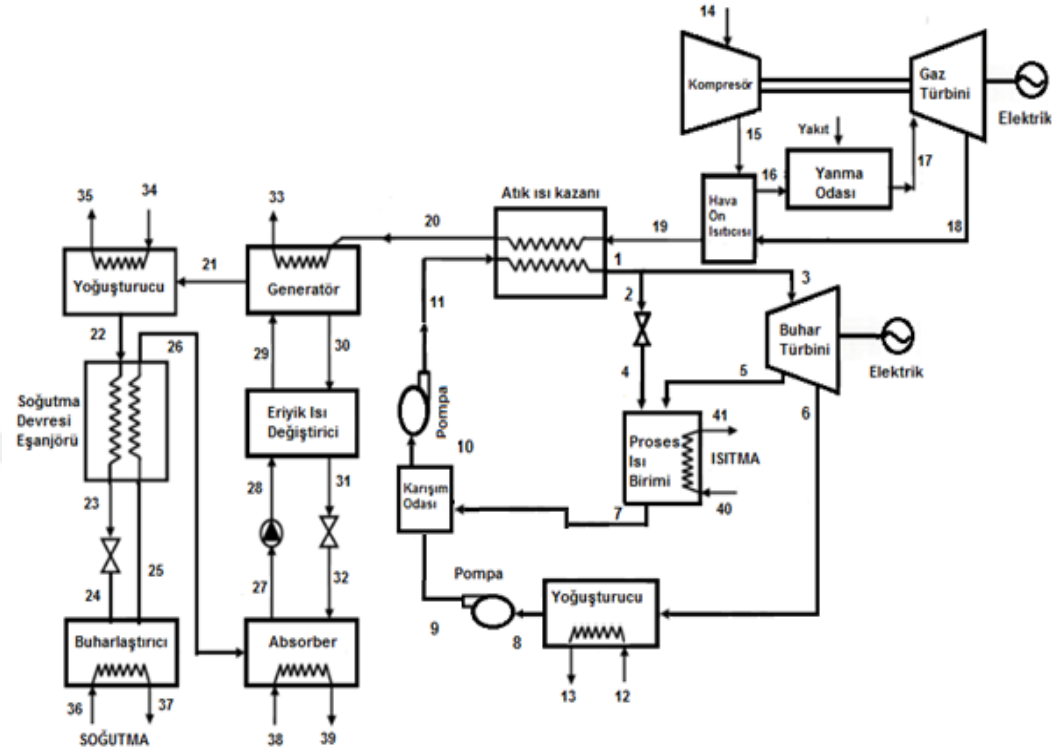
iyileştirilebilmesi için nereye odaklanılması gerektiğini gösterir. Bu değerlendirme ölçütü termoekonomik (eksergoekonomik) faktör f aşağıdaki gibi tanımlanır.

$$f = \frac{\dot{Z}}{\dot{Z} + c_{ky}\dot{E}_k} \tag{3.29}$$

f'nin nispeten büyük değeri, ele alınan ünitenin parasal giderlerinin ağırlıklı olarak yatırım, işletme masraflarından kaynaklandığını gösterir. Ünitenin veriminin yükseltilmeye çalışılması, örneğin ısı geçişinde sıcaklık farkını azaltmak amacıyla yüzeyini büyütmek ya da verimi yüksek olan daha pahalı donanım kullanmak yeterli oranda gerçekçi olmayacaktır. Küçük f değerleri ise bunun tersini gösterir. Buna göre, sonuçta yatırım ve işletme masraflarını artırmak olsa da yüksek verimli donanımlar kullanılmaktadır (Bejan v.d. 1996).

4. BULGULAR

4.1. Üçlü Üretim Sisteminin Termoekonomik Analizi



Şekil 4.1. Üçlü üretim sistemi ve sistemi oluşturan komponentler

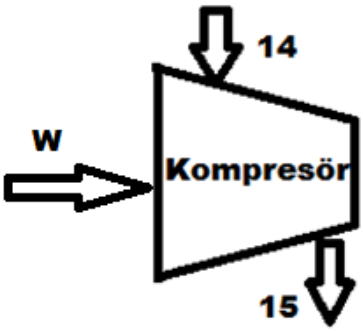
Aşağıda üçlü üretim sistemi, sistemi oluşturan alt çevrimler ve çevrimlerde yer alan her komponent için enerji ve ekserji analizine yönelik temel eşitlikler verilmiştir. Öncelikli olarak eşitlikler en genel haliyle verilecek, daha sonra sistemdeki komponentler özelinde tek tek türetilecektir. Ayrıca her alt çevrimin ve üçlü üretim sisteminin performans ifadeleri de verilmiştir. Tez kapsamında oluşturulacak termodinamik model bu temel üzerine devam ettirilecektir.

4.2. Sistemdeki Her Komponent için Enerji Analizi

4.2.1. Kompresörün enerji analizi

Basınç oranı r_P gösterirsek ;

$$r_p = \frac{p_{15}}{p_{14}} = \left(\frac{T_{15}}{T_{14}}\right)^{\frac{k}{k-1}} \tag{4.1}$$



Şekil 4.2. Kompresör

$$T_{15} = T_{15} + \frac{T_{14}}{\eta_{cis}}\left[\left(\frac{P_{15}}{P_{14}}\right)^{(k-1)/k} - 1\right] = 607\ \text{K} \tag{4.2}$$

Çizelge 4.1. Kompresöre ait veriler

Konum	14	15
$\dot{m}$ (kg/s)	1	1
T (K)	295	607
h(kj/kg)	295.17	614.37
s(kj/kg.K)	1.68515	2.421205
P(bar)	1	10

Kompresörün izentropik sıkıştırma sonucu bulunan entalpi ve kompresörün izentropik verimiyle gerçek kompresör çıkış entalpisi;

$$h_{15} = h_{14} + \frac{h_{15s} - h_{14}}{\eta_{c,is}} \tag{4.3}$$

$$= 295.17 + \frac{614.37 - 295.17}{0.88} = 657.9\ kj/kg$$

Kompresörde ısı alış verişi yoktur. (Q= 0) Kompresörün yapmış olduğu iş aşağıdaki gibi bulunur.

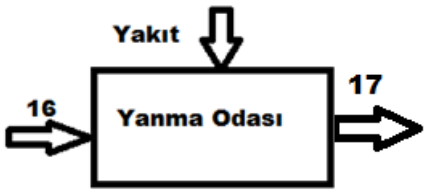
Açık çevrimli gaz türbin sisteminin net gücü (W_{NET}), gaz türbin gücü (W_{GT}) ve kompresör güçlerinin (W_K) farkına eşittir.

$$\dot{W}_K = \dot{m}_h(h_{14} - h_{15}) \tag{4.4}$$
$$\dot{W}_K = -319.2\ \text{kW}$$

4.2.2.Yanma Odasının Enerji Analizi

Burada yanma odasında tam yanma olduğu ve kaybın olmadığı kabul edilerek yanma sonucu açığa çıkan ısıl gücü yakıtın kütlesel debisi (ṁy) ve alt ısı değerinin (Hu) çarpımına eşittir. Buradan da sisteme verilen ısıl enerji hesaplanabilir:

$$\dot{Q}_G = \dot{m}_y \,.\, Hu.\, \eta_b \tag{4.5}$$



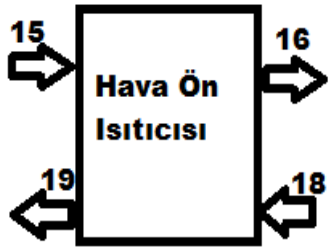
Şekil 4.3. Yanma odası

$$\dot{Q}_G = 0.019219225 * 42362.9 * 0.93 = 797.898\ \text{kW}$$

$$\dot{m}_{17}h_{17} - \left(\dot{m}_{16}h_{16} + \dot{m}_y Hu\right) = 0 \tag{4.6}$$
$$(1 + 0.01271594)\ h_{17} - (1 * 610.02 + 597.34) = 0$$
$$h_{17} = 1192.15\ kj/kg$$

$$\dot{m}_y = \dot{m}_h.\left[\frac{c_{pg(T_{17})}.\, T_{17} - c_{ph(T_{16})}.\, T_{16}}{LHV.\, \eta_y.\, c_{pg(T_{17})}.\, T_{17}}\right] \tag{4.7}$$
$$\dot{m}_y = 0.01958\ \text{kg/s}$$

4.2.3. Hava Ön Isıtıcı Enerji Analizi



Şekil 4.4. Hava ön ısıtıcısı

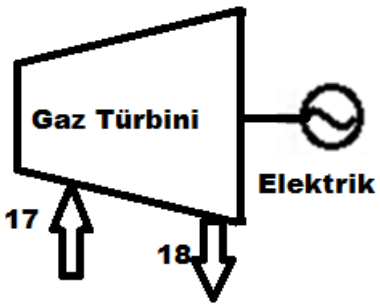
$$(\dot{m}_{16}h_{16} - \dot{m}_{15}h_{15}) = (\dot{m}_{19}h_{19} - \dot{m}_{18}h_{18}) \quad (4.8)$$

4.2.4. Gaz Türbinin Enerji Analizi

Gaz türbinin gerçek çıkış entalpisi;

$$h_{18} = h_{17} - \eta_{st}(h_{17} - h_{18s}) \quad (4.9)$$

Türbinde ısı alış verişi yoktur. (Q=0) Gaz türbinin yapmış olduğu iş aşağıdaki denklemden bulunur.



Şekil 4.5. Gaz türbini

$$-\dot{W}_{GT} = \dot{m}_{18}h_{18} - \dot{m}_{17}h_{17} = -c_p(T_{18} - T_{17}) \quad (4.10)$$

$$-\dot{W}_{GT} = \dot{m}_{17}(h_{18} - h_{17}) \quad (4.11)$$

$\dot{W}_{GT}$ = 683.11 kW

Çizelge 4.2. Gaz türbinine ait veriler

Konum	17	18
$\dot{m}$ (kg/s)	1.018896913	1.018896913
T (K)	$400K$	821.85
h(kj/kg)	1515.42 $/kg$	844.98
s(kj/kg.K)	3.362	2.74654

4.2.5. Atık Isı Kazanının (AIK) Enerji Analizi



Şekil 4.6. Atık ısı kazanı

$$\dot{Q} - \dot{W} = \sum \dot{m}_ç \, Q_ç - \sum \dot{m}_g \, Q_g \tag{4.12}$$

Atık ısı kazanında iş ve ısı alış verişi yoktur.($\dot{Q} = 0 \;\; \dot{W} = 0$)

$$(\dot{m}_{20}h_{20} + \dot{m}_1 h_1) - (\dot{m}_{11}h_{11} + \dot{m}_{19}h_{19}) = 0 \tag{4.13}$$

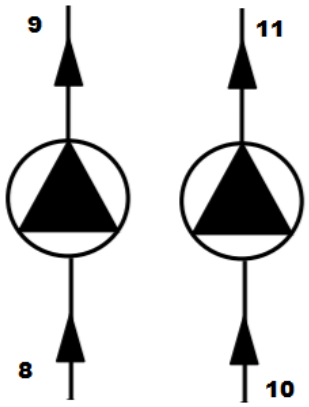
Çizelge 4.3. Atık ısı kazanına ait veriler

Konum	1	11	19	20
$\dot{m}$ (kg/s)	0.2261	0.2261	1.01271594	1.01271594
T (K)	750	503.89	855.46	410
h(kj/kg)	3063.57	994.378	883.23	421.26
s(kj/kg.K)	7.08897	2.61827	2.79189	2.01699
P(bar)	35	35		

4.2.6. Pompanın Enerji Analizi

Pompada her hangi bir ısı alış verişi yoktur.($\dot{Q} = 0$) Pompada yapılan iş aşağıdaki denklemden bulunur.

$$\dot{W}_P = \upsilon_g(P_ç - P_g) \tag{4.14}$$



Şekil 4.7. Pompa

İki noktasının entalpisi aşağıdaki denklemden bulunur.

$$-\dot{W}_p = \dot{m}_g(h_ç - h_g) \tag{4.15}$$

$$h_ç = h_g + \dot{w}_p \tag{4.16}$$

$$\dot{W}_p = \dot{m}_g(h_ç - h_g) = 0.2261 * (600.75 - 597.11) = 0.823\ kW$$

$$\dot{W}_p = \dot{m}_g(h_{10} - h_7) = 3.05\ kW$$

$$\psi_9 = (h_9 - h_0) - T_0(s_9 - s_0) \tag{4.17}$$

$$\psi_9 = 600.75\ - 92.23 - 295 * (1.76706 - 0.3247)$$

$$\psi_9 = 83.0238\ \text{kj/kg}$$

$$\psi_{10} = (h_{10} - h_0) - T_0(s_{10} - s_0) \tag{4.18}$$

$$\psi_{10} = 829.96\ - 92.23 - 295 * (2.2835 - 0.3247)$$

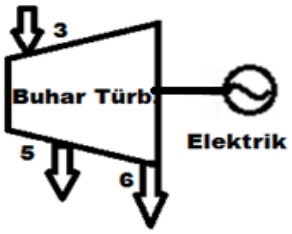
$$\psi_{10} = 159.884\ \text{kj/kg}$$

Çizelge 4.4. Pompalara ait veriler

Konum	7	8	9	10
$\dot{m}$ (kg/s)	0.2261	0.2261	0.2261	0.2261
T (K)	453.03	415	415.85	468.19
h(kj/kg)	762.51	597.11	600.75	829.96
s(kj/kg.K)	2.1381	1.75829	1.76706	2.2835
P(bar)	10	3	35	14

4.2.7.Buhar Türbinin Enerji Analizi

Türbinde herhangi bir ısı alış verişi yoktur.($\dot{Q} = 0$) Buhar türbininde yapılan iş aşağıdaki denklemden bulunur.



Şekil 4.8. Buhar türbini

$$-\dot{W}_{BT} = \sum \dot{m}_{ç}\, h_{ç} - \sum \dot{m}_{g}\, h_{g} \tag{4.19}$$

$$-\dot{W}_{BT} = (\dot{m}_6 h_6 + \dot{m}_5 h_5) - \dot{m}_3 h_3 \tag{4.20}$$

$\dot{W}_{BT} = 130.54\ kW$ $(ara\ buharsız\ net\ g$üç$)$

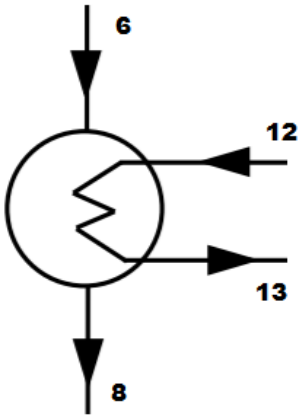
$\dot{W}_{BT} = 65.92\ kW$ $(ara\ buhar\ çekince\ net\ g$üç$)$

Çizelge 4.5. Buhar türbinine ait veriler

Konum	3	5	6	7
$\dot{m}$ (kg/s)	0.2261	0.02261	0.2261	0.04522
T (K)	715	698.15	420	453.03
h(kj/kg)	3319.37	2857.8	2742	762.51
s(kj/kg.K)	6.9806	6.5537	6.8658	2.1381
P(bar)	35	16	3	10

4.2.8.Yoğuşturucunun Enerji Analizi

6-8 noktaları aralığında sabit basınçta yoğuşturucudan soğutma suyuna ısı geçişi olur. Yoğuşturucudan soğutma suyuna geçen ısı aşağıdaki denklemle bulunabilinir;



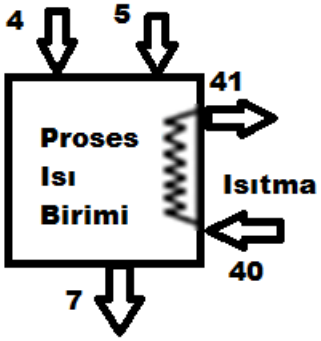
Şekil 4.9. Yoğuşturucu

$$\dot{Q}_Y = (\dot{m}_8 h_8 + \dot{m}_{13} h_{13}) - (\dot{m}_6 h_6 + \dot{m}_{12} h_{12}) \quad (4.21)$$

Çizelge 4.6. Yoğuşturucuya ait veriler

Konum	6	8	12	13
***ṁ* (kg/s)**	0.2261	0.2261	13	13
T (K)	440	415	415.85	320
h(kj/kg)	2764	597.11	154.37	175.27
s(kj/kg.K)	6.69127	1.7583	0.53	0.59689
P(bar)	3	3	0.09	0.1

4.2.9.Proses Isı Biriminin Enerji ve Ekserji Analizi



Şekil 4.10. Proses ısı birimi

$$\dot{m}_7 = \dot{m}_4 + \dot{m}_5 \tag{4.22}$$

$$\dot{Q}_{PIB} = \dot{m}_7 h_7 - (\dot{m}_4 h_4 + \dot{m}_5 h_5) \tag{4.23}$$

$$\dot{Q}_{PIB} = 99.4\ \text{kW}$$

$$\dot{Q}_{PIB} = \dot{m}_{41} h_{41} - \dot{m}_{40} h_{40} \tag{4.24}$$

$$T_{41} = T_{40} + \frac{Q_{PIB}}{\dot{m}_{su} C_{su}} = 21 + \frac{99.4}{0.8 * 4.184} = 50.69\ \text{C}$$

$$\psi_{40} = (h_{40} - h_0) - T_0(s_{40} - s_0) \tag{4.25}$$

$$\psi_{40} = 88.098 \quad - 92.23 - 295 * (0.31064 - 0.3247)$$

$$\psi_{40} = 0.0157\ \text{kj/kg}$$

$$\dot{E}_{40} = 0.01413\ \text{kW}$$

$$\psi_{41} = (h_{41} - h_0) - T_0(s_{41} - s_0) \tag{4.26}$$

$$\psi_{41} = 212.23 \quad - 92.23 - 295 * (0.713 - 0.3247)$$

$$\psi_{41} = 5.4515\ \text{kj/kg}$$

$$\dot{E}_{41} = 4.91\ \text{kW}$$

$$\psi_4 = (h_4 - h_0) - T_0(s_4 - s_0) \tag{4.27}$$

$$\psi_4 = 3063.57 \ - 2541.8 - 295 * (7.3504 - 8.6241)$$

$$\psi_4 = 897.51\ \text{kj/kg}$$

$$\dot{E}_4 = 20.29\ \text{kW}$$

$$\psi_5 = (h_5 - h_0) - T_0(s_5 - s_0) \tag{4.28}$$

$$\psi_5 = 2857.8 \ - 2541.8 - 295 * (6.5537 - 8.6241)$$

$\psi_5 = 926.768\ \text{kj/kg}$

$\dot{E}_5 = 20.954\ \text{kW}$

$\psi_7 = (h_7 - h_0) - T_0(s_7 - s_0)$ (4.29)

$\psi_7 = 762.51\ - 92.23 - 295 * (2.1381 - 0.3247)$

$\psi_7 = 135.327\ \text{kj/kg}$

$\dot{E}_7 = 6.119\ \text{Kw}$

$\dot{E}_g = \dot{E}_ç + \dot{E}_{ky}$

$\dot{E}_4 + \dot{E}_5 + \dot{E}_{40} = \dot{E}_7 + \dot{E}_{41} + \dot{E}_{ky}$

$\dot{E}_{ky} = 30.229\ \text{kW}$

$\psi_3 = (h_3 - h_0) - T_0(s_3 - s_0)$ (4.30)

$\psi_3 = 3319.37\ - 2541.8 - 295 * (6.9806 - 8.6241)$

$\psi_3 = 1262.4\ \text{kj/kg}$

$\dot{E}_3 = 285.43\ \text{kW}$

$\psi_4 = (h_4 - h_0) - T_0(s_4 - s_0)$ (4.31)

$\psi_4 = 3344.9\ - 2541.8 - 295 * (7.0856 - 8.6241)$

$\psi_4 = 1256.96\ \text{kj/kg}$

$\psi_2 = (h_2 - h_0) - T_0(s_2 - s_0)$ (4.32)

$\psi_2 = 3319.37\ - 2541.8 - 295 * (6.9806 - 8.6241)$

$\psi_2 = 1262.4\ \text{kj/kg}$

Çizelge 4.7. Proses ısı birimine ait veriler

Konum	**3**	**4**	**5**	**6**	**7**	**1**	ψ_3	ψ_6
$\dot{m}$ **(kg/s)**	0.2261	0.02261	0.02261	0.2261	0.04522	0.2261		
T (K)	715	703	698.15	393.15	453.03	750		
h(kj/kg)	3319.37	3344.9	2857.8	2706	762.51	3063.57	1262.4	718.89
s(kj/kg.K)	6.9806	7.0856	6.5537	7.1292	2.1381	7.08897		
P(bar)	35	30	16	3	10	35		

$W_{tr} = \dot{m}_3[3319.37 - 2706 - 295 * (6.9806 - 7.1292)] = 148.595\ kW$

$w_{tr} = 657.207\ \text{kj/kg}$

Çizelge 4.8. Ara buhar alma durumunda buhar türbine ait veriler

Konum	3′	6	5
$\dot{m}$ (kg/s)	0.20349	0.18088	0.02261
T (K)	715	393.15	698.15
h(kj/kg)	3319.37	2706	2857.8
s(kj/kg.K)	6.9806	7.1292	6.5537
P(bar)	35	3	16

$$\psi_{3'} = (h_{3'} - h_0) - T_0(s_{3'} - s_0) \quad (4.33)$$

$$\psi_{3'} = 3319.37 \quad - 2541.8 - 295 * (6.9806 - 8.6241)$$

$$\psi_{3'} = 1262.4 \text{ kj/kg}$$

$$\dot{E}_{3'} = 256.89 \text{ kW}$$

$$\psi_6 = (h_6 - h_0) - T_0(s_6 - s_0) \quad (4.34)$$

$$\psi_6 = 2706 \quad - 2541.8 - 295 * (7.1292 - 8.6241)$$

$$\psi_6 = 605.1955 \text{ kj/kg}$$

$$\dot{E}_6 = 109.47 \text{ kW}$$

$$-\dot{W}_{BT} = (\dot{m}_6 h_6 + \dot{m}_5 h_5) - \dot{m}_3 h_3 \quad (4.35)$$

$$\dot{W}_{BT} = 114.87 \text{ kW} (0.1 \text{ ara buhar çekilince buhar türbini gücü})$$

4.2.10.Kojenerasyon Sisteminin Enerji Verimi

Gaz çevriminin ve buhar çevriminin net işleri.

$$\dot{W}_{\text{NET GAZ}} = \dot{W}_{GT} - \dot{W}_K \quad (4.36)$$

$$\dot{W}_{\text{NET GAZ}} = 363.909\ kW$$

$$\dot{W}_{\text{NET BUHAR}} = \dot{W}_{BT} - \dot{W}_P \quad (4.37)$$

$$\dot{W}_{\text{NET BUHAR}} = 129.72$$

Gaz (Brayton) çevriminin verimi:

$$\eta_{gaz} = \left(\frac{\dot{W}_{NET,GAZ}}{\dot{Q}_y}\right) \quad (4.38)$$

$$\eta_{gaz} = \frac{363.909}{829.68} = 0.4336 = \%43.86$$

Buhar (Rankine) çevriminin verimi:

$$\eta_{buhar} = \left(\frac{\dot{W}_{NET,BUHAR}}{\dot{Q}_{AIK}}\right) \quad (4.39)$$

$$\eta_{buhar} = \frac{120.2}{467.844} = 0.257 = \%25.7$$

Kojenerasyon sistemin net işi:

$$\dot{W}_{NET} = \dot{W}_{NET\ BUHAR} + \dot{W}_{NET\ GAZ} \quad (4.40)$$

$$\dot{W}_{NET} = 493.629\ kW$$

Sistemin (gaz ve buhar çevrimlerinin birlikte) ısıl verimi ise, net işin yakıttan elde edilen enerjiye oranıdır:

$$\eta_{th} = \left(\frac{\dot{W}_{NET}}{\dot{Q}_{y}}\right) \quad (4.41)$$

$$\eta_{th} = \frac{493.629}{829.68} = 0.59 = \%59$$

$$\eta_{sistem} = \frac{\dot{Q}_{abs} + \dot{W}_{NET,BUHAR} + \dot{W}_{NET,GAZ}}{\dot{Q}_{y}} \quad (4.42)$$

$$\eta_{sistem} = 0.667 = \%66.7$$

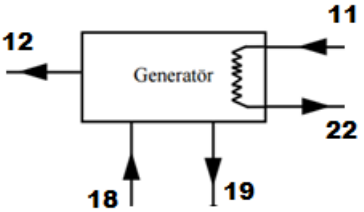
4.3.Absorbsiyonlu Soğutma Çevriminin Enerji Analizi

4.3.1. Generatörün Enerji Analizi

Generatörde kütle ve enerji denge eşitlikleri:

$$\dot{m}_{29} = (\dot{m}_{30} + \dot{m}_{21}) \quad (4.43)$$

$$\dot{m}_{29}X_{29} = (\dot{m}_{30}X_{30} + \dot{m}_{21}X_{21}) \quad (4.44)$$



Şekil 4.11. Generatör

Generatörün ısı yükü;

$$\dot{Q}_G = \dot{m}_{30}h_{30} + \dot{m}_{21}h_{21} - \dot{m}_{29}h_{29} \quad (4.45)$$

90 ˚C generatör sıcaklığı ve 40 ˚C kondenser sıcaklığına göre lityum bromür konsantrasyonu bulunur.

LiBr konsantrasyonu; $X_{30} = \%62$

Generatörün Basıncı; $P_G = P_Y = 7.075\ kPa$

$$\dot{Q}_B = \dot{m}_{21}.(h_B - h_Y) \quad (4.46)$$

$$60\ \text{kW} = \dot{m}_{21}.(2508.9 - 167.45)$$

$$\dot{m}_{21} = 0.025625\ kg/s$$

$$\dot{m}_{21} = \dot{m}_{22} = \dot{m}_{23} = \dot{m}_{24} = \dot{m}_{25} = \dot{m}_{26} = 0.025625\ \text{kg/s}$$

$$\dot{m}_{26} + \dot{m}_{32} = \dot{m}_{27} \quad (4.47)$$

$$\dot{m}_{26}X_{26} + \dot{m}_{32}X_{32} = \dot{m}_{27}X_{27} \quad (4.48)$$

26. düğüm noktasında soğutucu akışkan doymuş buhar halde saf su olduğundan bu noktadaki konsantrasyon değeri sıfırdır.

$$X_{30} = X_{31} = X_{32} = \%62 \quad (4.49)$$

$$X_{27} = X_{28} = X_{29} = \%58 \quad (4.50)$$

$$\dot{m}_{32}X_{32} = \dot{m}_{27}X_{27} \quad (4.51)$$

$$0.62\ \dot{m}_{32} = 0.58\ \dot{m}_{27}$$

$$0.62\ \dot{m}_{32} = 0.58\ (0.025625 + \dot{m}_{32})$$

$$\dot{m}_{32} = 0.37156\ \text{kg/s}$$

$$\dot{m}_{30} = \dot{m}_{31} = \dot{m}_{32} = 0.37156\ \text{kg/s}$$

$$\dot{m}_{27} = \dot{m}_{26} + \dot{m}_{32} = 0.025625 + 0.37156 = 0.39719\ \text{kg/s}$$

$$\dot{m}_{27} = \dot{m}_{28} = \dot{m}_{29} = 0.39719\ \text{kg/s}$$

$$\dot{m}_{28}h_{28} + \dot{m}_{30}h_{30} = \dot{m}_{29}h_{29} + \dot{m}_{31}h_{31} \quad (4.52)$$

$$0.39719h_{28} + 0.37156 * 217.73 = 0.39719 * 182.51 + 0.37156 * 136.67$$

$$h_{28} = 106.68\ \text{kj/kg}$$

$$\psi_{33} = (h_{33} - h_0) - T_0(s_{33} - s_0) \quad (4.53)$$

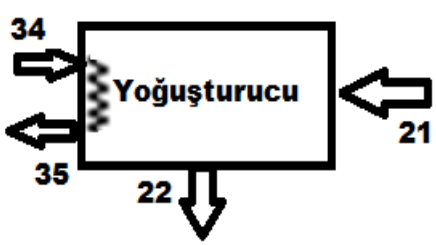
$$\psi_{33} = 280.13 \quad - 295.17 - 295 * (1.63279 - 1.68515)$$

$$\psi_{33} = 0.4062\ \text{kj/kg}$$

$$\dot{E}_{33} = 0.4142\ \text{kW}$$

4.3.2.Yoğuşturucu Enerji Analizi

Yoğuşturucuda kütle ve enerji denge eşitlikleri;



Şekil 4.12. Yoğuşturucu

$$\dot{m}_{21} = \dot{m}_{22} \quad (4.54)$$

$$\dot{Q}_Y = \dot{m}_{21}h_{21} - \dot{m}_{22}h_{22} = \dot{m}_{21}(h_{21} - h_{22}) \quad (4.55)$$

$$\dot{Q}_Y = \dot{m}_{35}h_{35} - \dot{m}_{34}h_{34} \quad (4.56)$$

LiBr konsantrasyonu: X=%0 (saf su)

Kondenser basıncı:

$P_Y = 7.075\ \text{kPa}$
h_Y=167.45 kj/kg

90 C için su buharı entalpisi:

$$h_{21} = 2660.1\ \text{kj/kg}$$

$\dot{m}_{21} = \dot{m}_{22} = 0.025625\ \text{kg/s}$

$X_{21} = X_{22} = 0$

$\dot{Q}_Y = \dot{m}_{21}(h_{21} - h_{22})$ (4.57)

$\dot{Q}_Y = 0.025625(2660.1 - 167.45) = 63.874\ \text{kW}$

Aynı zamanda kondenser soğutma suyunun çekmiş olduğu ısı kondenser şekli dikkate alınarak bulunabilir.

$\dot{Q}_{Y,\text{soğutma}} = \dot{m}_{35}h_{35} - \dot{m}_{34}h_{34} = \dot{m}_{su}c_{p,su}(T_{35} - T_{34})$ (4.58)

kondenser soğutma suyu çıkış sıcaklığı;

$$T_{35} = T_{34} + \frac{\dot{Q}_Y}{\dot{m}_{su}c_{p,su}} \quad (4.59)$$

$$T_{35} = 21 + \frac{63.874}{0.9 * 4.184} = 37.96\ \text{C}$$

Kondenser soğutma giriş ve çıkış su sıcaklığına göre entalpi ve entropi değerleri doymuş su - sıcaklık tablosundan okunmuştur.

$T_{35} = 37.96\ \text{C}\ \ h_{35} = 159.01\ \text{kj/kg}\quad s_{35} = 0.54494\ \text{kj/kgK}$

$T_{34} = 21\ \text{C}\ \ h_{34} = 88.098\ \text{kj/kg}\quad s_{34} = 0.31064\ \text{kj/kgK}$

4.3.3.Genleşme Valfinin Enerji Analizi



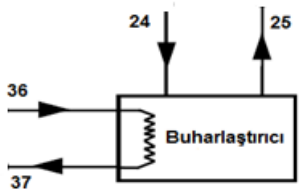
Şekil 4.13. Genleşme valfi

$\dot{m}_{23} = \dot{m}_{24} = 0.025625\ \text{kg/s}$

$X_{23} = X_{24} = 0$ (4.60)

$h_{23} = h_{24} = 125.66\ \text{kj/kg}$

4.3.4.Buharlaştırıcı Enerji Analizi



Şekil 4.14. Buharlaştırıcı

$\dot{m}_{24} = \dot{m}_{25} = 0.025625\ kg/s$

$$X_{24} = X_{25} = 0 \tag{4.61}$$

$$\dot{Q}_B = \dot{m}_{25}h_{25} - \dot{m}_{24}h_{24} = \dot{m}_{25}(h_{25} - h_{24}) \tag{4.62}$$

$\dot{Q}_B = 0.025625 * (2508.9 - 125.66)$

$\dot{Q}_B = 61.071\ kW$

$$\dot{Q}_B = \dot{m}_{36}h_{36} - \dot{m}_{37}h_{37} \tag{4.63}$$

LiBr konsantrasyonu X= % 0 (saf su)

Evaporatör basıncı $P_B = 0.8128$ kPa

Entalpi $h_B = 2508.9$ kj/kg

Sudan ısısı çekilen soğutma yükü;

$$\dot{Q}_B = \dot{m}_{su}c_{su}(T_{36} - T_{37}) \tag{4.64}$$

evaporatör soğutma suyu çıkış sıcaklığı;

$$T_{37} = T_{36} - \frac{\dot{Q}_B}{\dot{m}_{su}c_{su}} \tag{4.65}$$

$$T_{37} = 21 - \frac{61.071}{0.9 * 4.184} = 4.782\ C$$

Evaporatör giriş ve çıkış sıcaklıklarına göre doymuş su - sıcaklık tablosundan entalpi ve entropi değerleri okunmuştur.

$$\psi_{36} = (h_{36} - h_0) - T_0(s_{36} - s_0) \tag{4.66}$$

$\psi_{36} = 88.098 \quad - 92.23 - 295 * (0.31064 - 0.3247)$

$\psi_{36} = 0.0157$ kj/kg

$\dot{E}_{36} = 0.01413$ kW

$$\psi_{37} = (h_{37} - h_0) - T_0(s_{37} - s_0) \quad (4.67)$$

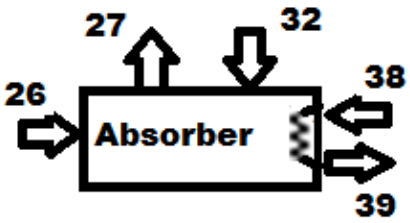
$$\psi_{37} = 20.088 \quad - 92.23 - 295 * (0.07291 - 0.3247)$$

$$\psi_{37} = 2.13605 \text{ kj/kg}$$

$$\dot{E}_{37} = 1.922445 \text{ kW}$$

4.3.5.Absorber Enerji Analizi

Absorberde kütle ve enerji denge eşitlikleri:



Şekil 4.15. Absorber

$$\dot{m}_{27} = \dot{m}_{26} + \dot{m}_{32} \quad (4.68)$$

$$\dot{m}_{27}X_{27} = (\dot{m}_{26}X_{26} + \dot{m}_{32}X_{32}) \quad (4.69)$$

$$\dot{Q}_A = \dot{m}_{26}h_{26} + \dot{m}_{32}h_{32} - \dot{m}_{27}h_{27} \quad (4.70)$$

4 ºC evaporatör ve 40 ºC absorber sıcaklığına göre LiBr konsantrasyonu aşağıdaki gibi okunur. Bulunan bu lityum bromür konsantrasyon değerine göre de absorberin entalpisi bulunmuştur. Absorber soğutma giriş sıcaklığı 20 ºC olarak alınmıştır. Bulunan absorber özelliklerine göre enerji analizi aşağıdaki gibi yapılmıştır.

LiBr Konsantrasyonu X= % 58

40 ºC absorber sıcaklığı ve % 58 LiBr konsantrasyonuna göre absorber entalpisi absorber entalpisi $h_{abs} = 108 \text{ kj/kg}$

Absorber basıncı

$$P_A = 0.8128 \text{ kPa}$$

$$T_{30} = 90\ C$$

$X_{30} = X_Z = 0.62$

$h_{30} = 220\ \text{kj/kg}$

$T_{28} = 40\ \text{C}$

$X_{28} = X_f = 0.58$

$h_{30} = 106\ \text{kj/kg}$

$P_{28} = P_Y$

$T_{29} = 80\ \text{C}$

$X_{29} = X_f = 0.58$

$h_{29} = 185\ \text{kj/kg}$

$$f = \frac{\dot{m}_z}{\dot{m}_{su}} = \frac{X_f}{X_z - X_f} \quad (4.71)$$

$$f = \frac{0.58}{0.62 - 0.58} = 14.5$$

$$\dot{Q}_{\text{kaynatıcı}} = \dot{m}_{su}(h_{21} + fh_{30} - (f+1)h_{29}) \quad (4.72)$$

$$\dot{Q}_{\text{kaynatıcı}} = 0.025625 * (2660.1 + 14.5 * 220 - 15.5 * 185) = 76.429\ \text{kW}$$

$$\dot{Q}_A = \dot{m}_{su}\left((f+1)h_{27} - h_{26} - fh_{32}\right) \quad (4.73)$$

$$\dot{Q}_A = 0.025625(15.5 * 106 - 2561.74 - 14.5 * 135.55) = -73.91\ \text{kW}$$

Soğutma suyunun absorberden çekmiş olduğu ısı miktarı;

$$\dot{Q}_A = \dot{m}_{39}h_{39} - \dot{m}_{38}h_{38} \quad (4.74)$$

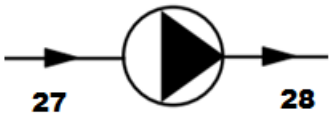
$$\dot{Q}_{\text{absorber}} = \dot{m}_{su}C_{su}(T_{39} - T_{38}) \quad (4.75)$$

$$T_{39} = T_{38} + \frac{\dot{Q}_A}{\dot{m}_{su}C_{su}} \quad (4.76)$$

$$T_{39} = 21 + \frac{73.91}{0.9 * 4.184} = 40.64$$

4.3.6. Eriyik Pompanın Enerji Analizi

Absorbsiyonlu sistemlerde eriyik pompa gücü diğer sistem elemanlarının yanında ihmal edilecek kadar küçüktür. Eriyik pompasının giriş ve çıkış değerlerine göre enerji analizi aşağıdaki gibi yapılmıştır.



Şekil 4.16. Eriyik pompa

$$\dot{m}_{27} = \dot{m}_{28} = 0.39719 \text{ kg/s}$$

$$X_{27} = X_{28} = 0.58$$

$$\dot{W}_p = \dot{m}_{28}(h_{28} - h_{27}) \tag{4.77}$$

4.3.7. Eriyik Isı Değiştiricisinin Enerji Analizi



Şekil 4.17. Eriyik ısı değiştirici

$$\dot{m}_{28} = \dot{m}_{29} = 0.39719\ kg/s$$

$$\dot{m}_{30} = \dot{m}_{31} = 0.37156 kg/s$$

$$X_{30} = X_{31} = 0.62$$

$$X_{28} = X_{29} = 0.58$$

$$\dot{Q}_{EID} = \dot{m}_{28}h_{28} - \dot{m}_{29}h_{29} = \dot{m}_{30}h_{30} - \dot{m}_{31}h_{31} \tag{4.78}$$

Eriyik eşanjörü enerji dengesi;

$$\dot{m}_f(h_{29} - h_{28}) = \dot{m}_z(h_{30} - h_{31}) \tag{4.79}$$

$$h_{31} = h_{30} - \frac{\dot{m}_f}{\dot{m}_z}(h_{29} - h_{28}) = h_{30} - \left(\frac{f+1}{f}\right)(h_{29} - h_{28}) \tag{4.80}$$

$$h_{31} = 220 - \left(\frac{14.5+1}{14.5}\right)(185 - 106) = 135.55 \text{ kj/kg}$$

$X_{31} = X_z = 0.62$

$T_{31} = 44\ C$

LiBr - H2O eriyiğinin özgül ısısı aşağıdaki gibi hesaplanabilir;

$$C_P = 3825.4 - 37.512X + 0.0976X^2 \quad (4.81)$$

Eriyik ısı değiştirici enerji eşitliği;

$$\dot{Q}_{EID} = \dot{m}_{19}h_{19} - \dot{m}_{20}h_{20} = \dot{m}_{21}h_{21} - \dot{m}_{22}h_{22} \quad (4.82)$$

LiBr - H2O eriyiğinin entropisi aşağıdaki sabit değerler yardımıyla hesaplanabilir. X eriyikteki LiBr konsantrasyonunu, T ise eriyik sıcaklığını ifade etmektedir. (4.63) - (4.78) eşitliklerinden LiBr - H2O eriyiğinin istenilen her aralıktaki entropisi ve (4.79) - (4.95) eşitliklerinden LiBr - H2O eriyiğinin istenilen her aralıktaki entalpisi, sıcaklık ve konsantrasyona bağlı olarak aşağıdaki gibi hesaplanabilir. (Şencan ve ark. 2004).

LiBr - H2O eriyiğinin konsantrasyon (X) ve sıcaklığı (T) aşağıdaki denklemlerle bulunabilir.

$$X = \frac{x}{76} \quad (4.83)$$

$$T = \frac{t}{191} \quad (4.84)$$

LiBr - H2O eriyiğinin entropisi aşağıdaki denklemlerden bulunabilir;

$$E_1 = 5.1252X - 8.8669T - 20.0589 \quad (4.85)$$

$$F_1 = \frac{1}{1 + e^{-E_1}} \quad (4.86)$$

$$E_2 = -2.6391X + 12.6659T + 7.9354 \quad (4.87)$$

$$F_2 = \frac{1}{1 + e^{-E_2}} \quad (4.88)$$

$$E_3 = -6.1627X + 6.5782T - 12.2286 \quad (4.89)$$

$$F_3 = \frac{1}{1 + e^{-E_3}} \quad (4.90)$$

$$E_4 = 2.0851X - 0.76933T - 0.69577 \quad (4.91)$$

$$F_4 = \frac{1}{1 + e^{-E_4}} \quad (4.92)$$

$$E_5 = -4.6131X - 0.56527T + 12.6079 \quad (4.93)$$

$$F_5 = \frac{1}{1 + e^{-E_5}} \quad (4.94)$$

$$E_6 = 1.1927X + 4.3988T + 1.9183 \quad (4.95)$$

$$F_6 = \frac{1}{1 + e^{-E_6}} \quad (4.96)$$

$$E_7 = -2.6713X + 9.918T + 6.1635 \quad (4.97)$$

$$F_7 = \frac{1}{1 + e^{-E_7}} \quad (4.98)$$

$$E_8 = 1.1663X + 4.099T + 3.0639 \quad (4.99)$$

$$F_8 = \frac{1}{1 + e^{-E_8}} \quad (4.100)$$

$$E_9 = 2.6829F_1 - 417.3895F_2 + 694.964F_3 - 5.1552F_4 - 400.806F_5 - 473.3985F_6 + 276.4772F_7 + 1453.4039F_8 - 435.7258 \quad (4.101)$$

$$F_9 = 2.25\left(\frac{1}{1 + e^{-E_9}}\right) \quad (4.102)$$

LiBr - H2O eriyiğinin entalpisi aşağıdaki denklemlerden bulunabilir;

$$E_1 = 4.2676 - 1.2627T - 1.4966 \quad (4.103)$$

$$F_1 = \frac{1}{1 + e^{-E_1}}$$

$$E_2 = -3.1227X + 1.0459T - 0.93206 \quad (4.104)$$

$$F_2 = \frac{1}{1 + e^{-E_2}} \quad (4.105)$$

$$E_3 = 5.6623X - 3.7293T - 2.6641 \quad (4.106)$$

$$F_3 = \frac{1}{1 + e^{-E_3}} \quad (4.107)$$

$$E_4 = 1.7248X - 0.47757T + 0.6311 \quad (4.108)$$

$$F_4 = \frac{1}{1 + e^{-E_4}} \quad (4.109)$$

$$E_5 = -12.7082X - 8.7818T + 8.483 \quad (4.110)$$

$$F_5 = \frac{1}{1 + e^{-E_5}} \quad (4.111)$$

$$E_6 = -0.064516X + 7.2131T + 2.5795 \quad (4.112)$$

$$F_6 = \frac{1}{1 + e^{-E_6}} \quad (4.113)$$

$$E_7 = 0.026916X - 63.5969T - 1.6957 \quad (4.114)$$

$$F_7 = \frac{1}{1 + e^{-E_7}} \tag{4.115}$$

$$E_8 = -39.5995X + 37.9497T - 40.4815 \tag{4.116}$$

$$F_8 = \frac{1}{1 + e^{-E_8}} \tag{4.117}$$

$$E_9 = -12.2997F_1 + 57.3418F_2 - 3.0813F_3 + 111.869F_4 - 2.4623F_5 + 27.0311F_6 - 44.8749F_7 + 44.213F_8 - 112.8907 \tag{4.118}$$

$$F_9 = \text{Entalpi} = 810\left(\frac{1}{1 + e^{-E_9}}\right) \tag{4.119}$$

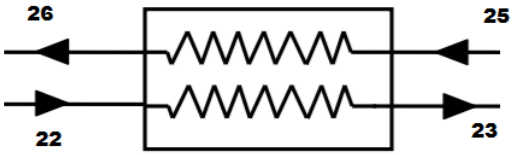
4.3.8. Eriyik Genleşme Valfinin Enerji Analizi



Şekil 4.18. Eriyik genleşme valfi

$\dot{m}_{31} = \dot{m}_{32}$
$X_{31} = X_{32}$
$h_{31} = h_{32}$

4.3.9. Soğutma Devresi Eşanjörü Enerji Analizi



Şekil 4.19. Soğutma devresi eşanjörü

$\dot{m}_{22} = \dot{m}_{23}$
$\dot{m}_{25} = \dot{m}_{26}$
$X_{22} = X_{23}$
$X_{25} = X_{26}$

$$\dot{Q}_{SDE} = \dot{m}_{22}h_{22} - \dot{m}_{23}h_{23} = \dot{m}_{25}h_{25} - \dot{m}_{26}h_{26} \tag{4.120}$$

Absorpsiyonlu soğutma sisteminde kullanılması düşünülen eriyik çifti Lityum bromür-Su (LiBr - H2O)'dur. LiBr-H2O'nun doyma basıncı, özgül hacim, entalpi ve entropi gibi termodinamik özelliklerini veren eşitlikler için Sun (1998), Talbi ve Agnew (2000), Mostafavi ve Agnew (1996), Kaita (2001), Chua ve ark. (2000) referanslarından faydalanılmıştır.

4.3.10. Absorbsiyonlu Soğutma Çevriminin Performans Katsayısının Hesaplanması

Sistemin teorik olarak ulaşabileceği en yüksek verim olan Carnot performans katsayısı (soğutma için) buharlaştırıcı sıcaklığı T_B, absorber sıcaklığı T_A, generatör sıcaklığı T_G olmak üzere üç temel sıcaklığa bağlı olarak aşağıdaki gibi yazılabilir;

$$(COP)_{ideal} = \frac{T_B(T_G - T_A)}{T_G(T_A - T_B)} \tag{4.121}$$

Absorbsiyonlu soğutma sistemi için performans katsayısı harcanan birim iş başına yapılan soğutma miktarıdır.

$$(COP) = \frac{\dot{Q}_B}{\dot{Q}_G + \dot{W}_P} \tag{4.122}$$

Üçlü üretim sisteminin I. kanun verimi (Balli vd. 2010).

$$\eta_{\text{üçlü üretim}} = \frac{(\dot{W}_{e,Rankine} + \dot{W}_{e,Brayton}) + \dot{Q}_{ısı} + \dot{Q}_B}{\dot{Q}_y} \tag{4.123}$$

$$\eta_{\text{üçlü üretim}} = \frac{110.99 + 377.79 + 99.4 + 60}{903.43} = 0.717$$

4.4. Üçlü Üretim Sisteminin Ekserji Analizi

4.4.1. Kompresörün Ekserji Analizi

Kompresördeki entropi farkı değişken özgül ısılara göre aşağıdaki gibi bulunur;

$$s_{15} - s_{14} = s_{15}^0 - s_{14}^0 - R\ln\frac{P_{15}}{P_{14}} \tag{4.124}$$

$$s_{15} - s_{14} = 2.29906 - 1.63279 - 0.2870\ ln\frac{10}{1} = 0.005428$$

Termodinamiğin ikinci yasasına göre kompresör için entropi üretimi aşağıdaki gibi bulunur.

$$\dot{S}_{\text{üretim}} = \sum \dot{m}_{15}\, s_{15} - \sum \dot{m}_{14}\, s_{14} \tag{4.125}$$

Enerji analizinde her nokta için belirlenen termodinamik özelliklerden hareketle entropi üretimi bulunabilir. $\dot{m}_{14} = \dot{m}_{15}$ olduğu için denklemi aşağıdaki gibi yazabiliriz.

$$\dot{S}_{\text{üretim}} = \dot{m}_{14}(s_{15} - s_{14}) \quad (4.126)$$

$$\dot{S}_{\text{üretim}} = 1 * (2.29906 - 1.63279) = 0.66681 \text{ kW/K}$$

Kompresör için tersinir iş:

$$\dot{W}_{tr} = \dot{m}[(h_{14} - h_{15}) - T_0(s_{14} - s_{15})] \quad (4.127)$$

$$= 1 * [(280.13 - 544.35) - 295 * (1.63279 - 2.29906)]$$

$$\dot{W}_{tr} = -67.67 \text{ kW}$$

Sürekli açık sistemlerin sınırları sabit olup çevre işi söz konusu olmadığından sistemde yapılan gerçek iş faydalı işe eşittir.

$$\dot{I} = T_0\dot{S}_{\text{üretim}} \quad (4.128)$$

$$\dot{I} = 295 * 0.66681 = 196.71\text{kW}$$

$$\psi_{14} = (h_{14} - h_0) - T_0(s_{14} - s_0) \quad (4.129)$$

$$\psi_{14} = 280.13 - 295.17 - 295 * \left(1.63279 - 1.68515 - 0.287 * ln\frac{1}{1}\right)$$

$$\psi_{14} = 0.4062 \text{ kj/kg}$$

$$\psi_{15} = (h_{15} - h_0) - T_0(s_{15} - s_0) \quad (4.130)$$

$$\psi_{15} = 544.35 - 295.17 - 295 * \left(2.29906 - 1.68515 - 0.287 * ln\frac{10}{1}\right)$$

$$\psi_{15} = 263.02 \text{ kj/kg}$$

Adyabatik kompresör için ikinci yasa verimi kinetik ve potansiyel enerjileri ihmal edilirse aşağıda gösterildiği gibi yazılabilir.

$$\eta_{\text{II komp}} = \frac{\dot{W}_{tr}}{\dot{W}} = \frac{\psi_{15} - \psi_{14}}{h_{15} - h_{14}} \quad (4.131)$$

$$\eta_{\text{II komp}} = \frac{263.02 - 0.4062}{544.35 - 280.13} = 0.99$$

4.4.2. Yanma Odasının Ekserji Analizi

Termodinamiğin ikinci yasasına göre yanma odası için entropi üretimi:

$$\dot{S}_{\text{üretim}} = \sum \dot{m}_{17}\, s_{17} - \sum (\dot{m}_{16} s_{16} + \dot{m}_y s_y) - \frac{\dot{Q}_A}{T_K} \quad (4.132)$$

$$\dot{S}_{\text{üretim}} = 1.01958 * 3.36200 - (1 * 2.41533 + 0.01958 * 5.73) - \frac{920.635}{1400}$$

$$= 0.243 \text{kW/K}$$

Yanma odası için tersinmezlik:

$$\dot{I} = T_0 \dot{S}_{\text{üretim}} = 295 * 0.243 = 71.6 \text{ kW} \quad (4.133)$$

İş etkileşimi yoktur.($\dot{W} = 0$). On yedi noktasının akış kullanılabilirliği;

$$\psi_{17} = (h_{17} - h_0) - T_0(s_{17} - s_0) \quad (4.134)$$

$$\psi_{17} = (1515.42 - 295.17) - 295 * \left(3.362 - 1.68515 - 0.287 \ln \frac{10}{1}\right)$$

$$\psi_{17} = 920.53 \text{ kj/kg}$$

Yakıt yanma odasına çevre sıcaklığında girdiği kabul edilmiştir. Bu nedenle yakıtın fiziksel ekserjisi sıfırdır. ($\psi_{yf} = 0$)

Yakıtın fiziksel ekserjisi;

$$\psi_{y,\text{fiziksel}} = (h_y - h_0) - T_0(s_y - s_0) \quad (4.135)$$

Yakıtın kimyasal ekserjisi Çizelge 4.2'den metan gazı için kJ/kmol cinsinden okunur. Metan gazının mol kütlesine bölünmesiyle kimyasal ekserji kJ/kg cinsinden bulunur.

Çizelge 4.9. Maddelerin 1.013 bar ve 298.15 K sıcaklıkta sahip oldukları kimyasal ekserjileri (Akdeniz 2007)

Madde	Faz	Mol Ağırlığı (kj/kmol)	Standart Kimyasal Ekserji (kj/kmol)
N_2	Gaz	28.013	639
O_2	Gaz	31.999	3.951
H_2	Gaz	2.016	235.249
CO_2	Gaz	44.010	14.176
H_2O	Gaz	18.015	8.636
H_2O	Sıvı	18.015	45
CH_4	Gaz	16.043	824.348

$$\psi_{y,k} = 824.348\ \text{kj/kmol}$$

$$\psi_{y,k} = 51.384\,\frac{\text{kj}}{\text{kg}}$$

Yakıtın toplam ekserjisi;

$$\psi_y = \psi_{y,k} + \psi_{y,fiz} = 51.384\,\frac{\text{kj}}{\text{kg}}$$

Yanma odasına giren ekserji;

$$\psi_{16} = (h_{16} - h_0) - T_0(s_{16} - s_0) \tag{4.136}$$

$$= 610.83 - 295.17 - 295 * \left(2.41533 - 1.68515 - 0.287\ln\frac{10}{1}\right)$$

$$\psi_{16} = 295.21\text{kj/kg}$$

$$\dot{E}_{XG} = \dot{m}_{16}\psi_{16} + \dot{m}_y\psi_y \tag{4.137}$$

$$= 1 * 295.21 + 0.01958 * 51.384$$

$$\dot{E}_{XG} = 296.21\ \text{kW}$$

$$\eta_{\text{II YANMA O.}} = 1 - \frac{\dot{I}}{\sum \dot{E}_{XG}} \tag{4.138}$$

$$\eta_{\text{II YANMA O.}} = 1 - \frac{71.6}{296.21} = 0.758$$

4.4.3. Hava Ön Isıtıcısı Ekserji Analizi

$$E_g = E_ç + E_{ky} \tag{4.139}$$

$$E_{15} + E_{18} = E_{16} + E_{19} + E_{ky} \tag{4.140}$$

$$E_{ky} = 56.69\ \text{kW}$$

4.4.4. Gaz Türbinin Ekserji Analizi

Gaz türbinindeki entropi farkı basınç ve sıcaklık fonksiyonuna bağlı hesaplanırsa:

$$s_{18} - s_{17} = s_{18}^0 - s_{17}^0 - R\ln\frac{P_{18}}{P_{17}} \tag{4.141}$$

$$s_{18} - s_{17} = 2.7475 - 3.36200 - 0.287 * \ln\frac{1}{10} = 0.046\ \text{kj/kgK}$$

Termodinamiğin ikinci yasasına göre gaz türbini için entropi üretimi:

$$\frac{\dot{Q}_A}{T_K} = 0$$

$$\dot{S}_{üretim} = \dot{m}_{17}(s_{18} - s_{17}) \quad (4.142)$$

$$\dot{S}_{üretim} = 1.01958 * 0.046 = 0.0472\ kW/K$$

$$\dot{I} = T_0\dot{S}_{üretim} = 295 * 0.0472 = 13.924\ kW$$

Gaz türbini için tersinir iş;

$$\dot{W}_{tr} = \dot{m}[(h_{17} - h_{18}) - T_0(s_{17} - s_{18})] \quad (4.143)$$

$$\dot{W}_{tr} = 1.01958 * [(1515.42 - 846.1) - 295 * (3.36200 - 2.7475)]$$

$$= 497.6\ kW$$

$$\dot{W}_{tr} = 497.6\ kW$$

$$\psi_{17} = (h_{17} - h_0) - T_0(s_{17} - s_0) \quad (4.144)$$

$$\psi_{17} = 1515.42 - 295.17 - 295 * \left(3.362 - 1.68515 - 0.287\ln\frac{10}{1}\right)$$

$$\psi_{17} = 920.53\ \ kj/kg$$

$$\psi_{18} = (h_{18} - h_0) - T_0(s_{18} - s_0) \quad (4.145)$$

$$\psi_{18} = 846.1 - 295.17 - 295 * \left(2.7475 - 1.68515 - 0.287\ln\frac{1}{1}\right)$$

$$\psi_{18} = 237.54\ kj/kg$$

Adyabatik gaz türbini için ikinci yasa verimi kinetik ve potansiyel enerjileri ihmal edilirse, aşağıda gösterildiği gibi yazılabilir;

$$\eta_{II\ türbin} = \frac{\dot{W}}{\dot{W}_{tr}} = \frac{h_{17} - h_{18}}{\psi_{17} - \psi_{18}} = \frac{1515.42 - 846.1}{920.53 - 237.54} = \frac{668.9}{682.99}$$

$$\eta_{II\ türbin} = 0.98$$

4.4.5.Atık Isı Kazanının Ekserji Analizi

Atık ısı kazanında bulunan egzoz gazı için ölü hal kabul edilen değerler;

$$P_0 = 1\ bar \quad T_0 = 295\ K \quad h_0 = 295.17\ K \quad s_0 = 1.68515 kj/kgK$$

Atık ısı kazanında bulunan su için ölü hal kabul edilen değerler;

$$P_0 = 1\ bar \quad T_0 = 295\ K \quad h_0 = 92.23 \quad s_0 = 0.3247\ kj/kgK$$

Atık ısı kazanında bulunan su buharı için ölü hal kabul edilen değerler;

$$P_0 = 1\ \text{bar} \quad T_0 = 295\ \text{K} \quad h_0 = 2541.8\ \text{kj/kg} \quad s_0 = 8.6241\ \text{kj/kgK}$$

Gazlar için özgül ısı ve sıcaklıklara göre iki nokta arasındaki entropi farkı aşağıdaki denklemle bulunur.

$$s_{20} - s_{19} = s_{20}^0 - s_{19}^0 - R\ln\frac{P_{20}}{P_{19}} \tag{4.146}$$

$$s_{20} - s_{19} = 1.79783 - 2.79189 - 0.287 * \ln\frac{1}{1}$$

$$s_{20} - s_{19} = -0.99406\ \text{kj/kgK}$$

Termodinamiğin ikinci yasasına göre atık ısı kazanı için entropi üretimi:

$$\dot{S}_{\text{üretim}} = \sum \dot{m}_{19}\,(s_{20} - s_{19}) - \sum \dot{m}_1\,(s_{11} - s_1) \tag{4.147}$$

$$\dot{S}_{\text{üretim}} = 1.01958 * (-0.99406) - 0.2261 * (1.60121 - 7.08897)$$

$$\dot{S}_{\text{üretim}} = 0.2273\text{kW/K}$$

Atık ısı kazanı için tersinmezlik; İş etkileşimi yoktur.($\dot{W} = 0$)

$$\dot{I} = T_0\dot{S}_{\text{üretim}} = 295*0.2273 = 67.04\ \text{kW}$$

Akış kullanılabilirliği kinetik ve potansiyel enerjileri ihmal edilirse, atık ısı kazanı için:

$$\psi_{20} = (h_{20} - h_0) - T_0(s_{20} - s_0) \tag{4.148}$$

$$\psi_{20} = 330.34 - 295.17 - 295 * \left(1.79783 - 1.68515 - 0.287\ln\frac{1}{1}\right)$$

$$\psi_{20} = 1.9294\ \text{kj/kg}$$

$$\psi_{11} = (h_{11} - h_0) - T_0(s_{11} - s_0) \tag{4.149}$$

$$\psi_{11} = 532.95 - 92.23 - 295 * \left(1.60121 - 0.3247 - 0.287\ ln\frac{1}{1}\right)$$

$$\psi_{11} = 64.15\ \text{kj/kg}$$

$$\dot{E}_{11} = 14.5\text{kW} = 4.029 * 10^{-3}\text{kj/h}$$

$$\psi_1 = (h_1 - h_0) - T_0(s_1 - s_0) \tag{4.150}$$

$$\psi_1 = 3063.57 - 2541.8 - 295 * (7.08897 - 8.6241\ )$$

$$\psi_1 = 974.63\ \text{kj/kg}$$

$$\dot{E}_1 = 220.36\text{kW} = 0.0612\ \text{kj/h}$$

$$\psi_{19} = (h_{19} - h_0) - T_0(s_{19} - s_0) \quad (4.151)$$

$$\psi_{19} = 883.23 - 295.17 - 295 * \left(2.79189 - 1.68515 - 0.287 ln \frac{1}{1}\right)$$

$$\psi_{19} = 261.57 \text{ kj/kg}$$

$$\dot{E}_{19} = 264.89\text{kW} = 0.0736 \text{ kj/h}$$

Akışkanların karışmadığı, adyabatik atık ısı kazanı için, sağlanan kullanılabilirlik, sıcak akışın kullanılabilirliğindeki azalmadır, elde edilen kullanılabilirlik ise soğuk akış çevre sıcaklığının altında olmamak koşuluyla, soğuk akışın kullanılabilirliğindeki artıştır. Bu durumda atık ısı kazanı için ikinci yasa verimi şöyle yazılır (Çengel ve Boles 1999).

$$\eta_{\text{II AIK}} = \frac{\dot{m}_{\text{soğuk}}(\psi_1 - \psi_{11})}{\dot{m}_{\text{sıcak}}(\psi_{19} - \psi_{20})} = \frac{0.2261 * (974.63 - 64.15)}{1.018896913 * (261.57 - 1.9294)}$$

$$\eta_{\text{II AIK}} = 0.778 = \%77.8$$

4.4.6. Pompanın Ekserji Analizi

Termodinamiğin ikinci yasasına göre pompa için entropi üretimi;

$$\dot{S}_{\text{üretim}} = \dot{m}_g(s_ç - s_g) \quad (4.152)$$

$$\dot{S}_{\text{üretim}} = 0.2261 * (1.76706 - 1.75829) = 0.0001983 \text{ kW/K}$$

Pompa için tersinir iş:

$$\dot{W}_{tr} = \dot{m}\left[(h_g - h_ç) - T_0(s_g - s_ç)\right] \quad (4.153)$$

$$\dot{W}_{tr} = 0.2261\ [(597.11 - 600.75) - 295 * (1.75829 - 1.76706)]$$

$$\dot{W}_{tr} = -0.238 \text{ kW}$$

Pompadaki tersinmezlik;

$$\dot{I} = T_0 \dot{S}_{\text{üretim}} = 295 * 0.0001983 = 0.05849 \text{ kW}$$

Pompa için akış kullanılabilirliği;

$$\psi_g = (h_g - h_0) - T_0(s_g - s_0) \quad (4.154)$$

$$\psi_8 = 597.11 - 92.23 - 295 * (1.75829 - 0.3247\ )$$

$\psi_8 = 81.971\ \text{kj/kg}$

$$\psi_ç = (h_ç - h_0) - T_0(s_ç - s_0) \quad (4.155)$$

,

$\psi_ç = 600.75 - 92.23 - 295 * (1.76706 - 0.3247)$

$\psi_ç = 83.0238\ \text{kj/kg}$

$\dot{E}_{WYB} + \dot{E}_8 = \dot{E}_9 + \dot{E}_{ky}$

$\dot{E}_{ky} = 0.5847\ \text{kW}$

$$\psi_7 = (h_7 - h_0) - T_0(s_7 - s_0) \quad (4.156)$$

$\psi_7 = 762.51 \quad - 92.23 - 295 * (2.1381 - 0.3247)$

$\psi_7 = 135.327\ \text{kj/kg}$

$\dot{E}_7 = 6.119\ \text{kW}$

$$\psi_{10} = (h_{10} - h_0) - T_0(s_{10} - s_0) \quad (4.157)$$

$\psi_{10} = 829.96 \quad - 92.23 - 295 * (2.2835 - 0.3247)$

$\psi_{10} = 159.884\ \text{kj/kg}$

$\dot{E}_{10} = 7.23\ \text{kW}$

$\dot{W}_p = \dot{m}_g(h_{10} - h_7) = 3.05\ \text{kW}$

$$\dot{E}_g = \dot{E}_ç + \dot{E}_{ky} \quad (4.158)$$

$$\dot{E}_{ABP} + \dot{E}_7 = \dot{E}_{10} + \dot{E}_{ky} \quad (4.159)$$

$\dot{E}_{ky} = 2.389\ \text{kW}$

Adyabatik pompa için ikinci yasa verimi kinetik ve potansiyel enerjileri ihmal edilirse aşağıda gösterildiği gibi yazılabilir.

$$\eta_{\text{II Pompa}} = \frac{\dot{W}_{tr}}{\dot{W}} = \frac{\psi_ç - \psi_g}{h_ç - h_g} \quad (4.160)$$

$$\eta_{\text{II Pompa}} = \frac{83.0238 - 81.971}{600.75 - 597.11} = 0.289$$

4.4.7. Karışım Odası Ekserji Analizi

$$E_g = E_ç + E_{ky} \quad (4.161)$$

$$E_9 + E_{10} = E_{11} + E_{ky} \quad (4.162)$$

$$E_{ky} = 18.772 + 7.23 - 14.5 = 11.502 \text{ kW}$$

4.4.8. Buhar Türbinin Ekserji Analizi

Termodinamiğin ikinci yasasına göre buhar türbini için entropi üretimi:

$$\dot{S}_{üretim} = \sum \dot{m}_5 s_5 + \sum \dot{m}_6 s_6 - \sum \dot{m}_3 s_3 \quad (4.163)$$

$$\dot{S}_{üretim} = 0.2261 * 6.8658 - 0.2261 * 6.9806 = -0.02596 \text{ kW/K}$$

Buhar türbini için tersinir iş;

$$\dot{W}_{tr} = \dot{m}_6 h_6 - T_0 s_6 + \dot{m}_5 h_5 - T_0 s_5 - (\dot{m}_3 h_3 - T_0 s_5) \quad (4.164)$$

$$\dot{W}_{tr} = 0.2261 * \left(3319.37 - 2742 - 295 * (6.9806 - 6.8658)\right) = 122.886 \text{ kW}$$

Buhar türbinindeki tersinmezlik:

$$\dot{I} = T_0 \dot{S}_{üretim} = 295 * 0.02596 = 7.658 \text{ kW}$$

Buhar türbini için akış kullanılabilirliği:

$$\psi_5 = (h_5 - h_0) - T_0(s_5 - s_0) \quad (4.165)$$

$$\psi_3 = (h_3 - h_0) - T_0(s_3 - s_0) \quad (4.166)$$

$$\psi_3 = 3319.37 - 2541.8 - 295 * (6.9806 - 8.6241)$$

$$\psi_3 = 1262.4 \text{ kj/kg}$$

$$\dot{E}_3 = 285 \text{ kW}$$

$$\psi_6 = (h_6 - h_0) - T_0(s_6 - s_0) \quad (4.167)$$

$$\psi_6 = 2742 - 2541.8 - 295 * (6.8658 - 8.6241)$$

$$\psi_6 = 718.89 \text{ kj/kg}$$

$$\psi_5 = (h_5 - h_0) - T_0(s_5 - s_0) \quad (4.168)$$

$$\psi_5 = 2857.8 - 2541.8 - 295 * (6.5537 - 8.6241)$$

$$\psi_5 = 926.768 \text{ kj/kg}$$

$$\dot{E}_5 = 2.095 \text{ kW}$$

$$\dot{E}_6 = 162.54 \text{ kW}$$

$$\dot{E}_{ky} = \dot{E}_3 - \dot{E}_{w_t} - \dot{E}_5 - \dot{E}_6$$

$$\dot{E}_{ky} = 19.1 \text{ kW}$$

Adyabatik buhar türbini için ikinci yasa verimi kinetik ve potansiyel enerjileri ihmal edilirse, aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$\eta_{\text{II Türbin}} = \frac{\dot{W}}{\dot{W}_{tr}} = \frac{h_3 - h_6}{\psi_3 - \psi_6} \quad (4.169)$$

$$\eta_{\text{II Türbin}} = 0.933$$

4.4.9. Yoğuşturucunun Ekserji Analizi

Termodinamiğin ikinci yasasına göre yoğuşturucu için entropi üretimi:

$$\dot{S}_{\text{üretim}} = \sum \dot{m}_8 s_8 + \dot{m}_{13} s_{13} - \sum \dot{m}_6 s_6 + \dot{m}_{12} s_{12} - \frac{\dot{Q}_A}{T_K} \quad (4.170)$$

$$\dot{Q}_{\text{Yoğ}} = \dot{m}_{21}(h_{21} - h_{22}) = 63.874 \text{ kW}$$

$$\dot{S}_{\text{üretim}} = 0.2261 * 1.7583 + 13 * 0.59689 - (0.2261 * 6.69127 + 13 * 0.53) - \frac{-63.874}{295} =$$

$$\dot{S}_{\text{üretim}} = 0.02925 \text{ kW/K}$$

Yoğuşturucu için tersinmezlik:

$$\dot{I} = T_0 \dot{S}_{\text{üretim}} = 8.63 \, kW$$

İş etkileşimi yoktur. ($\dot{W} = 0$). Yoğuşturucu girişindeki akış kullanılabilirliği:

$$\psi_{12} = (h_{12} - h_0) - T_0(s_{12} - s_0) \quad (4.171)$$

$$\psi_{12} = 154.37 - 92.23 - 295 * (0.53 - 0.3247)$$

$$\psi_{12} = 1.5765 \text{ kj/kg}$$

Yoğuşturucu çıkışındaki soğutma suyunun akış kullanılabilirliği;

$$\psi_{13} = (h_{13} - h_0) - T_0(s_{13} - s_0) \quad (4.172)$$

$$\psi_{13} = 175.27 - 92.23 - 295 * (0.59689 - 0.3247)$$

$$\psi_{13} = 2.74395 \text{ kj/kg}$$

$$\psi_6 = (h_6 - h_0) - T_0(s_6 - s_0) \quad (4.173)$$

$$\psi_6 = 2764 - 92.23 - 295 * (6.69127 - 0.3247)$$

$$\psi_6 = 793.632 \text{ kj/kg}$$

$$\dot{E}_{Y,g} = \dot{m}_6\psi_6 + \dot{m}_{12}\psi_{12} \quad (4.174)$$
$$\dot{E}_{Y,ç} = \dot{m}_8\psi_8 + \dot{m}_{13}\psi_{13}$$

$$\dot{E}_Y = 0.2261 * 793.632 + 13 * 1.5765 - 0.2261 * 81{,}971 - 13 * 2.74395 = 144 \text{ kW}$$

$$\eta_{II\,Y} = 1 - \frac{\dot{I}}{\sum \dot{E}_{XY}} = 0.945$$

4.4.10. Kojenerasyon Sisteminin Ekserji Verimi

Santralin ikinci yasa verimi gerçek ısıl verimin aynı koşullarda olabilecek en yüksek (tersinir) ısıl verime oranı olarak yazılabilir:

$$\eta_{II} = \frac{\eta}{\eta_{tr}} = \frac{\eta}{1 - \frac{T_L}{T_H}} \quad (4.175)$$

Santralin en etkin biçimde çalışması bütün hal değişimlerinin tersinir olması durumunda gerçekleşir. Tersinir ısıl verim aşağıdaki formül ile hesaplanabilir;

$$\eta_{tr} = 1 - \frac{T_L}{T_H} = 1 - \frac{295}{1400} = 0.789$$

Santralin ikinci yasa verimi;

$$\eta_{II} = \frac{(\dot{W}_{NET\ BUHAR} + \dot{W}_{NET\ GAZ})/\dot{Q}_g}{\eta_{tr}} \quad (4.176)$$

$$\eta_{II} = \frac{0.59}{0.789} = 0.75$$

4.5. Absorbsiyonlu Soğutma Çevriminin Ekserji Analizi

4.5.1.Generatörün Ekserji Analizi

Generatör, üç giriş ve iki çıkışın olduğu, akışların birbirine karıştığı, sürekli akışlı açık bir sistemdir. Generatörün çevreyle ısı alış verişinin ve sürtünmeden dolayı olan kayıpların olmadığı kabulüyle generatördeki akış kullanılabilirliği ve kayıp ekserjileri hesaplanmıştır.

Generatöre giren ve çıkan özgül ekserji denklemleri, kinetik ve potansiyel enerjiler ihmal edilirse, aşağıdaki gibi olur:

Eriyik için ölü hal; %58 ve 22 C için

$$P_0 = 1\ \text{bar} \quad T_0 = 295\ \text{K} \quad h_0 = 67.28705\ \text{kj/kg} \quad s_0 = 0.105205\ \text{kj/kgK}$$

$$\psi_{20} = (h_{20} - h_0) - T_0(s_{20} - s_0) \quad (4.177)$$

$$\psi_{20} = 411.12 - 295.17 - 295 * (2.01699 - 1.68515)$$

$$\psi_{20} = 18.0572\ \text{kj/kg}$$

$$\psi_{21} = (h_{21} - h_0) - T_0(s_{21} - s_0) \quad (4.178)$$

$$\psi_{21} = 2660.1 - 2541.8 - 295 * (7.4790 - 8.6241)$$

$$\psi_{21} = 456.1045\ \text{kj/kg}$$

Generatöre giren 29 noktasındaki LiBr - H2O eriyiğin çevre sıcaklığındaki entalpi değeri 22 ºC sıcaklığa göre (4.79-4.95) denklemleriyle bulunmuştur. Aynı zamanda bu sıcaklık için entropi değeri ise % 58 konsantrasyon değerine göre (4.63 – 4.78) denklemleriyle hesaplanmıştır.

$$\psi_{29} = (h_{29} - h_0) - T_0(s_{29} - s_0) \quad (4.179)$$

$$\psi_{29} = 182.51 - 67.28705 - 295 * (0.466711 - 0.105205\ )$$

$$\psi_{29} = 8.57868 \frac{\text{kj}}{\text{kg}}$$

Absorbere giren 32 noktasındaki LiBr - H2O eriyiğin çevre sıcaklığındaki entalpi değeri 22 ºC sıcaklığa göre (4.79-4.95) denklemleriyle bulunmuştur. Aynı zamanda bu sıcaklık için entropi değeri ise % 62 konsantrasyon değerine göre (4.63 – 4.78) denklemleriyle hesaplanmıştır.

Eriyik için ölü hal; %62 ve 22 C için

$$P_0 = 1 \text{ bar} \quad T_0 = 295 \text{ K} \quad h_0 = 86.85748 \text{ kj/kg} \quad s_0 = 0.084732 \text{ kj/kgK}$$

$$\psi_{30} = (h_{30} - h_0) - T_0(s_{30} - s_0) \tag{4.180}$$

$$\psi_{30} = 217.73 - 86.85748 - 295 * (0.484922 - 0.084732)$$

$$\psi_{30} = 12.816 \text{ kj/kg}$$

$$\psi_{33} = (h_{33} - h_0) - T_0(s_{33} - s_0) \tag{4.181}$$

$$\psi_{33} = 280.13 - 295.17 - 295 * (1.63279 - 1.68515)$$

$$\psi_{33} = 0.4062 \text{ kj/kg}$$

Generatördeki kayıp ekserji ise:

$$\chi_{ky} = (\dot{m}_{20}\psi_{20} + \dot{m}_{29}\psi_{29}) - (\dot{m}_{21}\psi_{21} + \dot{m}_{30}\psi_{30} + \dot{m}_{33}\psi_{33}) \tag{4.182}$$

$$\chi_{ky} = 1.01958 * 18.0572 + 0.39719 * 8.57868 - (0.025625 * 456.1045 + 0.37156 * 12.816 + 1.01958 * 0.4062 = 4.954 \text{ kW}$$

4.5.2.Yoğuşturucu Ekserji Analizi

Kondenserin çevreyle ısı alış verişinin, sürtünmeden kaynaklanan kayıpların olmadığı kabulüyle konderserde ki akış kullanılabilirliği ve kayıp ekserjileri hesaplanmıştır. Yoğuşturucuya giren ve çıkan özgül ekserjiler aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$\psi_{21} = (h_{21} - h_0) - T_0(s_{21} - s_0) \tag{4.183}$$

$$\psi_{21} = 2660.1 - 2541.8 - 295 * (7.4790 - 8.6241)$$

$$\psi_{21} = 456.1045 \text{ kj/kg}$$

$$\psi_{22} = (h_{22} - h_0) - T_0(s_{22} - s_0) \tag{4.184}$$

$$\psi_{22} = 167.45 - 92.23 - 295 * (0.5721 - 0.3247)$$

$$\psi_{22} = 2.237 \text{ kj/kg}$$

$$\psi_{34} = (h_{34} - h_0) - T_0(s_{34} - s_0) \quad (4.185)$$

$$\psi_{34} = 88.098 - 92.23 - 295 * (0.31064 - 0.3247)$$

$$\psi_{34} = 0.0157 \text{ kj/kg}$$

$$\psi_{35} = (h_{35} - h_0) - T_0(s_{35} - s_0) \quad (4.186)$$

$$\psi_{35} = 159.01 - 92.23 - 295 * (0.54494 - 0.3247)$$

$$\psi_{35} = 1.8092 \text{ kj/kg}$$

Yoğuşturucudaki kayıp ekserji ise:

$$\chi_{ky} = (\dot{m}_{21}\psi_{21} + \dot{m}_{34}\psi_{34}) - (\dot{m}_{22}\psi_{22} + \dot{m}_{35}\psi_{35}) \quad (4.187)$$

$$\chi_{ky} = 0.025625 * 456.1045 + 0.9 * 0.0157 - (0.025625 * 2.237 + 0.9 * 1.8092)$$

$$\chi_{ky} = 10.016 \text{ kW}$$

4.5.3. Genleşme Valfinin Ekserji Analizi

Genleşme valfinin çevreyle ısı alış verişinin, sürtünmeden kaynaklanan kayıpların olmadığı kabulüyle genleşme valfindeki akış kullanılabilirliği ve kayıp ekserjileri hesaplanmıştır.

Genleşme valfine giren ve çıkan özgül ekserji ve ekserji kaybı aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$\psi_{23} = (h_{23} - h_0) - T_0(s_{23} - s_0) \quad (4.188)$$

$$\psi_{23} = 125.66 - 92.23 - 295 * (0.4356 - 0.3247)$$

$$\psi_{23} = 0.7145 \text{ kj/kg}$$

$$\psi_{24} = (h_{24} - h_0) - T_0(s_{24} - s_0) \quad (4.189)$$

$$\psi_{24} = 125.66 - 92.23 - 295 * (0.0611 - 0.3247)$$

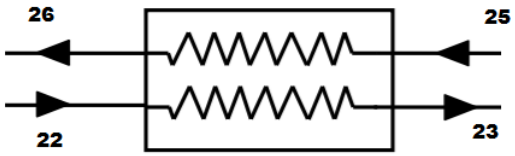
$$\psi_{24} = 111.192 \text{ kj/kg}$$

$$\chi_{ky} = \dot{m}_{23}(\psi_{24} - \psi_{23}) = 0.025625 * (111.192 - 0.7145)$$

$$\chi_{ky} = 2.83 \text{ kW}$$

4.5.4. Soğutma Devresi Eşanjörü Ekserji Analizi

Soğutma devresi eşanjörüne giren ve çıkan özgül ekserjiler ve ekserji kaybı aşağıdaki gibi hesaplanır.



Şekil 4.20. Soğutma devresi eşanjörü

$$\dot{m}_{22} = \dot{m}_{23}$$

$$\dot{m}_{25} = \dot{m}_{26}$$

$$X_{22} = X_{23}$$

$$X_{25} = X_{26}$$

$$\dot{Q}_{SDE} = \dot{m}_{22}h_{22} - \dot{m}_{23}h_{23} = \dot{m}_{25}h_{25} - \dot{m}_{26}h_{26} \quad (4.190)$$

$$\psi_{22} = (h_{22} - h_0) - T_0(s_{22} - s_0) \quad (4.191)$$

$$\psi_{22} = 167.45 - 92.23 - 295 * (0.5721 - 0.3247)$$

$$\psi_{22} = 2.237 \text{ kj/kg}$$

$$\psi_{23} = (h_{23} - h_0) - T_0(s_{23} - s_0) \quad (4.192)$$

$$\psi_{23} = 125.66 - 92.23 - 295 * (0.4356 - 0.3247)$$

$$\psi_{23} = 0.7145 \text{ kj/kg}$$

$$\psi_{25} = (h_{25} - h_0) - T_0(s_{25} - s_0) \quad (4.193)$$

$$\psi_{25} = 2508.9 - 2541.8 - 295 * (9.0526 - 8.6241)$$

$$\psi_{25} = -159.3 \text{ kj/kg}$$

$$\psi_{26} = (h_{26} - h_0) - T_0(s_{26} - s_0) \quad (4.194)$$

$$\psi_{26} = 2561.74 - 2541.8 - 295 * (8.3948 - 8.6241)$$

$$\psi_{26} = 87.58 \text{ kj/kg}$$

$$\chi_{ky} = E_g - E_ç$$

$$\chi_{ky} = (\dot{m}_{22}\psi_{22} + \dot{m}_{25}\psi_{25}) - (\dot{m}_{23}\psi_{23} + \dot{m}_{26}\psi_{26})$$

$$\eta_{II,SDE} = 0.79$$

4.5.5. Buharlaştırıcı Ekserji Analizi

Buharlaştırıcıya giren ve çıkan özgül ekserjiler ve ekserji kaybı aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$\psi_{24} = (h_{24} - h_0) - T_0(s_{24} - s_0) \quad (4.195)$$

$$\psi_{24} = 125.66 - 92.23 - 295 * (0.0611 - 0.3247)$$

$$\psi_{24} = 111.192 \text{ kj/kg}$$

$$\psi_{25} = (h_{25} - h_0) - T_0(s_{25} - s_0) \quad (4.196)$$

$$\psi_{25} = 2508.9 - 2541.8 - 295 * (9.0526 - 8.6241)$$

$$\psi_{25} = -159.31 \text{ kj/kg}$$

$$\psi_{36} = (h_{36} - h_0) - T_0(s_{36} - s_0) \quad (4.197)$$

$$\psi_{36} = 88.098 - 92.23 - 295 * (0.31064 - 0.3247)$$

$$\psi_{36} = 0.0157 \text{ kj/kg}$$

$$\psi_{37} = (h_{37} - h_0) - T_0(s_{37} - s_0) \quad (4.198)$$

$$\psi_{37} = 20.088 - 92.23 - 295 * (0.07291 - 0.3247)$$

$$\psi_{37} = 2.136 \text{ kj/kg}$$

$$\chi_{ky} = (\dot{m}_{24}\psi_{24} + \dot{m}_{36}\psi_{36}) - (\dot{m}_{25}\psi_{25} + \dot{m}_{37}\psi_{37}) \quad (4.200)$$

$$\chi_{ky} = 0.025625 * 111.192 + 0.9 * 0.0157 - (0.025625 * (-159.31) + 0.07291 * 2.136)$$

$$\chi_{ky} = 6.78 \text{ kW}$$

4.5.6. Absorber Ekserji Analizi

Eriyik için ölü hal; %62 ve 22 C için

$$P_0 = 1 \text{ bar} \quad T_0 = 295 \text{ K} \quad h_0 = 86.85748 \text{ kj/kg} \quad s_0 = 0.084732 \text{ kj/kgK}$$

Eriyik için ölü hal; %58 ve 22 C için

$$P_0 = 1 \text{ bar} \quad T_0 = 295 \text{ K} \quad h_0 = 67.28705 \text{ kj/kg} \quad s_0 = 0.105205 \text{ kj/kgK}$$

Absorbere giren ve çıkan özgül ekserjiler ve ekserji kaybı aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$\psi_{26} = (h_{26} - h_0) - T_0(s_{26} - s_0) \quad (4.201)$$

$$\psi_{26} = 2561.74 - 2541.8 - 295 * (8.3948 - 8.6241)$$

$$\psi_{26} = 87.5835\ kj/kg$$

$$\psi_{27} = (h_{27} - h_0) - T_0(s_{27} - s_0) \quad (4.202)$$

$$\psi_{27} = 2.9088\ \text{kj/kg}$$

$$\psi_{32} = (h_{32} - h_0) - T_0(s_{32} - s_0) \quad (4.203)$$

$$\psi_{32} = 136.67 - 86.85748 - 295 * (0.226641 - 0.084732\ )$$

$$\psi_{32} = 7.95\ \text{kj/kg}$$

$$\psi_{38} = (h_{38} - h_0) - T_0(s_{38} - s_0) \quad (4.204)$$

$$\psi_{38} = 88.098 - 92.23 - 295 * (0.31064 - 0.3247)$$

$$\psi_{38} = 0.0157\ \text{kj/kg}$$

$$\psi_{39} = (h_{39} - h_0) - T_0(s_{39} - s_0) \quad (4.205)$$

$$\psi_{39} = 170.12 - 92.23 - 295 * (0.575 - 0.3247)$$

$$\psi_{39} = 4.0515\ \text{kj/kg}$$

$$\chi_{ky} = (\dot{m}_{26}\psi_{26} + \dot{m}_{32}\psi_{32} + \dot{m}_{38}\psi_{38}) - (\dot{m}_{27}\psi_{27} + \dot{m}_{39}\psi_{39}) \quad (4.206)$$

$$\chi_{ky} = 0.025625 * 87.5835 + 0.37156 * 7.95 + 0.9 * 0.0157 - (0.39719 * (-47.42) + 0.9 * 4.0515)$$

$$\chi_{ky} = 20.4\ \text{kW}$$

4.5.7. Eriyik Pompasının Ekserji Analizi

Eriyik pompasına giren ve çıkan özgül ekserjiler ve ekserji kaybı aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$\psi_{27} = (h_{27} - h_0) - T_0(s_{27} - s_0) \quad (4.207)$$

$$\psi_{27} = 106 - 67.28705 - 295 * (0.226575 - 0.105205)$$

$$\psi_{27} = 2.9088\ \text{kj/kg}$$

$$\psi_{28} = (h_{28} - h_0) - T_0(s_{28} - s_0) \quad (4.208)$$

$$\psi_{28} = 106 - 67.28705 - 295 * (0.226575 - 0.105205)$$

$$\psi_{28} = 2.9088\ \text{kj/kg}$$

$$\chi_{ky} = \dot{m}_{27}(s_{27} - s_{28}) = 0 \quad (4.209)$$

$$W_{ep} = \dot{m}_{\text{eriyik}}\nu_1(P_2 - P_1) \quad (4.210)$$

$$W_{ep} = 0.0014869\ \text{kW}$$

4.5.8. Eriyik Isı Değiştiricisinin Ekserji Analizi

Eriyik için ölü hal; %58 ve 22 C için

$$P_0 = 1\ \text{bar} \quad T_0 = 295\ \text{K} \quad h_0 = 67.28705\ \text{kj/kg} \quad s_0 = 0.105205\ \text{kj/kgK}$$

Eriyik için ölü hal; %62 ve 22 C için

$$P_0 = 1\ \text{bar} \quad T_0 = 295\ \text{K} \quad h_0 = 86.85748\ \text{kj/kg} \quad s_0 = 0.084732\ \text{kj/kgK}$$

Eriyik ısı değiştiricisine giren ve çıkan özgül ekserjiler ve ekserji kaybı aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$\psi_{28} = (h_{28} - h_0) - T_0(s_{28} - s_0) \tag{4.211}$$
$$\psi_{28} = 106 - 67.28705 - 295 * (0.226575 - 0.105205)$$
$$\psi_{28} = 2.9088\ \text{kj/kg}$$
$$\psi_{29} = (h_{29} - h_0) - T_0(s_{29} - s_0) \tag{4.212}$$
$$\psi_{29} = 172.915 - 67.28705 - 295 * (0.439203 - 0.105205)$$
$$\psi_{29} = 7.1\ \text{kj/kg}$$
$$\psi_{30} = (h_{30} - h_0) - T_0(s_{30} - s_0) \tag{4.213}$$
$$\psi_{30} = 217.73 - 86.85748 - 295 * (0.484922 - 0.084732)$$
$$\psi_{30} = 12.8165\ \text{kj/kg}$$
$$\psi_{31} = (h_{31} - h_0) - T_0(s_{31} - s_0) \tag{4.214}$$
$$\psi_{31} = 152.8812 - 86.85748 - 295 * (0.280634 - 0.084732)$$
$$\psi_{31} = 8.233\ \text{kj/kg}$$
$$\chi_{ky} = (\dot{m}_{28}\psi_{28} + \dot{m}_{30}\psi_{30}) - (\dot{m}_{29}\psi_{29} + \dot{m}_{31}\psi_{31}) \tag{4.215}$$
$$\chi_{ky} = 0.39719 * 2.9088 + 0.37156 * 12.8165 - (0.39719 * 7.1 + 0.37156 * 8.233)$$
$$\chi_{ky} = 0.038\ \text{kW}$$

4.5.9. Eriyik Genleşme Valfinin Ekserji Analizi

Eriyik için ölü hal; %62 ve 22 C için

$$P_0 = 1 \text{ bar} \quad T_0 = 295 \text{ K} \quad h_0 = 86.85748 \text{ kj/kg} \quad s_0 = 0.084732 \text{ kj/kgK}$$

Eriyik genleşme valfine giren ve çıkan özgül ekserji ve ekserji kaybı aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$\psi_{31} = (h_{31} - h_0) - T_0(s_{31} - s_0) \quad (4.216)$$
$$\psi_{31} = 136.67 - 86.85748 - 295 * (0.226641 - 0.084732)$$
$$\psi_{31} = 7.949365 \text{ kj/kg}$$
$$\psi_{32} = (h_{32} - h_0) - T_0(s_{32} - s_0) \quad (4.217)$$
$$\chi_{ky} = \dot{m}_{31}(s_{31} - s_{32}) = 0 \quad (4.218)$$

4.5.10. Soğutma Devresi Eşanjörü Ekserji Analizi

Soğutma devresi eşanjörüne giren ve çıkan özgül ekserji ve ekserji kaybı aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$\psi_{22} = (h_{22} - h_0) - T_0(s_{22} - s_0) \quad (4.219)$$
$$\psi_{22} = 167.45 - 92.23 - 295 * (0.5721 - 0.3247)$$
$$\psi_{22} = 2.237 \text{ kj/kg}$$
$$\psi_{23} = (h_{23} - h_0) - T_0(s_{23} - s_0) \quad (4.220)$$
$$\psi_{23} = 125.66 - 92.23 - 295 * (0.4356 - 0.3247)$$
$$\psi_{23} = 0.7145 \text{ kj/kg}$$
$$\psi_{25} = (h_{25} - h_0) - T_0(s_{25} - s_0) \quad (4.221)$$
$$\psi_{25} = 2508.9 - 2541.8 - 295 * (9.0526 - 8.6241)$$
$$\psi_{25} = -159.3075$$
$$\psi_{26} = (h_{26} - h_0) - T_0(s_{26} - s_0) \quad (4.222)$$
$$\psi_{26} = (h_{26} - h_0) - T_0(s_{26} - s_0)$$
$$\psi_{26} = 2561.74 - 2541.8 - 295 * (8.3948 - 8.6241)$$
$$\psi_{26} = 87.5835 \text{ kj/kg}$$
$$\chi_{ky} = (\dot{m}_{22}\psi_{22} + \dot{m}_{25}\psi_{25}) - (\dot{m}_{23}\psi_{23} + \dot{m}_{26}\psi_{26}) \quad (4.223)$$

$$\chi_{ky} = 0.025625 * 2.237 - 0.025625 * 159.3075 - (0.025625 * 0.7145 + 0.025625 * 87.5835)$$

$$\chi_{ky} = 6.2875 \text{ kW}$$

4.5.11. Absorbsiyonlu Soğutma Sistemin Toplam Ekserji Kaybı

Absorbsiyonlu soğutma sisteminin her bir bileşeninin ekserji kayıpları belirlendikten sonra sistemin toplam ekserji kayıpları aşağıdaki denklemle hesaplanır.

$$\chi_{T\,ky} = \chi_G + \chi_Y + \chi_{GV} + \chi_{SDE} + \chi_B + \chi_A + \chi_P + \chi_{EID} + \chi_{EGV} \quad (4.224)$$

4.5.12. Absorbsiyonlu Soğutma Sisteminin Ekserji Verimi

Absorsiyonlu soğutma sisteminin ikinci yasa verimi, diğer bir ifadeyle ekserji verimi, sistemden elde edilen ekserjinin sisteme verilen ekserjiye oranı şeklinde ifade edilir. Soğutma uygulamaları için ekserji verimi, buharlaştırıcıdaki soğutulmuş suyun ekserjisinin generatördeki ısı kaynağının ekserjisine oranı olarak tanımlanır ve aşağıdaki gibi yazılabilir (Şencan 2004, Garcia-Hernando 2013, Karakas ve Egrican, Uygur 1990).

$$\eta_{II\ soğutma} = \frac{\dot{m}_{36}(\psi_{36} - \psi_{37})}{\dot{m}_{20}(\psi_{20} - \psi_{33})} \quad (4.225)$$

$$\eta_{II\ soğutma} = \frac{0.9 * (0.0157 - 2.136)}{1.01958 * (18.0572 - 0.4062)} = 0.106 = \%10.6$$

$$\eta_{II,Tri} = \frac{\dot{W}_{e,net} + \dot{E}x_{ısı,net} + \dot{E}x_{soğuk,net}}{\dot{E}x_{yakıt}} \quad (4.226)$$

4.5.13. Ekserji Kaybı ve Termoekonomik Analiz

Bu yöntem ile gaz türbinli kojenerasyon sisteminin her bir komponenti için ayrı ayrı bağıntılar kullanılarak hesaplamalar yapılabilir.

Valero tarafından verilen bağıntılar;

Kompresör

$$PEC_K = \left(\frac{C_{11}\dot{m}_h}{C_{12} - \eta_{sc}}\right)\left(\frac{p_2}{p_1}\right)\ln\left(\frac{p_2}{p_1}\right) \quad (4.227)$$

$$PEC_K = \left(\frac{71.1 * 1}{0.9 - 0.88}\right).10.\ln(10) = 81856.9$$

$$Z_K = 1.43\ \$/h = 3.972 * 10^{-4}\$/s$$

$$C_{14} + C_K + Z_K = C_{15} \quad (4.228)$$

$$c_{14}E_{14} + c_K E_K + Z_K = c_{15}E_{15} \quad (4.229)$$

$$c_{14} = 0$$

$$0.4062 * c_K + 3.972 * 10^{-4} = 263.02 * c_{15}$$

$$c_K = 0.0105$$

$$c_{15} = 1.772 * 10^{-5}$$

$$C_{ky,K} = c_{ky,K}E_{ky,K} = 1.572 * 10^{-5} * 56.586 = 8.895 * 10^{-4}\$/s$$

Ekserji kaybı oranı;

$$y_{ky,K} = \frac{\dot{E}_{ky,K}}{\sum \dot{E}_{ky}} = \frac{56.586}{552.3085} = 0.1025 = \%10.25$$

Eksergoekonomik faktör;

$$f_{cc} = \frac{\dot{Z}_{cc}}{\dot{Z}_{cc} + C_{ky,cc}} = \frac{3.972 * 10^{-4}\$/s}{3.972 * 10^{-4} + 8.895 * 10^{-4}} = 0.3087 = \%30.87$$

Yanma odası;

$$PEC_{cc} = \left(\frac{C_{21}\dot{m}_h}{C_{22} - \frac{p_4}{p_3}}\right)[1 + \exp(C_{23}T_4 - C_{24})] \quad (4.230)$$

$$PEC_{cc} = \left(\frac{46.08 * 1}{0.995 - 0.104}\right)(1 + \exp(0.018 * 1400 - 26.4)) = 54.98$$

$$C_{16} + C_y + Z_{cc} = C_{17} \quad (4.231)$$

$$c_{16}E_{16} + c_y E_y + Z_{cc} = c_{17}E_{17} \quad (4.232)$$

$$c_{16}E_{16} + c_y E_y + \frac{54.98}{8640 * 3600} = c_{17}E_{17}$$

$$1.772 * 10^{-5} * 295.21 + 829.682 * 2.222 * 10^{-6} + \frac{54.98}{8640 * 3600} = c_{17} * 938.55$$

$c_y = 2.222 * 10^{-6}$ \$/kj

$c_{17} = 7.54 * 10^{-6}$

$$c_{ky,cc} = c_{16}\frac{E_{16}}{E_{16} + E_F} + c_F\frac{E_F}{E_{16} + E_F}$$

$$= 1.772 * 10^{-5}\frac{295.21}{295.21 + 54.98} + 2.222 * 10^{-6} * \frac{54.98}{295.21 + 54.98}$$

$$= 1.572 * 10^{-5}$$

$C_{ky,cc} = c_{ky,cc}E_{ky,cc} = 1.529 * 10^{-5} * 122 = 0.001865$ \$/s

Ekserji kaybı oranı;

$$y_{ky,cc} = \frac{\dot{E}_{ky,cc}}{\sum \dot{E}_{ky}} = \frac{122}{552.3085} = 0.2209 = \%22.09$$

Eksergoekonomik faktör;

$$f_{cc} = \frac{\dot{Z}_{cc}}{\dot{Z}_{cc} + C_{ky,cc}} = \frac{1.7676 * 10^{-6}\$/s}{1.7676 * 10^{-6} + 0.0011865} = 0.000946$$

Hava ön ısıtıcısı;

$$PEC_{aph} = C_{41}\left(\frac{\dot{m}_g(h_5 - h_6)}{U\Delta T_{lm,aph}}\right)^{0.6} \quad (4.233)$$

$$PEC_{aph} = 4122 * \left(\frac{1.01958 * (844.98 - 821.95)}{18 * 266.48}\right)^{0.6} = 169.42$$

$$C_{15} + C_{18} + Z_{aph} = C_{16} + C_{19} \quad (4.234)$$

$$c_{15}E_{15} + c_{18}E_{18} + Z_{aph} = c_{16}E_{16} + c_{19}E_{19} \quad (4.235)$$

$263.02 * 1.772 * 10^{-5} + 242.191 * c_{18} + \frac{169.42}{8640 * 3600} = 295.21 * 1.772 * 10^{-5} + 206.69 * c_{19}$

$c_{18} = c_{19} = 1.591 * 10^{-5}$

$C_{ky,aph} = c_{ky,aph}E_{ky,aph} = 1.591 * 10^{-5} * 56.7 = 9.019 * 10^{-4}\$/s$

Ekserji kaybı oranı;

$$y_{ky,aph} = \frac{\dot{E}_{ky,aph}}{\sum \dot{E}_{ky}} = \frac{56.69}{552.3085} = 0.10264 = \%10.264$$

Eksergoekonomik faktör;

$$f_{aph} = \frac{\dot{Z}_{aph}}{\dot{Z}_{gt} + C_{ky,aph}} = \frac{5.447 * 10^{-6}\$/s}{5.447 * 10^{-6} + 9.019 * 10^{-4}} = 0.006$$

Gaz türbini için:

$$PEC_{GT} = \left(\frac{C_{31}\dot{m}_{gas}}{C_{32} - \eta_{st}}\right) \ln\left(\frac{p_4}{p_5}\right) * (1 + \exp(C_{33}T_4 - C_{34})) \quad (4.236)$$

$$PEC_{GT} = \left(\frac{479.34 * 1.01958}{0.92 - 0.88}\right) \ln(9.608)\,(1 + \exp(0.036 * 1400 - 54.4))$$

$$= 27647.47$$

$$C_{17} + Z_{GT} = C_K + C_{GT} + C_{18} \quad (4.237)$$

$$c_{17}E_{17} + Z_{GT} = c_K E_K + c_{GT}E_{GT} + c_{18}E_{18} \quad (4.238)$$

$$938.55 * 1.734 * 10^{-6} + \frac{27647.47}{8640 * 3600}$$

$$= 319.2 * 1.555 * 10^{-5} + 363.91 * c_{gt} + 242.19 * 1.734 * 10^{-6}$$

$$c_{GT} = 5.57 * 10^{-6}$$

$$C_{ky,GT} = c_{ky,GT}E_{ky,GT} = 5.57 * 10^{-6} * 13.253 = 7.382 * 10^{-5}\$/s$$

Ekserji kaybı oranı;

$$y_{ky,GT} = \frac{\dot{E}_{ky,GT}}{\sum \dot{E}_{ky}} = \frac{13.253}{552.3085} = 0.024 = \%2.4$$

Eksergoekonomik faktör;

$$f_{GT} = \frac{\dot{Z}_{GT}}{\dot{Z}_{GT} + C_{ky,GT}} = \frac{8.889 * 10^{-4}\$/s}{8.889 * 10^{-4} + 7.382 * 10^{-5}} = 0.92$$

Atık ısı kazanı:

$$PEC_{AIK} = C_{51}\left[\left(\frac{Q_{AIK}}{\Delta T_{lm}}\right)^{0.8}\right] + C_{52}\dot{m}_{buhar} + C_{53}{\dot{m}_{gas}}^{1.2} \quad (4.239)$$

$$\mathrm{PEC_{AIK}} = 6570\left[\left(\frac{467.844}{20.244}\right)^{0.8}\right] + 21276 * 0.2261 + 1184.4 * 1.01958^{1.2} = 87045$$

$$\mathrm{C_{19}} + \mathrm{C_{11}} + \mathrm{Z_{AIK}} = \mathrm{C_{20}} + \mathrm{C_1} \quad (4.240)$$

$$\mathrm{c_{19}E_{19}} + \mathrm{c_{11}E_{11}} + \mathrm{Z_{AIK}} = \mathrm{c_{20}E_{20}} + \mathrm{c_1E_1} \quad (4.241)$$

$$266.69 * c_{19} + 14.504 * c_{11} + \frac{87045}{8640 * 3600} = 18.41 * c_{20} + 220.36 * c_1$$

$$C_{14} = C_{11} = 0$$

$$266.69 * c_{19} + \frac{87045}{8640 * 3600} = 18.41 * c_{20} + 220.36 * c_1$$

$$c_1 = 3.063 * 10^{-5}$$

$$c_{17} = c_{18}$$

$$c_{18} = c_{19}$$

$$c_{19} = c_{20}$$

$$c_{17} = c_{18} = c_{19} = c_{20} = m$$

$$c_K = c_{GT}$$

$$\mathrm{C_{ky,AIK}} = \mathrm{c_{ky,AIK}E_{ky,AIK}} = 1.591 * 10^{-5} * 42.421 = 6.75 * 10^{-4}\$/s$$

Ekserji kaybı oranı:

$$\mathrm{y_{ky,AIK}} = \frac{\dot{\mathrm{E}}_{\mathrm{ky,AIK}}}{\sum \dot{\mathrm{E}}_{\mathrm{ky}}} = \frac{42.421}{552.3085} = 0.0768 = \%7.68$$

Eksergoekonomik faktör;

$$\mathrm{f_{AIK}} = \frac{\dot{\mathrm{Z}}_{\mathrm{AIK}}}{\dot{\mathrm{Z}}_{\mathrm{AIK}} + \mathrm{C_{ky,AIK}}} = \frac{2.799 * 10^{-3}\$/s}{2.799 * 10^{-3} + 6.75 * 10^{-4}} = 0.8057 = \%80.57$$

$$\mathrm{c_{11}} = 2.874 * 10^{-4}\ \$/\mathrm{kj}$$

$$\mathrm{c_{11}} = \mathrm{c_1} = \mathrm{c_2} = \mathrm{c_3} = \mathrm{c_4} = \mathrm{c_5} = \mathrm{c_6}$$

$$\mathrm{c_{11}}\dot{\mathrm{E}}_{11} + \mathrm{c_{19}}\dot{\mathrm{E}}_{19} + \dot{\mathrm{Z}}_{\mathrm{AIK}} = \mathrm{c_{20}}\dot{\mathrm{E}}_{20} + \mathrm{c_1}\dot{\mathrm{E}}_1 \quad (4.242)$$

$$\mathrm{c_{11}}\dot{\mathrm{E}}_{11} - \mathrm{c_1}\dot{\mathrm{E}}_1 + \dot{\mathrm{Z}}_{\mathrm{AIK}} = \mathrm{c_{20}}\dot{\mathrm{E}}_{20} - \mathrm{c_{19}}\dot{\mathrm{E}}_{19} \quad (4.243)$$

$$2.874 * 10^{-4} * (14.5 - 220.36) = c_{20}(28.4037 - 264.89)$$

$$\mathrm{c_{20}} = \mathrm{c_{19}} = 2.5018 * 10^{-4}\ \$/\mathrm{kj}$$

Buhar Türbini eksergoekonomik analizi:

Türbin buhar giriş ve çıkış akımlarının maliyetleri eşittir,

$$c_3\dot{E}_3 + \dot{Z}_{BT} = c_5\dot{E}_5 + c_6\dot{E}_6 + c_{w_t}\dot{E}_{w_t} \quad (4.244)$$

$$(2.874 * 10^{-4} * (285.4 - 2.095 - 162.54) + 0.00833)/124.08 = c_{w_t}$$

$$c_{w_t} = 3.469 * 10^{-4} \$/kj$$

$$c_{ky,BT} = 2.874 * 10^{-4}\ \$/kj$$

$$C_{ky,BT} = c_{ky,BT}E_{ky,BT} = 2.874 * 10^{-4} * 19.1$$

$$C_{ky,BT} = 0.005489\ \$/s$$

Ekserji kaybı oranı:

$$y_{ky,BT} = \frac{\dot{E}_{ky,BT}}{\sum \dot{E}_{ky}} = \frac{19.1}{552.3085} = 0.03458 = \%3.458$$

Eksergoekonomik faktör:

$$f_{BT} = \frac{\dot{Z}_{BT}}{\dot{Z}_{BT} + C_{ky,BT}} = \frac{0.00833}{0.00833 + 0.005489} = 0.6028 = \%60.28$$

Absorpsiyonlu soğutma sistemi eksergoekonomik analizi:

$$c_{20} = c_{19} = c_{33} = 2.5018 * 10^{-4}\ \$/kj$$

$$c_{36} = c_{37}$$

$$c_{20}\dot{E}_{20} + c_{36}\dot{E}_{36} + c_{20}\dot{W}_{ASS} + Z_{ASS} = c_{33}\dot{E}_{33} + c_{37}\dot{E}_{37} \quad (4.245)$$

$$c_{20}\left(\dot{E}_{20} - \dot{E}_{33} + \dot{W}_{ASS}\right) + Z_{ASS} = c_{36}\left(\dot{E}_{37} - \dot{E}_{36}\right) \quad (4.246)$$

$$2.5018 * 10^{-4} * (28.76 - 0.4142 + 60) + 0.0125 = c_{36}(\dot{E}_{37} - \dot{E}_{36})$$

$$c_{36} = 0.01813\ \$/kj$$

$$c_{ky,ASS} = c_{20}\frac{W_{ASS}}{W_{ASS} + E_{20}} + c_{20}\frac{E_{20}}{W_{ASS} + E_{20}} \quad (4.247)$$

$$= 2.5018 * 10^{-4} * (2) = 5.0036 * 10^{-4}\ \$/kj$$

$$\dot{C}_{ky,ASS} = c_{ky,ASS}\dot{E}_{ky,ASS} = 5.0036 * 10^{-4} * 53.1825 = 0.02661\ \$/s$$

Ekserji kaybı oranı:

$$y_{ky,ASS} = \frac{\dot{E}_{ky,ASS}}{\sum \dot{E}_{ky}} = \frac{53.1825}{552.3085} = 0.0963 = \%9.63$$

Eksergoekonomik faktör:

$$f_{ASS} = \frac{\dot{Z}_{ASS}}{\dot{Z}_{ASS} + C_{ky,ASS}} = \frac{0.0125}{0.0125 + 0.02661} = 0.3196 = \%31.96$$

Yüksek basınç pompası için maliyet denklemini yazarsak,

$$c_8\dot{E}_8 + c_{w_t}\dot{W}_{YBP} + \dot{Z}_{YBP} = c_9\dot{E}_9 \quad (4.248)$$

$$c_{w_t} = 3.469 * 10^{-4}\$/kj$$

$$c_8 = 2.874 * 10^{-4}\frac{\$}{kj}$$

$$2.874 * 10^{-4} * 18.533 + 3.469 * 10^{-4} * 0.823 + 1.25 * 10^{-4} = c_9 * 18.772$$

$$c_9 = 3.056 * 10^{-4}\ \$/kj$$

Yüksek basınç pompasında kayıp ekserji maliyeti:

$$c_{ky,YBP} = c_{w_t}\frac{\dot{W}_{YBP}}{\dot{W}_{YBP} + \dot{E}_8} + c_8\frac{\dot{E}_8}{\dot{W}_{YBP} + \dot{E}_8} \quad (4.249)$$

$$= 3.469 * 10^{-4} * \frac{0.823}{0.823 + 18.533} + 2.5018 * 10^{-4} * \frac{18.533}{0.823 + 18.533}$$

$$c_{ky,YBP} = 2.54 * 10^{-4}\ \$/kj$$

$$\dot{C}_{ky,YBP} = c_{ky,YBP}\dot{E}_{ky,YBP} = 2.54 * 10^{-4} * 0.5847 = 1.487 * 10^{-4}\ \$/s$$

Ekserji kaybı oranı:

$$y_{ky,YBP} = \frac{\dot{E}_{ky,YBP}}{\sum \dot{E}_{ky}} = \frac{0.5847}{552.3085} = 0.001059 = \%0.1059$$

Eksergoekonomik faktör:

$$f_{YBP} = \frac{\dot{Z}_{YBP}}{\dot{Z}_{YBP} + C_{ky,YBP}} = \frac{0.000125}{0.000125 + 0.0001487} = 0.457$$

Alçak basınç pompası için maliyet denklemini yazarsak,

$$c_8\dot{E}_8 + c_{w_t}\dot{W}_{ABP} + \dot{Z}_{ABP} = c_9\dot{E}_9 \quad (4.250)$$

$c_{w_t} = 3.469 * 10^{-4} \$/kj$

$c_8 = 2.874 * 10^{-4} \frac{\$}{kj}$

$2.874 * 10^{-4} * 18.533 + 3.469 * 10^{-4} * 0.823 + 1.25 * 10^{-4} = c_9 * 18.772$

$c_9 = 3.056 * 10^{-4}\ \$/kj$

$c_7 = 6.635 * 10^{-4} \$/kj$

Alçak basınç pompasında kayıp ekserji maliyeti,

$$c_{ky,ABP} = c_{w_t} \frac{\dot{W}_{ABP}}{\dot{W}_{ABP} + \dot{E}_7} + c_7 \frac{\dot{E}_7}{\dot{W}_{ABP} + \dot{E}_7} \quad (4.251)$$

$$= 3.469 * 10^{-4} * \frac{3.05}{3.05 + 6.119} + 6.635 * 10^{-4} * \frac{6.119}{3.05 + 6.119}$$

$c_{ky,ABP} = 5.5819 * 10^{-4}\ \$/kj$

$\dot{C}_{ky,ABP} = c_{ky,ABP} \dot{E}_{ky,ABP} = 5.5819 * 10^{-4} * 2.389 = 1.334 * 10^{-3}\ \$/s$

Ekserji kaybı oranı:

$$y_{ky,ABP} = \frac{\dot{E}_{ky,ABP}}{\sum \dot{E}_{ky}} = \frac{2.389}{552.3085} = 0.004325 = \%0.4325$$

Eksergoekonomik faktör:

$$f_{ABP} = \frac{\dot{Z}_{ABP}}{\dot{Z}_{ABP} + C_{ky,ABP}} = \frac{8.333 * 10^{-5}}{8.333 * 10^{-5} + 1.334 * 10^{-3}} = 0.058$$

Proses ısı değiştiricisi eksergoekonomik analizi:

Proses ısı değiştiricisi buhar giriş ve yoğuşma suyu çıkış akımlarının maliyetleri eşittir.

$$c_{40}\dot{E}_{40} + c_4\dot{E}_4 + c_5\dot{E}_5 + \dot{Z}_{PID} = c_7\dot{E}_7 + c_{41}\dot{E}_{41} \quad (4.252)$$

$c_1 = c_4 = c_5 = 2.874 * 10^{-4}\ \$/kj$

$$c_{40} = c_{41} = \frac{4.16 * 10^{-3}}{99.4} = 4.185 * 10^{-5}\ \$/kj$$

$$4.185 * 10^{-5} * (0.01413 - 192.54) + 2.874 * 10^{-4} * (20.29 + 20.954) + 2.639 * 10^{-4} = c_7 * 6.119$$

$$c_7 = 6.635 * 10^{-4} \$/kj$$

$$\dot{C}_{ky,PID} = c_{ky,PID}\dot{E}_{ky,PID} = 2.874 * 10^{-4} * 30.229 = 8.689 * 10^{-3}$$

Ekserji kaybı oranı:

$$y_{ky,PIB} = \frac{\dot{E}_{ky,PIB}}{\sum \dot{E}_{ky}} = \frac{30.229}{552.3085} = 0.0547 = \%5.473$$

Eksergoekonomik faktör:

$$f_{PIB} = \frac{\dot{Z}_{PIB}}{\dot{Z}_{PIB} + C_{ky,PIB}} = \frac{0.0002639}{0.0002639 + 0.008689} = 0.0295$$

Karışım odası eksergoekonomik analizi:

$$c_9\dot{E}_9 + c_{10}\dot{E}_{10} + \dot{Z}_{KO} = c_{11}\dot{E}_{11} \quad (4.253)$$

$$c_{10} = c_7 = 6.635 * 10^{-4} \$/kj$$

$$c_9 = 3.056 * 10^{-4}\ \$/kj$$

$$3.056 * 10^{-4} * 18.772 + 6.635 * 10^{-4} * 7.23 + 0.0001944 = 14.5c_{11}$$

$$c_{11} = 7.265 * 10^{-4} \$/kj$$

Karışım odasında kayıp ekserji maliyeti:

$$c_{ky,KO} = c_{10}\frac{E_{10}}{E_{10} + E_9} + c_9\frac{E_9}{E_{10} + E_9} \quad (4.254)$$

$$= 6.635 * 10^{-4}\frac{7.23}{7.23 + 18.772} + 3.056 * 10^{-4} * \frac{18.772}{7.23 + 18.772}$$

$$c_{ky,KO} = 4.051 * 10^{-4}$$

$$\dot{C}_{ky,KO} = c_{ky,KO}\dot{E}_{ky,KO} = 4.051 * 10^{-4} * 11.502 = 4.659 * 10^{-3}$$

Ekserji kaybı oranı:

$$y_{ky,KO} = \frac{\dot{E}_{ky,KO}}{\sum \dot{E}_{ky}} = \frac{11.502}{552.3085} =$$

$y_{ky,KO} = 0.02083 = \%2.083$

Eksergoekonomik faktör:

$$f_{KO} = \frac{\dot{Z}_{KO}}{\dot{Z}_{KO} + C_{ky,KO}} = \frac{0.0001944}{0.0001944 + 4.659 * 10^{-3}} = 0.04$$

Yoğuşturucu eksergoekonomik analizi:

$$c_6\dot{E}_6 + c_{12}\dot{E}_{12} + \dot{Z}_{Yoğ} = c_8\dot{E}_8 + c_{13}\dot{E}_{13} \quad (4.253)$$

$c_9 = 3.056 * 10^{-4}$ \$/kj

$3.056 * 10^{-4} * 18.772 + 6.635 * 10^{-4} * 7.23 + 0.0001944 = 14.5c_{11}$

$c_{11} = 7.265 * 10^{-4}$\$/kj

Yoğuşturucu kayıp ekserji maliyeti:

$$c_{ky,Y} = c_6\frac{E_6}{E_6 + E_8} + c_{12}\frac{E_{12}}{E_{12} + E_{13}} \quad (4.254)$$

$$= 2.874 * 10^{-4}\frac{179.44}{179.44 + 18.53} + 3.056 * 10^{-4} * \frac{20.49}{20.49 + 35.67}$$

$c_{ky,Y} = 3.72 * 10^{-4}$

$\dot{C}_{ky,Y} = c_{ky,Y}\dot{E}_{ky,Y} = 0.05357$

Ekserji kaybı oranı:

$$y_{ky,Y} = \frac{\dot{E}_{ky,Y}}{\sum \dot{E}_{ky}} = \frac{144}{552.3085} = 0.2607 = \%26.07$$

$y_{ky,Y} = \%26.07$

Eksergoekonomik faktör:

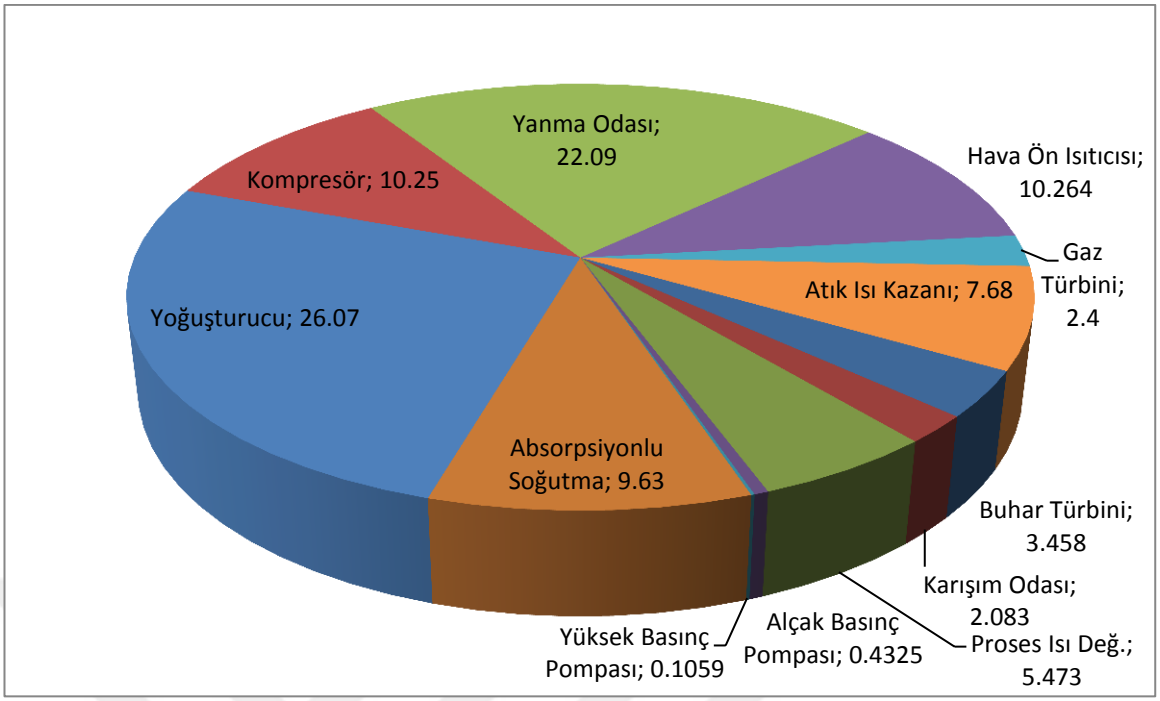
$$f_Y = \frac{\dot{Z}_Y}{\dot{Z}_Y + C_{ky,Y}} = \frac{0.95}{0.95 + 0.05357} = 0.946$$

Çizelge 4.10. Komponent bazlı ekserji kaybı oranı ve eksergoekonomik faktör

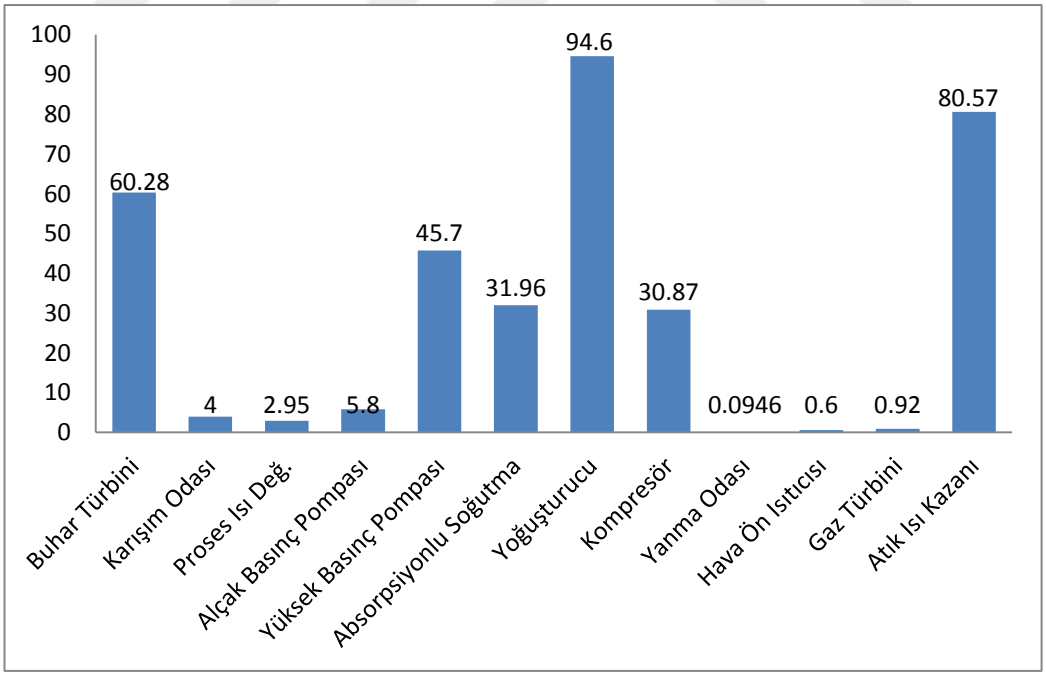
Ekipman	Kompresör	Yanma Odası	Hava Ön Isıtıcısı	Gaz Türbini	Atık Isı Kazanı
Ekserji Kaybı Oranı (%:)	10.25	22.09	10.264	2.4	7.68
Eksergoekonomik Faktör(%)	30.87	0.0946	0.6	0.92	80.57

Çizelge 4.11. Komponent bazlı ekserji kaybı oranı ve eksergoekonomik faktör

Ekipman	Buhar türbini	Karışım Odası	Proses Isı Değiştirme	Alçak Basınç Pompası	Yüksek Basınç Pompası	ASS	Yoğ.
Ekserji Kaybı Oranı (%:)	3.458	2.083	5.473	0.4325	0.1059	9.63	26.07
Eksergoekonomik Faktör(%)	60.28	4	2.95	5.8	45.7	31.96	94.6



Şekil 4.21. Komponent bazlı ekserji kaybı yüzde oranı



Şekil 4.22. Komponent bazlı eksergoekonomik faktör yüzde oranı

Çizelge 4.12. Üçlü üretim sistemine ait termodinamik veriler

Konum	Sıcaklık(K)	Basınç(kPa)	Entalpi (kj/kg)	Entropi (kj/kgK)	Kütlesel Debi (kg/s)	Konsantrasyon	Ekserji(kj/kg)
1	750	3500	3063.57	7.08897	0.2261	-	974.63
2	715	3500	3319.37	6.9806	0.02261	-	1262.4
3	715	3500	3319.37	6.9806	0.2261	-	1262.4
4	703	3000	3344.9	7.0856	0.02261	-	1256.96
5	698.15	1600	2857.8	6.5537	0.02261	-	926.768
6	420	300	2742	6.8658	0.2261	-	793.682
7	453.03	1000	762.51	2.1381	0.04522	-	135.327
8	415	300	597.11	1.75829	0.2261	-	81.971
9	415.85	3500	600.75	1.76706	0.2261	-	83.0238
10	468.19	1400	829.96	2.2835	0.2261	-	159.884
11	400	3500	532.95	1.60121	0.2261	-	64.15
12	415.85	9	154.37	0.53	13	-	1.5765
13	320	10	175.27	0.59689	13	-	2.74395
14	280	100	280.13	1.63289	1	-	0.4062
15	540.6	1000	544.35	2.29906	1	-	263.02
16	576.33	1000	582.21	2.36682	1	-	295.21
17	1400	960.78	1515.42	3.36200	1.01958	-	920.53
18	821.846	100	846.1	2.7475	1.01958	-	237.54
19	855.46	100	883.23	2.79189	1.01958	-	261.57
20	410	100	421.26	2.01699	1.01958	-	18.0572
21	363.15	7.075	2660.1	7.4790	0.025625	0	456.1045
22	313.15	7.075	167.45	0.5721	0.025625	0	2.237
23	303.15	7.075	125.66	0.4356	0.025625	0	0.7145
24	277.15	0.8128	125.66	0.0611	0.025625	0	111.192
25	277.15	0.8128	2508.9	9.0526	0.025625	0	-159.31
26	306.11	4.753	2561.74	8.3948	0.025625	0	87.5835
27	306.11	0.8128	106	0.226575	0.39719	58	2.9088
28	313.15	7.075	106	0.226575	0.39719	58	2.9088
29	348.15	7.075	172.915	0.439203	0.39719	58	7.1
30	363.15	7.075	217.73	0.484922	0.37156	62	12.816
31	325.72	7.075	152.8812	0.280634	0.37156	62	8.233
32	317.15	0.8128	136.67	0.226641	0.37156	62	7.95
33	280.15	100	280.13	1.63279	1.01958	-	0.4062
34	294.15	2.505	88.098	0.31064	0.9	-	0.0157

35	311.11	6.669	159.01	0.54494	0.9	-	1.8092
36	294.15	2.505	88.098	0.31064	0.9	-	0.0157
37	277.932	0.86	20.088	0.07291	0.9	-	2.136
38	294.15	2.505	88.098	0.31064	0.9	-	0.0157
39	313.79	8.2	170.12	0.575	0.9	-	4.0515
40	294.15	2.505	88.098	0.31064	0.9	-	0.0157
41	323.84	12.823	212.23	0.713	0.9	-	

5. SONUÇ

Ele aldığımız üçlü üretim sistemini mühendislik yaklaşımıyla analiz ettiğimizde, yalnızca enerji ve ekserji analiziyle termodinamik açıdan incelenmesi ve bu analiz doğrultusunda sistemlerin birbirleriyle karşılaştırılması bize doğru sonuçlar vermez. Enerji ekserji analizine dayanan termodinamik incelemede, ekonomi ve maliyetler göz önünde bulundurulmaz. Sistemin performansı termodinamik açıdan iyileştirilirken, sistemin yatırım maliyeti yüksek miktarlara çıkabilir. Aynı prensiple sadece yatırım maliyeti göz önünde bulundurulursa, sistemin performansı düşer ve bu da sistemin işletme maliyetinin artmasına sebep olur. Bu yüzden enerji ve ekserji analizine dayanan termodinamik analiz ile maliyet etkisi birlikte düşünülerek optimum tasarım parametreleri belirlenmelidir.

Bu çalışmada uygulanan termoekonomik analiz ile istediğimiz amaca yönelik optimum şartları sağlayabiliriz. Bu çalışmada, tasarlanan üçlü üretim sisteminin parametreleri belirlenmiş ve bu parametrelerden yola çıkarak termoekonomik analiz yöntemiyle bütün ekipmanlar değerlendirilmiştir.

Çalışmanın ikinci bölümünde ise tasarlanan üçlü üretim sisteminin termoekonomik incelemesi ve değerlendirilmesi yapılmıştır. Hesaplanan termoekonomik parametreler doğrultusunda elde edilen verilerle yapılabilecek iyileştirmeler ve hangi komponentlerin daha öncelikli iyileştirilebileceği gibi yorumlar yapılabilir. Üçlü üretim sisteminde, ekserji kaybının en fazla olduğu komponentlerin yoğuşturucu ve yanma odası olduğu belirlenmiştir. Proses ısı değiştirme biriminde eksergoekonomik faktörün düşük oluşu, bu komponentte iyileştirme yapılabileceğinin bir ifadesidir.. Bu yüzden yeni seçim yapılacak eşanjörlerin verimlerinin yüksek olması sistem performansı açısından oldukça önem arz etmektedir. Proses ısı değiştirici verimini etkileyen en önemli parametre buhar sıcaklığıdır.

Eğer kurulu bir sistemde iyileştirme yapılacaksa, ek bir yatırım ile baca gazı sıcaklığından faydalanarak besi suyu ısıtmak, verimi artıracak bir yatırım olacaktır. Buhar türbini ve atık ısı kazanında ki ekserji kaybı düşük olmakla beraber, eksergoekonomik faktör parametresi diğer ekipmanlara göre oldukça yüksektir. Bu komponentlere yapılacak performans artışını sağlayacak bir iyileştirme yatırım

maliyetini artıracağı gibi sistem performansını diğer ekipmanlara göre çok az etkileyeceğinden iyileştirme önceliği sonlarda olan ekipmanlar arasında sayılabilir.

Yanma odası, hava ön ısıtıcısı ve proses ısı değiştiricinin eksergoekonomik faktör parametresinin düşük oluşu ve sistemin ekserji kaybında önemli bir paya sahip olmaları bu ekipmanların performansının diğer ekipmanlara göre kolay artırılabileceği ve bu iyileştirme sonucunda sistem performansında artış sağlayacağı söylenebilmektedir. Bu yüzden bu ekipmanların, sistemde iyileştirme önceliği olan ekipmanlar arasında olduğu söylenebilir. Absorpsiyonlu soğutma sistemi sistemin ekserji kaybında %9.63'lük ve kompresör %10.25'lik bir paya sahip olmasına rağmen, eksergoekonomik faktör parametreleri yüksektir. Bu da komponentlerde iyileştirme yapmanın daha zor ve maliyetli olacağını bize göstermektedir. Bu sebeplerden ötürü absorpsiyonlu soğutma sistemi ve kompresör iyileştirme önceliği orta sıralardadır.

Geriye kalan komponentlerin sistemin ekserji kaybındaki payları çok düşük olduğundan, ekipmanlar üzerinde yapılacak iyileştirmeler sistem performansını etkilemeyeceği gibi maliyeti yükseltici iyileştirmeler olarak karşımıza gelecektir. Bu nedenle iyileştirme önceliği sıralamasında geri planda yer almaktadırlar.

6. KAYNAKLAR

Ballı, Ö. 2008. Kojenerasyon Sistemlerinin Enerji, Kullanabilirlik (Ekserji) ve Ekserjiekonomik Analiz Yöntemleri Kullanılarak Performansının Değerlendirilmesi. *Doktora Tezi*, Eskişehir Osmangazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Eskişehir.

Balli, O., Aras, H., Hepbasli, A. 2010. Thermodynamic and thermoeconomic analyses of a trigeneration (TRIGEN) system with a gas–diesel engine: Part I – Methodology Energy Convers. Manage., 51 pp, 2252–2259.

Bandyapadhyay, S., Bera, N.C. ve Bhattacharyya, S. 2001. Thermoeconomic Optimization of Combined Cycle Power Plants. Energy Conversion and Management, 42: 359-371.

Bilgen, E. 2000. Exergetic and Engineering Analyses of Gas Turbine Based Cogeneration Systems. Energy 25: 1215-1229.

Chua, H.T., Toh, H.K., Malek, A., Ng., K.C., Srinivasan, K. 2000. Improved thermodynamic property field of LiBr-H2O Solution. International Journal of Refrigeration. 23: 412–429.

Çaka, D. 2006. Isıl Sistem Bileşenlerinin Yatırım Maliyetleri. *Yüksek Lisans Tezi*, İstanbul Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.

Çalışıcı, M.Ü. 2005. Kojenerasyon Sistemleri ve Bir İşletmenin İhtiyacını Karşılayacak Kojenerasyon Sisteminin Teknik ve Ekonomik Uygulanabilirliği. *Yüksek Lisans Tezi*, Mustafa Kemal Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Antakya.

Çengel, Y.A., Boles, M.A., 1999. Mühendislik Yaklaşımıyla Termodinamik. Literatür Yayıncılık, İstanbul, 867s.

Çengel, Y.A., Boles, M.A., 2008. Mühendislik Yaklaşımıyla Termodinamik. Güven Kitapevi, Çağlayan Ofset Matbaacılık, İzmir, 946s.

Çetin, B. 2005. The Effect of Gas Turbine Design Parameters on Cost of Electricity for Combined Cycle Systems. Journal of Engineering and Natural Sciences, 3: 34-48.

Çetin, B. 2006. Gaz Türbinlerinin Optimal Performans Analizi. Doğuş Üniversitesi Dergisi, 7:(1) 59-71.

Garcia-Hernando, N. 2013. Bir Absorpsiyon Güç Çevriminin Enerji ve Ekserji Analizi. Applied Thermal Engineering, Sayı 55: 69-77.

Hernandez-Santoyo, J., Sanchez-Cifuentes, A. 2003. Trigeneration: An Alternative for Energy Savings. Applied Thermal Engineering, 76: 219-227.

Hewett, M.J., Linner, K.L., Brıeefer, A., Strom, S.D. 1996. Oppurtunities to Expand Cogeneration in Minesota. Center for Energy and Environment. CEE/TR96-1CM, USA.

İnallı, M., Yücel, H.L., Işık, E. 2002. Kojenerasyon Sistemlerinin Teknik ve Ekonomik Uygulanabilirliği. Mühendislik ve Makine Dergisi, 43:(506) 38-44.

İster, İ. 2006. Mevcut Bir Fabrikada Trijenerasyon Uygulaması. *Yüksek Lisans Tezi*, Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.

Kaita, Y. 2001. Thermodynamic properties of lithium bromide-water solutions at high temperatures. Int J of Refrigeration, 24: 374-390.

Kakilli, A. 2003. Doğalgaz Kombine Çevrim Santrallerinin, Diğer Elektrik Üretim Merkezleriyle Çevre Kriterlerine Göre Karşılaştırılması. 3e Electrotech, 120-126, İstanbul.

Karakas, A., Egrican, N. and Uygur, S. 1990. Second law analysis of solar absorption-cooling cycles using Lithium Bromide/Water and Ammonia/Water as Working Fluids. Applied Energy. Vol. 37 pp. 169-197.

Kaynakli, O., Kiliç, M. 2007. Theoretical study on the effect of operating conditions on performance of absorption refrigeration system. Energy Conversion and Management, Vol. 48, Issue2 pp, 599-607.

Koçak, T., Gülşen, O., 1998. Bölgesel Isıtma ve Kojenerasyon, Bölgesel Isıtma ve Kojenerasyon Konferansı Bildirileri, 24-25 Ekim, İstanbul.

Kwon, Y., KWak, H. ve Oh S. 2001. Exergoeconomic Analysis of Gas Turbine Cogeneration Systems. Exergy, vol. 1 pp, 31-40.

Minciuc, E., Le, Corre, O., Athanasovici, V., Tazerout, M., Bitir, I. 2003. Thermodynamic Analysis of Tri-generation with Absorption Chilling Machine. Applied Thermal Engineering, 23: 1391-1405.

Mostafavi, M., Agnew, B. 1996. The impact of ambient temparature on lithium bromide-water absorption machine performance. Applied Thermal Engineering, 16: (6) 515-522.

Sönmez, A. 1998. Kojenerasyon Teknolojisi ve Bir Kombine Çevrim Santralinde Çalışma Şartlarının Belirlenmesi. *Yüksek Lisans Tezi*, İ.T.Ü Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.

Sun, D.W. 1998. Comparison of the performance of NH3-H2O, NH3-LiNO3 and NH3-NaSCN absorption refrigeration systems. Energy Conversion, Vol. 39 No. 5/6, 357-368p.

Şencan, A. 2004. Atık Isı ile Çalışan Absorbsiyonlu Sistemlerin Modellemesi, Ekserji Analizi ve Optimizasyonu. *Doktora Tezi,* Süleyman Demirel Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Isparta.

Şencan, A., Yakut, A., Dikmen, E. 2004. A New Model For Determining The Thermodynamic Properties Of Libr-H2O Solution. G.U. Journal of Science 17: 101-110.

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

Temir, G., Bilge, D. 2004. Thermoeconomic Analysis of a Trigeneration System. Applied Thermal Engineering, 24: 2689-2699.

Toral, R., Morton, W. and Mitchell, D.R. 2000. Using New Packages for Modelling, Equation Oriented Simulation and Optimization of a Cogeneration Plant. Computers & Chemical Engineering, 24: 2667-2685.

Yenice, O.T. 2005. Kırsal Kesimde Kurulabilecek Doğalgaz Yakıtlı Otoprodüktör Kojenerasyon Santralleri Üzerine Bir Araştırma. *Doktora Tezi*, Ankara Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara.

Zheng, L. and Furimsky, E. 2003. ASPEN Simulation of Cogeneration Plants. Energy Conversion & Management, 44:1845-1851.

ÖZGEÇMİŞ

Adı Soyadı : Yakup ŞEN

Doğum Yeri ve Tarihi : KIRCALİ 21.06.1989

Yabancı Dili : İngilizce

Eğitim Durumu (Kurum ve Yıl)

Lise : Bursa Cumhuriyet Lisesi (Yabancı Dil Ağırlıklı-Fen)

Lisans : Niğde Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü

Yüksek Lisans : Uludağ Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü

İletişim (e-posta) : yakupsen@uludag.edu.tr

Çalıştığı Kurum ve Yıl

Uludağ Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Araştırma Görevlisi

12.2014- Devam ediyor.