

**KABARCIKLI AKIŞKAN YATAKLI BİR MULTİ JENERASYON
SANTRALİNİN SANAYİDE UYGULANMASI VE TERMODİNAMİK
ANALİZİNİN YAPILMASI**

Duygu GÜNDÜZ

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ**

**GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

MAYIS 2013

ANKARA

Duygu GÜNDÜZ tarafından hazırlanan “KABARCIKLI AKIŞKAN YATAKLI BİR MULTİ JENERASYON SANTRALİNİN SANAYİDE UYGULANMASI VE TERMODİNAMİK ANALİZİNİN YAPILMASI” adlı bu tezin yüksek lisans tezi olarak uygun olduğunu onaylarım.

Yrd. Doç. Dr. İbrahim ATILGAN
Tez Danışmanı, Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Bu çalışma, jürimiz tarafından oy birliği ile Makina Mühendisliği Anabilim Dalında Yüksek Lisans tezi olarak kabul edilmiştir.

Prof.Dr. Beycan İBRAHİMOĞLU
Makina Mühendisliği, Gazi Üniversitesi

Yrd.Doç.Dr. İbrahim ATILGAN
Makina Mühendisliği, Gazi Üniversitesi

Doç.Dr. Cemil YAMALI
Makina Mühendisliği, ODTÜ

Tarih: 29/05/2013

Bu tez ile G.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulu Yüksek Lisans derecesini onamıştır.

Prof. Dr. Şeref SAĞIROĞLU
Fen Bilimleri Enstitüsü Müdürü

TEZ BİLDİRİMİ

Tez içindeki bütün bilgilerin etik davranış ve akademik kurallar çerçevesinde elde edilerek sunulduğunu, ayrıca tez yazım kurallarına uygun olarak hazırlanan bu çalışmada orijinal olmayan her türlü kaynağa eksiksiz atıf yapıldığını bildiririm.

Duygu GÜNDÜZ

**KABARCIKLI AKIŞKAN YATAKLI BİR MULTİ JENERASYON
SANTRALİNİN SANAYİDE UYGULANMASI VE TERMODİNAMİK
ANALİZİNİN YAPILMASI**

(Yüksek Lisans Tezi)

Duygu GÜNDÜZ

**GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

Mayıs 2013

ÖZET

Enerji teminindeki çeşitli zorluklar ve petrol fiyatlarındaki aşırı artışlar, enerjisinin yaklaşık % 70'ini ithal eden ve düşük kaliteli linyitler bakımından göreceli zengin olan Türkiye'ye, enerji ve çevre politikalarının oluşturulmasında bu kaynaklardan olabildiğince yararlanmayı zorunlu kılmaktadır. Aynı zamanda, bu tür düşük kaliteli linyitlerin biokütle ile birlikte aynı anda yakılması, gelecekte biokütle enerjisinden büyük ölçüde faydalanmada çok iyi bir potansiyel ortaya koyacaktır. Bu çalışmanın amacı, çeşitli sanayi sektörlerinde çalışabilecek düşük kaliteli linyit yakıtı ve günümüz Türkiye'sinde kullanılan başlıca 8 tür biokütlenin kullanıldığı 6,5 MW_e kurulu güçte, 2,5 t/h proses buhar üreten ve 7,5 MW termik güçte sıcak su ısıtıcısından oluşan bir bileşik ısı – güç santralinin tasarlanmasıdır. Tasarımlanan santralde, paket programı vasıtasıyla modelleme ve simülasyon çalışmalarının ardından kapsamlı enerji ve ekserji analizleri yapılarak, santralde enerji ve çevresel performansın iyileştirilmesine yönelik araştırmalar gerçekleştirilmiştir. Bu çalışmada, biokütle ve linyitin aynı anda yakılmasına dayanan bir bileşik ısı – güç sistemine, biokütlenin sistem performansına ve gaz emisyonlarına (CO₂ ve SO₂) olan etkisini incelemek amacıyla enerji ve ekserji analizleri yapılmıştır. Yapılan analizde, ısı – güç üretim sistemi olarak kabarcıklı akışkan yataklı

buhar kazanı sistemi düşünülmüştür. Öte yandan sekiz adet biokütle (mısır koçanı, orman atıkları, fındık kabuğu, zeytin çekirdeği, fıstık kabuğu, pirinç kılıfı, atık kağıtlar ve şeker kamışı) ve düşük kaliteli Kangal linyiti seçilmiştir. Biokütlenin karışım oranı %10 olarak alınmıştır. Sonuçta; çevrimin ekserji yıkımının, birlikte yakma ile azaldığı görülmüştür. En düşük ekserji yıkımı Kangal linyiti ile fıstık kabuğu ve Kangal linyiti ile fındık kabuğu birlikte yakıldığında görülmektedir. Ekserji verimi, seçilen biokütle çeşitlerinin özgül özelliklerine bağlıdır. Ayrıca linyit biokütle karışımının birlikte yakılması halinde gaz emisyonlarında da azalma olmuştur. Aynı zamanda sonuçlar; toplam santral ekserji kaybının % 90'ının kazanda oluştuğunu ve kayıpların enerji analizlerinin aksine, % 2,41 ekserji kaybının oluştuğu soğutma sisteminde değil, kazanda olduğunu göstermiştir. Düşük kaliteli yerli linyit yakan santrallerde, yakıt ekserjilerinin ve bileşik ısı – güç santrali ekserji verimlerinin, yakıt alt ısı değerinin ve santral enerji verimlerinin yardımı ile doğrudan yaklaşık olarak belirlenmesi için belli katsayılar belirlenmiştir. Böylelikle karmaşık ekserji analizlerinin, yaklaşık da olsa, uygulayıcı mühendisler tarafından kolayca kullanılması olanağı sağlanmıştır.

Bilim Kodu : 914.1.038
Anahtar Kelimeler : Bileşik ısı-güç, Kabarcıklı akışkan yatak, Birlikte yanma, Enerji ve ekserji analizi, Parametrik çalışma, Düşük kaliteli linyitler, Biokütle
Sayfa adedi : 181
Tez Yöneticisi : Yrd. Doç. Dr. İbrahim ATILGAN

THERMODYNAMIC ANALYSIS OF A BUBBLING FLUIDIZED BED MULTI GENERATION PLANT FOR INDUSTRIAL APPLICATIONS

(M. Sc. Thesis)

Duygu GÜNDÜZ

GAZI UNIVERSITY

INSTITUTE OF SCIENCE AND TECHNOLOGY

May 2013

ABSTRACT

Politic restrictions in energy assurance and extreme increase in petroleum prices have directed Turkey towards energy and environment legislation to maximize the utilization of low grade local lignites, in which the country is relatively rich. Biomass co-firing with coal exhibits great potential for large scale utilization of biomass energy in the near future. The object of this study is to design a 6,5 MW_e, 2,5 t/h proses steam and 7,5 MW_t district heating capacity multi-energy generation power plant for operating with low grade lignite, Kangal, and eight different types of biomass of Turkey and implementing of the various R&D studies. After modeling and simulation of the designed power plant, comprehensive energy and exergy analyses have been carried out in order to improve its energy and environmental performance. In the present work, energy and exergy analyses are carried out for a co-firing based multi energy generation power plant system to investigate the impacts of biomass co-firing on system performance and gaseous emissions of CO₂ and SO₂. The power generation system considered is a typical bubbling fluidized bed coal-fired steam cycle system, while eight biomass fuels (corn cobs, forest resedulas, hazalnut shells, olive pits, pistachio shells, rice husk, waste papers and bigasse) and one coal (Kangal lignite) are chosen for the analysis. System performance is evaluated in terms of important performance parameters for 10% of fuel at

different cofiring conditions are considered. The results indicate that plant exergy destruction decrease with biomass proportion in the fuel mixture. As shown from results, the lowest exergy destruction is in case of Kangal and pistachio shells and Kangal and hazelnut shells. The extent of decrease in exergy destruction depends on specific properties of the chosen biomass types. The results also show that the fraction of biomass significantly reduces the net CO₂ and SO emissions for all types of selected biomass. Also as shown from the results that the exergy analyses have demonstrated that 90% of the total exergy loss of the power plant occurs in the boiler, and unlike energy analyses, actual energy efficiency must be in the boiler, not in the cooling system where only 2.41% of the total exergy loss occurs. Certain coefficients have been calculated for power plants fired with low grade local lignites, in order to determine directly the approximate fuels exergies and power plants exergy efficiencies with the help of the lower and higher heating values of the fuels and power plant energy efficiencies. Therefore, an approximate but highly practical tool has been obtained for reoffering the complicated exergy analyses by engineers.

Science Code : 914.1.038
Keywords : Combined heat and power, Co-combustion, Energy & Exergy Analysis, Parametric study, Low Grade Lignites, Biomass
Page Number : 181
Adviser : Assist. Prof. Dr. İbrahim ATILGAN

TEŞEKKÜR

Bu tez çalışmam süresince, yardım ve katkıları ile beni yönlendiren değerli sayın hocam Yrd.Doç. Dr. İBRAHİM ATILGAN'a ve çalışmalarımın her aşamasında bana yardımcı olan MURAD RAHİM'e teşekkürlerimi sunuyorum.

Ayrıca yüksek lisans öğrenimim boyunca, benden her türlü maddi ve manevi desteklerini esirgemeyen ve birçok fedakârlığa katlanan sevgili aileme teşekkürü bir borç bilirim.

Tez çalışmasında yer alan simülasyon programı ve verilerin elde edilmesine yardımcı olan Çalık Enerji Sanayi ve Ticaret A.Ş.'ye teşekkür ederim.

TÜBİTAK tarafından (2210) nolu "Yurt İçi Yüksek Lisans Burs Programı" kapsamında sağlanan maddi destek için kuruma sonsuz teşekkür ederim.

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
ÖZET	iv
ABSTRACT	vi
TEŞEKKÜR.....	viii
İÇİNDEKİLER	ix
ÇİZELGELERİN LİSTESİ.....	xiii
ŞEKİLLERİN LİSTESİ	xv
SİMGELER VE KISALTMALAR.....	xviii
1. GİRİŞ	1
2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI	14
3. BİRLEŞİK ISI-GÜÇ SİSTEMLERİ.....	20
3.1. Birleşik Isı-Güç Sistemleri: Genel Bakış	20
3.2. Kojenerasyon Sistemi Teknolojileri	24
3.2.1. Gaz türbinli kojenerasyon tekniği	24
3.2.2. Buhar türbinli kojenerasyon sistemi teknolojileri	27
3.2.3. İçten yanmalı motor kojenerasyonu	28
3.2.4. Kombine çevrimli kojenerasyon sistemleri.....	31
3.3. Bileşik Isı – Güç Üretim Sistemlerinin Karşılaştırılması	33
3.3.1. Yakıt	33
3.3.2. Elektrik / Isı oranı.....	34
3.3.3. Yük eğrisi	36
3.3.4. Start sayısı	37
3.3.5. Ortam sıcaklığı	37
3.3.6. Toplam sistem kapasitesi	37

Sayfa

3.3.7. Elektriğin kalitesi	37
3.4. Kojenerasyonun Avantajları.....	37
3.5. Kojenerasyon Sistemlerinde Kullanılan Yakıtlar	40
3.6. Türkiye'de Kojenerasyonun Yasal Alt Yapısı ve Gelişimi	41
4. TERMODİNAMİK ANALİZ	45
4.1 Enerji ve Ekserji Terimleri	46
4.1.1. Enerji terimleri	46
4.1.2 Ekserji terimleri.....	49
4.2. Kontrol Hacimleri İçin Denge Denklemleri	53
4.3. Enerji ve Ekserji Verimleri.....	59
4.4. Referans Çevrenin Tanımlanması	61
5. MULTİ JENERASYON SANTRALİNİN ÇEVİRİM YAPISI VE TASARIMI ..	63
5.1. Kabarcıklı Akışkan Yataklı Kazan Tasarımı Ve Tasarım Hesaplamaları.....	66
5.1.1. Kazan tasarım verileri	66
5.1.2. Kazan bölümleri ısı yüklerinin hesaplanması	67
5.2. Kazan Bölümlerinde Isı Transferleri İle İlgili Sıcak Akışkan İşlevi Gören Yanma Gazları Soğuma Eğrisinin Hesaplanması	68
5.2.1. Tasarıma esas olan düşük kaliteli linyitin ısı değerlerinin ve kömür tüketiminin hesaplanması	70
5.2.2. Akışkan yataklı buhar kazanı ile ilgili yanma hesapları	71
5.2.3. Yanma odasında ve ısıtma yüzeylerinde yanma gazı sıcaklığının hesaplanması	77
5.3. Tasarımlanan Kabarcıklı Akışkan Yataklı Buhar Kazanının Genel Isı Transferi Eğrisinin Çıkartılması ve Yanma Odası Boyutları.....	83
5.3.1. Genel kazan ısı transferi eğrileri	83
5.3.2. Yanma odası boyutlarının belirlenmesi.....	84

Sayfa

5.4. Akışkan Yataklı Buhar Kazanı Isıtma Yüzeylerinin Boyutlandırılması	86
5.4.1. Buharlaştırıcı için ısıtma yüzeyinin boyutlandırılması	89
5.4.2. Kızdırıcı için ısıtma yüzeyinin boyutlandırılması	100
5.4.3. Ekonomizer için ısıtma yüzeyinin boyutlandırılması.....	106
5.5. Tasarımlanan Araştırma Buhar Kazanının Isıtma Yüzeyi Düzeni ve Boyutları.....	108
5.6. Sıcak Su Eşanjörü İçin Isıtma Yüzeyinin Boyutlandırılması.....	109
6. SANTRAL SOĞUTMA SİSTEMİNİN TASARIMI	110
6.1. Yoğuşturucu Tasarım Verilerinin Belirlenmesi	110
6.2. Soğutma Kulesi Tasarım Verilerinin Belirlenmesi	111
6.3. Soğutma Sisteminin Boyutlandırılması.....	112
6.3.1. Yoğuşturucunun boyutlandırılması	112
6.3.2. Soğutma kulesinin boyutlandırılması.....	114
7. AKIŞKAN YATAKLI TERMİK ISI - GÜÇ SANTRALİ İÇİN PERFORMANS ANALİZLERİ	115
7.1. Tasarımlanan Santralde Brüt Elektrik Üretimi.....	116
7.2. Tasarımlanan Bileşik Isı-Güç Santralinin İç Elektrik Tüketimlerinin ve Net Elektrik Hesaplanması.....	118
7.2.1. Santral iç elektrik tüketimlerinin belirlenmesi	119
7.2.2. Santralin net elektrik üretiminin hesaplanması ve santral verileri	121
7.2.3. Özgül ısısal ve yakıtsal santral değerlendirme verileri	122
7.3. Kabuller	123
8. MULTI JENERASYON SANTRALİNİN PARAMETRİK OPTİMİZASYONU VE EKSERJİ ANALİZİNE YÖNELİK SANTRAL SİSTEM YAPISININ SİMÜLASYONU	126
8.1. Santral Sistem Yapısının Mollier Diyagramı Kullanılarak Modellenmesi ve Hesaplanması	126

Sayfa

8.2. Santral Sistem Yapısının THERMOFLEX Kullanılarak Simülasyonu.....	126
8.3. Santral Sistem Yapısının Mollier Diyagramı ve THERMOFLEX Uygulamalı Analiz Sonuçların Karşılaştırılması	129
9. TASARIMLANAN BİLEŞİK ISI – GÜÇ SANTRALİNDE ÇEŞİTLİ YAKITLAR YAKILARAK ENERJİ VERİMLİLİĞİ VE EMİSYON KONTROLÜ AÇISINDAN EKSERJİ VE DUYARLILIK ANALİZLERİNİN YAPILMASI	131
9.1. Ekserji Analizi Termodinamik Temelleri ve Kangal Linyitinin Yakıldığı Bileşik Isı - Güç Santraline Uygulanması	133
9.1.1. Hava ve yanma gazı karışımlarının özgül ekserjilerinin hesaplanması	135
9.1.2. Yakıtın özgül ekserjilerinin hesaplanması	137
9.2. Kangal Linyiti Yakılan Bileşik Isı - Güç Santrali Örneğinde Ekserji Verimlerinin Hesaplamalarında Mühendislik Yaklaşımı.....	148
9.3. Tasarımlanan Bileşik Isı - Güç Santrallerinde Linyit ve Biokütlelerin Birlikte Yakılması Durumunda Santralin Ekserji ve Performans Analizleri	152
9.4. Kangal Linyitinin Yakıldığı Bileşik Isı-Güç Santralinde Ekserji Veriminin Artırılmasına Yönelik Duyarlılık Analizleri	158
10. SONUÇLARIN İRDELENMESİ VE İLERİYE DÖNÜK ÖNERİLER	160
10.1. Sonuçların İrdelenmesi	160
10.2. İleriye Dönük Öneriler	165
KAYNAKLAR	167
EKLER.....	174
EK-1 Tasarlanan Sistem Detayları.....	175
ÖZGEÇMİŞ	181

ÇİZELGELERİN LİSTESİ

Çizelge	Sayfa
Çizelge 1.1. Kömür ve biokütlenin genel fiziksel, kimyasal ve yakıt özellikleri.....	9
Çizelge 1.2. Çeşitli kömür ve biokütle türlerinin elementel analiz sonuçları	10
Çizelge 1.3. Kömür ve biyokütle kaynaklarının inorganik madde içerikleri	11
Çizelge 4.1. Enerji ve ekserji terimlerinin karşılaştırması	46
Çizelge 4.2. Sıcaklığın fonksiyonu olarak bazı maddelerin sabit basınçtaki özgül ısıları	48
Çizelge 4.3. Bazı maddelerin 298 K, 1 atm'deki formasyon entalpileri, Gibbs fonksiyonu ve mutlak entropileri	49
Çizelge 4.4. Hidrokarbon bazlı yakıtların kimyasal ekserji formülleri	53
Çizelge 4.5. Referans çevre modeli.....	63
Çizelge 5.1. Santralin işletme parametreleri	66
Çizelge 5.2. Santralin kritik noktalarının termodinamik değerleri	67
Çizelge 5.3. Bazı kazan kapasiteleri için kesitsel ısı yük değerleri	85
Çizelge 5.4. Bazı yakıt çeşitleri için hacimsel ısı yük değerleri	86
Çizelge 5.5. Uygulamada kullanılan baca gazı ve iş akışkanı hız değerleri.....	89
Çizelge 5.6. Tasarımlanan kazanın ilgili ısıtma yüzeylerinin tasarım ve boyutlandırma verileri.....	108
Çizelge 6.1. Yoğuşturucu tasarım, işletme, ısı transferi verileri ve ısıtma yüzeyi Boyutları.....	114
Çizelge 7.1. Bileşik Isı- Güç santrali brüt elektrik üretimine esas olan türbin bölümlerindeki buhar debileri, giriş ve çıkış entalpileri	118
Çizelge 8.1. Tasarımlanan bileşik ısı-güç santralinin sistem yapısının THERMOFLEX paket program uyarınca oluşturulması ve Simülasyonu.....	127
Çizelge 8.2. Tasarımlanan bileşik ısı-güç santrali ile ilgili THERMOFLEX analiz sonuçları (alt ısı değerine göre).....	129
Çizelge 8.3. Bileşik ısı-güç santralinin Mollier diyagramı uygulamalı elle hesaplama ve Thermoflex analizleri sonucu elde edilen bazı tasarım sonuçlarının karşılaştırılması.....	130

Çizelge	Sayfa
Çizelge 9.1. Kuru ve külsüz saf Kangal kömürünün analiz değerleri.....	140
Çizelge 9.2. Santralin ekserji ekonomisi yönünden önemli tüm noktalarındaki termodinamik ve ekserjisel veriler	144
Çizelge 9.3. Bileşik Isı – güç santralının tüm bölümlerinde ve toplamında girdi-çıktısal toplam ekserji değerleri, toplam iş aktarımları ve ekserji kayıplarının hesaplanmasına esas olan ekserjisel denklemler	147
Çizelge 9.4. Santrali oluşturan bölümler ve ekserji verimleri.....	149
Çizelge 9.5. Kangal linyiti ile çalışması öngörülen santralin tümünde ve onu oluşturan tüm bölümlerdeki ekserji kayıpları, bu bölümlerdeki kayıpların toplam kayıp içindeki oranları ve ilgili ekserji verimleri	150
Çizelge 9.6. Tasarımlanan bileşik ısı- güç santralının ekserji ve performans analizlerine esas olan linyit ile birlikte yakılan biokütlelerin elementel analizleri ve alt ısı değerleri	153
Çizelge 9.7. Tasarımlanan santralde çeşitli yakıtların yakılması durumunda hesaplanan ekserji ve performans analiz sonuçları.	153
Çizelge 9.8. Tasarımlanan bileşik ısı-güç santralinde kullanılan çeşitli yerli linyitlerin alt ve üst ısı değerleri, özgül kimyasal-mekanik ekserjiler ve yakıt kimyasal-mekanik ekserjilerinin belirlenmesinde yakıtsal dönüşüm faktörleri	156
Çizelge 9.9. Kangal linyitinin yakıldığı termik santralde tam yük işletme koşullarında etken işletme parametrelerinin değişimlerinin; santral ekserji verimi, elektrik üretimi, yakıt tüketimi, CO ₂ ve SO ₂ emisyonlarının değişimine etkisi	159

ŞEKİLLERİN LİSTESİ

Şekil	Sayfa
Şekil 1.1. Enerji, çevre ve sürdürülebilirliğin ekserji ile ilişkisi.....	4
Şekil 2.1. Güç-ısı oranına göre enerji ve ekserji verimlerinin değişimi.....	17
Şekil 2.2. Güç-ısı oranına göre güç ve buhar üretimi ve geri ödeme süresi.....	17
Şekil 3.1. Kombine çevrim ve kojenerasyon sistemlerinin verim yönünden karşılaştırılması	21
Şekil 3.2. Gaz Türbini Şematik Gösterimi	24
Şekil 3.3. Basit çevrimli gaz türbini kojenerasyon sistemi	25
Şekil 3.4. Rejeneratör ilaveli gaz türbini kojenerasyon sistemi akış şeması	26
Şekil 3.5. Buhar türbinli kojenerasyon sistemi	27
Şekil 3.6. Gaz motorlu kojenerasyon sistemi.....	30
Şekil 3.7. Dizel motorlu kojenerasyon sistemi.....	31
Şekil 3.8. Kombine gaz-buhar türbinli kojenerasyon tesis şeması.....	32
Şekil 3.9. Kombine çevrimin termodinamiği	33
Şekil 3.10. Buhar türbinli bileşik ısı-güç üretim sisteminin enerji akışı.....	34
Şekil 3.11. Dizel motorlu bileşik ısı-güç üretim sisteminin enerji akışı.....	35
Şekil 3.12. Kombine çevrimli bileşik ısı-güç üretim sisteminin enerji akışı.....	35
Şekil 3.13. Isı-güç üretim oranlarının değişimi.....	36
Şekil 3.14. Türkiye’deki kojenerasyon tesisi kapasitesinin 15 yıllık gelişimi	43
Şekil 3.15. Kojenerasyon sistemlerinin sektörel dağılımı.....	43
Şekil 3.16. Kojenerasyon sistemlerinin kullanılan yakıt tipine göre dağılımı	44
Şekil 3.17. Türkiye’de 2007-2021 yılları arasında kojenerasyon kapasitesi tahmini	44
Şekil 5.1. Günlük (a) ve yıllık (b) elektrik tüketim yük eğrileri ve yük bölgeleri	65

Şekil	Sayfa
Şekil 5.2. Tasarımlanan bileşik ısı- güç santralinin sistem yapısı ve akış şeması	66
Şekil 5.3. Santralin tasarımında esas olan ham Kangal kömürünün analiz değerleri	69
Şekil 5.4. Santral kazanında yanma gazı ile iş akışkanı arasındaki ısı aktarımını gösteren T-A diyagramı.....	83
Şekil 5.5. Yanma gazı ile iş akışkanı arasındaki ısı aktarımını gösteren T-A diyagramı.....	84
Şekil 5.6. Yanma odası geometrisi.....	85
Şekil 5.7. Isı değiştirgeçlerinde ışınlım ve taşınım ile ısı aktarımının toplam ısı aktarımındaki payları.....	87
Şekil 5.8. Buharlaştırıcıdaki sıcaklık farkları.....	90
Şekil 5.9. Kazanın yanma odasına su duvarları olarak konumlanan boru plakaları.....	96
Şekil 5.10. Buharlaştırıcı borusu boyunca buharlaşma ısı transferi katsayısının değişimi.....	98
Şekil 5.11. Kızdırıcıdaki sıcaklık farkları	101
Şekil 5.12. Kızdırıcı boru demeti ve boru konumlama düzeni	102
Şekil 5.13. Santral kazanında yanma gazı ile iş akışkanı arasındaki ısı aktarımını gösteren T-A diyagramı	108
Şekil 6.1. Yoğuşturucu ve soğutma kulesinden oluşan soğutma sisteminin ısı transferi eğrisi ve ilgili tasarım verileri.....	110
Şekil 7.1. Santral brüt elektrik üretiminin hesaplanmasına esas olan buhar türbin bölümleri, çekilen ara buharlar ve ilgili türbin genişleme eğrileri	117
Şekil 8.1. Tasarımlanan bileşik ısı - güç santralinin sistem yapısının THERMOFLEX paket program uyarınca oluşturulması ve simülasyonu.....	128
Şekil 9.1. Hidrolik ve Isı- güç santrallerinin ekserji yaklaşımı ile karşılaştırılması.....	130
Şekil 9.2. İdeal tamamen tersinir bir Carnot çevrimi ile ısı transferi kaynaklı kısmi tersinmezlik içeren tersinmez bir Carnot çevriminde üretilen mekanik enerjinin çevrim alanları yönünden karşılaştırılması	134
Şekil 9.3. Kömürün kimyasal-mekanik ekserjisi hesaplanmasına esas olan kontrol hacmi.....	139

Şekil	Sayfa
Şekil 9.4. Tasarımlanan Kangal linyiti ile çalışan 6,41 MW kurulu kapasitedeki bileşik ısı-güç santralinin enerji ve ekserji kayıplarının toplam santral kayıpları içerisindeki oranları	151
Şekil 9.5. Tasarımlanan bileşik ısı-güç santralinde çeşitli biokütlelerin ve Kangal linyitinin yakılması durumunda t/h cinsinden yakıt tüketimleri	154
Şekil 9.6. Tasarımlanan bileşik ısı-güç santralinde Kangal linyiti ve çeşitli biokütlelerin yakılması durumunda açığa çıkan özgül SO ₂ ve CO ₂ emisyonları	157
Şekil 9.7. Tasarımlanan bileşik ısı-güç santralinde Kangal linyiti ve çeşitli biokütlelerin yakılması durumunda saatte ton başına açığa çıkan SO ₂ ve CO ₂ emisyonları	157

SİMGELER VE KISALTMALAR

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

Simgeler	Açıklama
A	Isı transfer alanı(m ²), kömürdeki kül miktarı
A_{YO}	Yanma odası kesit alanı(m ²)
C	Karbon
ch	Kimyasal
c_p	Sabit basınçta özgül ısı (kJ / kgK)
c_v	Sabit hacimde özgül ısı (kJ / kgK)
D	Boru çapı(m)
e	Birim kütle enerjisi (kJ / kg)
\dot{E}	Ekserji akımı
\dot{E}_D	Ekserji kaybı
g	Yer çekimi ivmesi (m/ s ²)
g_F	Gibbs fonksiyonu (kJ / kmol)
h	Birim entalpi (kJ / kg), ısı transferi film katsayısı
H	Hidrojen
h_{Con}	Taşınım ile ısı transferi film katsayısı (W/m ² °C)
h_{Rad}	Işıma ile ısı transferi film katsayısı (W/m ² °C)
H_o	Yakıt üst ısıl değeri (MJ/kg-Y)
H_u	Yakıt alt ısıl değeri (MJ/kg-Y)
k	Isı iletim katsayısı (W/m °C)
L	Boru boyu(m)
\dot{m}	Kütleli debi (kg / s)
M	molar ağırlık (kg / kmol)
\dot{m}_{BS}	Besleme suyu debisi (kg/s)
\dot{m}_{SK}	Soğutma kulesi su debisi (kg/s)

Simgeler \dot{m}_{EKO} \dot{m}_K \dot{m}_Y

N

n

Nu

O

P

 P_{el}

Pr

Q

 \dot{Q}

Re

R

s

S

 $D_{\eta u}$

T

u

U

V

 \dot{V}_h \dot{V}_G \dot{V}_{KG} \dot{V}_{YG} \dot{W}

W

x

Açıklama

Ekonomizer su debisi (kg/s)

Buharlaştırıcı iş akışkanı debisi (kg/s)

Yakıt debisi (kg/s)

Azot

Hava fazlalık katsayısı (%)

Nusselt sayısı

Oksijen

basınç (kPa)

Bileşik ısı-güç santrali kurulu gücü(MW)

Prandtl sayısı

Isıl kapasite (kJ)

Isı enerjisi akımı (kW)

Reynolds sayısı

Evrensel gaz sabiti (kJ / kgK)

Birim entropi (kJ / kgK)

Entropi (kJ / sK), boru et kalınlığı

Ortalama düzeltme katsayısı

Sıcaklık (K), türbin

Birim iç enerji (kJ / kg)

Toplam ısı transfer katsayısı ($W/m^2 \cdot ^\circ C$)

Hız (m/ s)

Hava debisi (Nm^3 -Hava/s)Gaz debisi (Nm^3 -Gaz/s)Kuru gaz debisi (Nm^3 -Gaz/kg-Y)Yaş gaz debisi (Nm^3 -Gaz/kg-Y)

İş debisi (MW)

Kömürdeki su miktarı (%)

Buhar kalitesi, mol kesri(%)

Kısaltmalar**z** **ΔT_m** **η** **η_{II}** **μ** **v** **ρ** **ε** **σ** **CHP****Buh****cv** **ζ** **g****G** **G_k** **G_y** **HÖİ****IGS****i****j****k****Kf****KGK****KM****KN****PT****Rad.****TM****TEK****TEDAŞ****Açıklama**

Yükseklik (m)

Logaritmik sıcaklık farkı

Enerji verimi

Ekserji verimi

Dinamik viskozite (kg/m.s)

Kinematik viskozite(m²/s)Yoğunluk(kg/m³)

Emissivite

Stefan-Boltzmann sabiti

Kojenerasyon/bileşik ısı-güç sistemi

Buharlaştırıcı

Kontrol hacmi

Çıkış

Giriş

Gaz

Kuru gaz

Yaş gaz

Hava ön ısıtıcı

Isıl güç santral

Giriş

Madde akışı

Karışım bileşeni

Kazan fanı

Kurulu Güç Kapasitesi Regresyon Eğrisi

Kimyasal

Kinetik

Potansiyel

Işınım

Fiziksel

Türk Elektrik Kurumu

Türk Elektrik Üretim ve Dağıtım Şirketi

1. GİRİŞ

Genel Bilgiler

Enerji modern yaşamın temel gereksinimlerinden birisi olup, değişikliklere yol açan etken olarak tanımlanabilir. Enerji; elektrik, ısı (ısıtma, soğutma), nükleer, kinetik, potansiyel, manyetik ve kimyasal gibi farklı formlarda olabilir. Bu enerji türlerinin tümünün toplamı, sistemin toplam enerjisini oluşturur. Kişi başına enerji tüketimi ülkelerin gelişmişlik seviyelerini göstermektedir. Ekonomik büyüme, nüfus artışı ve sosyal yaşamdaki değişim hızına bağlı olarak, dünyadaki enerji tüketim miktarı da hızla artmaktadır. Gelişmiş ülkelerde enerji tüketimi daha yavaş bir artış gösterirken, Türkiye gibi gelişmekte olan ülkelerde ise enerji tüketimi daha hızlı artmaktadır [1,2].

Günümüz enerji sektöründe fosil kaynaklı yakıtlar yoğun bir şekilde kullanılmaktadır. Ancak, fosil yakıtların kullanılmasından kaynaklanan belirsizlikler ve çevresel etkiler her geçen gün artmaktadır. Özellikle fosil yakıtların yanması sonucu açığa çıkan emisyonlar hem çevre açısından hem de insan sağlığı açısından önemli yan etkilere sahiptir. İçinde bulunduğumuz dünyada özellikle karbondioksitten kaynaklanan sera etkisi sonucunda sel baskınları, kuraklık, vb. küresel iklim değişiklikleri yaşanmaktadır. Ayrıca yerüstü ve yer altı su kaynaklarının, limanların ve toprakların kirlenmesi, radyasyon ve radyoaktif kirlilik, hava kalitesinin düşmesi, ozonun delinmesi, asit yağmurları çevresel etkiler olarak sıralanabilir [3].

Türkiye artan nüfusu ve gelişen ekonomisi ile enerji ihtiyacı gün geçtikçe, hızla artan buna karşılık yerli enerji kaynakları sınırlı olan ve enerji talebinin büyük bir kısmını ithal eden bir ülkedir. Bugün için yaklaşık % 58 olan ithal enerji payının 2020'de % 78 olması beklenmektedir. Ülkemizde tüketilen enerjinin % 36'sı konutlarda, % 34'ü sanayide, % 21'i ulaşıtırmada, % 5'i tarımda kullanılmaktadır. Enerji kaynakları kısıtlı olan ülkemizde, enerjiyi etkin kullanma ve tasarruf uygulamalarının artırılması ülkemizin enerji ithalatının azaltılması yönünde olumlu katkı sağlayacaktır [4].

Hem çevresel sorunların hem de ithal enerji payının minimuma düşürülmesi için kurulacak enerji dönüşüm sistemlerinin; yüksek verimlilik değerlerine sahip, düşük gaz emisyonları üretecek, maliyet etkin üretim yapabilecek ve uygulanabilir şekilde dizayn edilmiş olanlardan seçilmesi gerekmektedir. Mevcut kurulu bulunan enerji dönüşüm sistemlerinde ise iyileştirmelere gidilmelidir.

Geçmişte enerji dönüşüm sistemleri, bir enerjinin diğer bir enerji türüne dönüştürüldüğü basit sistemler şeklinde tasarlanmıştır. Bu enerji dönüşümleri esnasında enerjinin büyük bölümü çevreye atılmakta ve enerji kayıpları meydana gelmekteydi.

Bunu önlemek için atık ısının sıcak su veya buhar eldesinde kullanılması olan "atık ısının geri kazanılması" yöntemiyle birleşik ısı-güç sistemleri dizayn edilmiştir. Son yıllarda ise enerji dönüşüm sistemlerinin verimlerini yüksek seviyelere çıkartmak için tek bir yakıt kaynağının kullanılmasıyla mekanik güç (veya elektrik), ısı ve soğutma enerjilerinin elde edilebildiği üçlü üretim sistemleri (trijenerasyon) geliştirilmiştir [5].

Kojenerasyon sistemleri, yakıttan elektrik ve ısı enerjisi üreten sistemlerdir. Kojenerasyon sistemleri, yüksek verim, kullanım yerinde üretim yaparak elektrik üretim ve dağıtım kayıplarının en aza indirilmesi, iletim dağıtım hatlarına yapılacak yatırımların azaltılması, yük değişimlerine hızlı uyum sağlanması gibi avantajları sağlar. Ayrıca, yüksek verimlerinden dolayı yakıt tüketimini düşürerek, hem işletmelerin enerjiye harcadıkları masrafları düşürmekte hem de çevreye salınan emisyonları azaltmaktadır. Kojenerasyon sistemlerinin kullanımları, yukarıda belirtilen avantajlardan ve konvansiyonel elektrik enerjisi ve ısı enerjisi üretim sistemlerine göre sahip olduğu üstünlüklerinden dolayı, giderek artmaktadır [6].

Trijenerasyon sistemleri ise, tek bir enerji kaynağından üç farklı formda (elektrik, ısıtma ve soğutma) enerji üreten sistemlerdir. Özellikle sıcak bölgelerde, ısıtmanın yanında soğutma enerjisine de ihtiyaç duyulan alanlarda (konutlar, iş merkezleri ve endüstri), trijenerasyon sisteminin kullanımı önemli avantajlar sağlar.

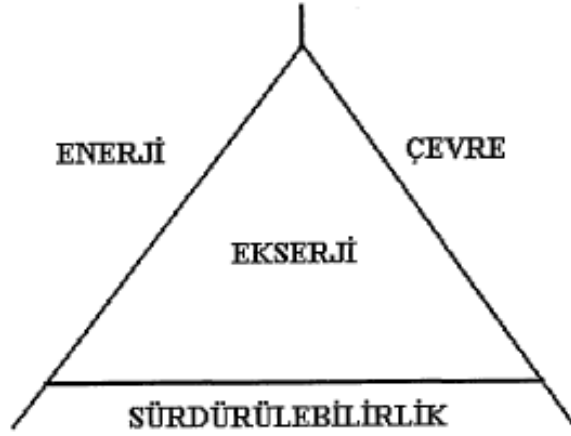
Konvensiyonel enerji dönüşüm sistemlerinde (tek bir ürün üreten, örneğin elektrik) % 35-55 seviyelerinde olan enerji verimleri, kojenerasyon sistemi uygulamalarıyla % 90 seviyelerine kadar yükseltilmiştir. Elektrik veya ısı enerjilerinin ayrı ayrı sistemlerde üretilmesi yöntemi ile karşılaştırıldığında, kojenerasyon sistemlerinin % 20-30 seviyelerinde yakıt tasarrufu sağladığı; elektrik, ısı ve soğutma enerjilerinin ayrı ayrı sistemlerde üretilmesi yöntemiyle karşılaştırıldığında ise trijenerasyon sistemlerinde yaklaşık % 50 seviyesinde yakıt tasarrufu sağladığı tespit edilmiştir [7].

Isı ve güç sistemlerinin dizaynı ve analizi; termodinamik, ısı transferi, akışkanlar mekaniği, üretim, malzeme ve makine dizaynı gibi alt dalları içeren makine mühendisliği prensiplerine göre yapılmaktadır. Bu çalışmada, makine mühendisliği alt dallarından sadece termodinamik analiz kullanılmıştır. Termodinamik bakım açısından termal sistemlerin performansları, termodinamiğin birinci yasası (enerjinin korunumu-enerji analizi) ve ikinci yasası (kullanılabilirlik-ekserji analizi) ile doğrulanmaktadır. Termal sistemlerin enerji ve ekserji verimleri; sistemlerin dizaynında, sistemlerin seçilmesinde ve sistemin çalışma şartlarının belirlenmesi için önemli karar parametreleridir [8].

Termodinamiğin birinci yasası enerji korunumuna dayanır ve enerjinin var veya yok edilemeyeceğini vurgular. Enerji analizi sistemin bütünü hakkında bilgi verir, enerjinin niceliğiyle ilgilenir, sistem içerisindeki tersinmezliklerden (entropi üretimi) meydana gelen kayıpları göz önüne almaz. Termodinamiğin ikinci yasası, bir hal değişimi sırasında enerjinin niteliğinin azalması, entropi üretimi ve iş yapabilme olanağının değerlendirilmesini analiz eder. Tersinir sistemlerin haricinde kullanılabilirlik (ekserji) enerji gibi korunmaz. Ekserjinin bir bölümü sistem içerisindeki tersinmezliklerden dolayı yok olur (ekserji yıkımı-exergy destruction), bir bölümü ise sistem sınırlarından çevreye atılır (ekserji kaybı-exergy loss).

Ekserji analizi; ekserji yıkımlarının ve kayıplarının yerini, tipini ve miktarını doğru bir şekilde belirleyebildiği için sistemlerin tasarlanmasında ve geliştirilmesinde kullanışlı bir metot olarak son zamanlarda yoğun bir şekilde kullanılmaya başlanmıştır. Ekserji verimi, bir sistemin veya prosesin ideal şartlara ne kadar

yaklaştığının bir göstergesidir. Ayrıca ekserji analizi yöntemi; bir sistemdeki termodinamik verimsizliklerin düşülerek daha verimli sistem tasarımının nasıl yapılabileceğini ve mevcut şartların doğru tanımlanmasını sağlamaktadır [9]. Ülkelerin ekonomik kalkınmayı ve sosyal gelişmeyi sağlayabilmesi için enerjiye, yaşanabilir bir çevreye ve sürdürülebilir bir gelişmeye ihtiyaçları vardır. Dincer (2002) tarafından yapılan çalışmada bunun ekserji analizi yöntemiyle gerçekleştirilebileceği değerlendirilmiş olup, enerji-çevre-sürdürülebilirlik ilişkisi şekil 1.1' de gösterilmiştir.



Şekil 1.1 Enerji, çevre ve sürdürülebilirliğin ekserji ile ilişkisi [3]

Sistemlerin daha iyi nasıl çalıştırılabilecekleri sorusu iki adımda çözülebilecek bir problemdir. Buradaki amaç fonksiyonu, belirli bir yakıttan (giren ekserji) en fazla ürünü elde etmek veya belirli bir ürün için en az miktarda yakıt harcanmasını sağlamaktır. Bu adımlardan birincisi sistemde geliştirilmeye açık olan sistem bileşenlerinin belirlenmesi, yeni tasarım modellerinin uygulanabilir olup olmadığının saptanmasıdır. Tek başına yapılan ekserji analizleri, termal sistemlerin termodinamik açıdan değerlendirilmesini sağlar. Sistemde mükemmel yakın ve mükemmelden uzak çalışan sistem bileşenlerinin belirlenmesini, kayıpların ekserji birimi cinsinden ortaya çıkarılmasını ve diğer benzer sistemlerle karşılaştırma yapılmasını sağlar.

Tüm bu verilerin ışığında, bir sistemin performans değerlendirmesinin tam olarak yapılabilmesi için öncelikle enerji analizinin, ardından ekserji analizinin yapılması gerekmektedir.

Biyokütle

Biyokütle terimi, kısa sürede yenilenebilen bitkisel ve hayvansal kaynaklı her türlü organik maddeyi tanımlamak amacıyla kullanılmaktadır [10]. Biyokütle, güneş enerjisinin dolaylı şekli olarak da tanımlanabilmektedir. Bitkilerin fotosentezi sırasında kimyasal olarak özellikle selüloz şeklinde depo edilen ve daha sonra çeşitli şekillerde kullanılabilen enerjinin kaynağı güneştir. Fotosentez yoluyla enerji kaynağı olan organik maddeler sentezlenirken tüm canlıların solunumu için gerekli olan oksijen de atmosfere verilir. Üretilen organik maddelerin yakılması sonucu ortaya çıkan karbondioksit ise, daha önce bu maddelerin oluşması sırasında atmosferden alınmış olduğundan, biyokütleden enerji elde edilmesi sırasında çevre, karbondioksit salınımı açısından korunmaktadır [11].

Biyokütleye örnek olarak, ağaçlar, mısır, buğday gibi özel olarak yetiştirilen bitkiler, otlar, yosunlar, evlerden atılan meyve ve sebze atığı gibi tüm organik çöpler, hayvan dışkıları, gübre ve sanayi atıkları sayılabilir [11].

Dünya üzerinde küresel enerji ihtiyacının yaklaşık %12-14'ü odun ve hayvan atıkları gibi biyokütle kaynaklarının doğrudan yakılması ile elde edilmektedir. Ayrıca biyokütle kaynaklarının çeşitli süreçler ile (anaerobik bozundurma, piroliz, fermantasyon, gazlaştırma, hidroliz, biyofotoliz, esterleşme v.b) yakıt kalitesi artırılıp alternatif biyoyakıtlar (biyogaz, çöpgazı, biyodizel, biyoetanol, sentetik yağ v.b) üretilmektedir [11].

Biyokütlenin enerji kaynağı olarak kullanılmasının avantajları aşağıdaki gibi sıralanabilir;

- Hemen her yerde yetiştirilebilmesi,
- Üretim ve çevrim teknolojilerinin iyi bilinmesi,

- Düşük kükürt içerikleri nedeniyle kükürt dioksit yayımını artırıcı etkide bulunmaması ve bundan dolayı asit yağmurlarına yol açmaması,
- Biyokütle yanması sonucu, kömüre kıyasla çok daha düşük düzeyde kül çıkması ve çıkan külün tarlalarda toprağa katkı olarak kullanılabilmesi,
- Atık yakılmasının, özellikle kentlerde, enerji eldesi yanında kentsel atıkların bertarafı açısından da önem arz etmesi,
- Sera etkisine olumsuz katkılarının olmaması [10].

Bu avantajlara karşılık, biyokütle enerji kaynaklarının sahip olduğu dezavantajlar aşağıdaki şekilde özetlenebilir;

- Biyoyakıtların enerji içerikleri oldukça düşüktür.
- Yanmayı engelleme, yanma sırasında yüksek enerji kaybı ve depolama sırasında çürüme gibi istenmeyen etkilere neden olan yüksek oranda nem içerirler.
- Düşük yoğunluklu, fazla hacimli olduklarından taşıma, depolama ve yakma sırasında sorunlara neden olurlar.
- Biyokütle genelde heterojen yapıdadır [12].

Tarımsal atıklar ülkemizde yüksek potansiyele sahip olan biyokütle kaynaklarıdır. Türkiye’de fındık ve ceviz kabuğu, pirina, ayçiçeği kabuğu, dünyada ise buğday ve arpa samanları, pirinç kabukları, hindistan cevizi, kahve, kakao kabuğu, mısır veya pamuk sapı ve şeker kamışı küspesi gibi bitkisel atıklar enerji kaynağı olarak kullanılmaktadır. Özellikle şeker kamışı küspesi, buhar ve elektrik üretimi amacıyla dünyanın birçok yerinde kullanılmaktadır [13].

Kömür-Biyokütle Karışımlarının Yanması

Fosil yakıtların yanması sonucu oluşan kirleticilerin çevreyi olumsuz yönde etkilediği bilinmektedir. Yanma gazlarında bulunan kükürt oksitler ve azot oksitler bu kirleticilerin başında gelmektedir. Bunlara ek olarak sera gazı olan CO₂ yayımını da küresel bir sorun haline almıştır. Bu kirleticileri azaltmak için uygulanan

yöntemlerden biri olan biyokütlenin fosil yakıtlarla birlikte yakılması, çevre kirliliğini azaltan ve yenilenebilir enerji kaynaklarının kullanımını sağlayan önemli bir seçenektir [10].

Fosil yakıt olan kömüre biyokütle katarak elde edilen karışımların yakılması çevresel, ekonomik ve teknik olarak çeşitli avantajlar sağlamaktadır. Bunlardan en önemlileri, biyokütle-kömür karışımlarının mevcut yakma sistemlerinde küçük modifikasyonlar yapılarak yakılabilmesi, üretilen birim enerji başına toplam kirletici yayınımlarının ve fosil yakıtların tüketiminin azaltılmasıdır [14].

Birlikte Yanma ve Avantajları

Birlikte yanma, iki farklı tipteki yakıtın aynı kazanda yakılması işlemidir. Bir çok tip materyal yakılabileceği gibi, genellikle; birlikte yanma terimi katı biokütlenin kömür ile birlikte kömürlü kazanlarda yakılmasını ifade eder.

Birlikte yanma teknolojisi, gün geçtikçe tüm dünyada gelecek vadeden bir teknoloji olarak popülerlik kazanıyor[10]. Biyokütle ile birlikte kömürün yakılmasında başlıca şu avantajlar mevcuttur:

- Birlikte yanma; kısa sürede küçük yatırımlarla uygulanabilir. Enerji sektöründe yenilenebilir enerji kullanımını arttırmak için hızlı bir seçenektir.
- Kömürün yanması sonucu atmosfere karbondioksit salınır. Atmosferdeki karbondioksit konsantrasyonundaki sürekli bir artış sera etkisi ile istenmeyen çevresel etkiye sebebiyet vermektedir [15]. Her yıl dünya üzerinde 20 milyon ton CO₂'in atmosfere salındığı tahmin edilmektedir [16]. Biyokütlenin termal kullanımı sırasında açığa çıkan karbondioksit bitkilerin gelişme periyodu süresince havadan aldığı CO₂'dir. Karbondioksit dengesi yönünden bir değerlendirilme yapılırsa sert kömürün yanması sonucu açığa çıkan karbondioksit biyokütlenin kullanımı durumunda yaklaşık olarak %93'e azaltılabilir [17].

Biyokütle kullanmanın başlıca avantajı ihmal edilebilir miktarda kükürt, azot ve metal içeriğine sahip olmasıdır. Kömür ile birlikte biyokütlenin yakılması kömür

yakma güç santrallerinde SO₂ ve NO_x emisyonlarının her ikisini azaltma kapasitesine sahiptir[18].

- Birlikte yanma yakıt kullanımında da esneklik sunmaktadır. Güç tesisi biyokütle kaynağının olmaması durumunda sadece kömürle çalışabilmektedir. Bu da biyokütle kaynaklarının mevsimsel olarak değiştiği bölgelerde uygulanabilir bir durumdur.
- Günümüzde sera gazı emisyonlarını azaltan teknolojiler mevcuttur fakat en ucuz seçenek olmasından dolayı birlikte yakma teknolojisine olan talep fazladır [19].

Kömür-Biyokütle Karışımlarının Yanmasını Etkileyen Faktörler

Yanma olayını etkileyen parametreler iki grup altında toplanabilir. Birinci grubu yakıtın özellikleri (fiziksel özellikleri ile yapısı ve bileşimi), ikinci grubu ise yakma sisteminin özellikleri ile yakma koşulları (sıcaklık, ısıtma hızı, bekleme süresi) oluşturmaktadır. Birinci gruba dâhil olan en önemli yakıt özellikleri; organik yapı, inorganik yapı, nem içeriği, ısı değer, kül miktarı, uçucu madde / sabit karbon oranı, gözeneklilik ve tanecik boyutudur [20].

Kömür-biyokütle karışımlarının yanma mekanizması kömürün ve biyokütlenin yanma mekanizmasına benzemektedir. Karışımlarda yanma sırasında kömür ve biyokütle arasında herhangi bir etkileşimin olmaması durumunda kömürün veya biyokütlenin yanma reaksiyonları karışımı oluşturan bileşenlerin varlığından etkilenmez ve her bir bileşen bağımsız davranım gösterir. Kömür ve biyokütle numuneleri arasında görülen sinerjik etkileşimler ise karışımların ısı davranımlarının beklenen değerlerden sapmalar göstermesine neden olabilmektedir. Bu etkileşimlerin görülmesi yakıtların temas süresi, her bir yakıtın yanma hızı ve karışım oranlarına bağlıdır. Hızlı ısıtma ve kısa bekleme süresi koşullarında yapılan yanma deneylerinde sinerjik etki görülmemektedir [21].

Kömür ve biyokütle; organik ve inorganik özellikler, enerji içeriği ve fiziksel özellikler bakımından birbirlerinden oldukça farklıdır. Kömür ve biyokütlenin fiziksel, kimyasal ve yakıt özellikleri genel olarak Çizelge 3.1’de verilmiştir [22].

Çizelge 1.1. Kömür ve biokütlenin genel fiziksel, kimyasal ve yakıt özellikleri [22]

Özellikler	Biyokütle	Kömür
Yakıt yoğunluğu (kg/m ³)	~500	~1300
Partikül büyüklüğü	~3 mm	~100 µm
% C (kuru bazda)	42-54	65-85
% O (kuru bazda)	35-45	2-15
% S (kuru bazda)	Max 0,5	0,5-7,5
% SiO ₂ (külde)	23-49	40-60
% K ₂ O (külde)	4-48	2-6
% Al ₂ O ₃ (külde)	2,4-9,5	15-25
% Fe ₂ O ₃ (külde)	1,5-8,5	8-18
Tutuşma Sıcaklığı (K)	418-426	490-595
Isıl Değer (MJ/kg)	14-21	23-28

Biyokütlenin yüksek uçuculuğa ve yüksek reaktiviteye sahip olması yakma sistemleri için avantajlıdır. Fakat, biyokütle kaynaklarının kömüre göre ısıl değerinin daha düşük, tanecik yoğunluğunun yaklaşık yarısı, yığın yoğunluğunun yaklaşık beşte biri olması, biyokütlenin aynı hacimdeki biyokütle ve kömürden yaklaşık %90 daha az enerji girdisine sahip olması anlamına gelmektedir [23, 24].

Yakıtların nem içerikleri yanma sürecini önemli ölçüde etkilemektedir. Yüksek nem içeriği, yakma sistemlerinde kısmi yanmaya, düşük ısıl verime, aşırı miktarda kirlenici oluşumuna ve is, kurum gibi ürünlerin oluşarak sistemi tıkamasına neden olur. Ayrıca, yanma odasında gerekli bekleme süresini artırır ve maksimum yanma sıcaklığını düşürür. Böyle durumlarda, yakıtın nem içeriğinin azaltılması amacıyla, yakmadan önce kurutulması veya kuru yakıt ile karıştırılması gerekli olabilir. %10-20 oranında nem içeren odunsu biyokütle genellikle konvansiyonel yakma sistemleri için tercih edilmektedir. Yakıtların daha az oranda nem içermesi, daha yüksek yanma sıcaklıklarına ulaşılabilmesini sağlar [10].

Biyokütlenin uçucu madde içeriği kömürünkine kıyasla oldukça fazladır. Uçucu madde/sabit karbon oranı, kömürde 1'den küçükken biyokütlerde genelde 4'den büyüktür. Bu oranın biyokütle kaynakları için yüksek olması, yanma davranımının büyük ölçüde uçucu maddelerin gaz fazında yanmasından etkilendiğini göstermektedir [24]. Uçucu madde kaynaklı ısı etkisi biyokütlerde %70 iken kömürde %36'dır. Kömüre biyokütlenin eklenmesi ile, uçucu madde miktarı artar. Uçucu madde miktarının artması tutuşma sıcaklığını düşürür, uçucu madde çıkışı ve yanmasının düşük sıcaklıklarda başlamasını ve hızlı bir şekilde gerçekleşmesini sağlar [10].

Kömürün ve biyokütlenin yakılmasını etkileyen faktörlerden ikisi yakıtın tane boyutu ve tane boyut dağılımıdır. Genelde yakıt tanecikleri küçüldükçe, yanma süreci daha hızlı ve tam olmaktadır. Büyük taneciklerin tam olarak yanabilmeleri için, yakma kamarasında daha uzun süre kalmaları gerekmektedir. Yanma veriminin yüksek olması için, yeterli bekleme süresinde küçük ve yoğun partiküllerin yakılması gerekmektedir [10].

Çeşitli kömür ve biyokütle türlerine ait elementel analiz sonuçları Çizelge 3.2de verilmiştir [22].

Çizelge 1.2. Çeşitli kömür ve biokütle türlerinin elementel analiz sonuçları [22]

Numune	C	H	N	S	Cl	O
Bitümlü kömür	73,1	5,5	1,4	1,7	-	8,7
Linyit	56,4	4,2	1,6	-	-	18,4
Saman	41,8	5,5	0,7	-	1,5	35,5
Zeytin küspesi	49,9	6,2	1,6	0,1	0,2	42
Oğun	49,5	6,2	0,4	-	-	41,2
Mısır koçanı	49,0	5,4	0,5	0,2	-	44,5
Çay atığı	48,0	5,5	0,5	0,1	0,1	44,0
Ceviz kabuğu	53,5	6,6	1,5	0,1	0,1	45,4
Badem kabuğu	47,8	6,0	1,1	0,1	0,1	41,5
Ayçiçeği çekirdeği	47,4	5,8	1,4	0,1	0,1	41,3

Biyokütlenin ısıl değerinin kömürünkine göre düşük olmasının sebebi, biyokütlenin daha az karbon, daha fazla oksijen ve hidrojen içermesidir [24]. Karbon-oksijen ve

karbon-hidrojen bağları, karbon-karbon bağlarından daha az miktarda enerji içermektedir [14]. Yakıtların sabit karbon içeriği arttıkça ısı değer artar. Kömür biyokütle karışımlarında artan biyokütle katkısı ile ısı değer düşmektedir [25]. Çizelge 3.3’de kömür ve biyokütle kaynaklarına ait inorganik madde içerikleri görülmektedir; alüminyum, demir ve titanyum bileşenleri kömürde, silisyum, potasyum ve bazen de kalsiyum bileşenleri biyokütle türlerinde daha fazla bulunur [22].

Kömür bir yakma ünitesinde yakıldığında içerdiği mineral maddeler önemli değişikliklere uğrayarak klinker oluşumu, korozyon, cüruf ve kurum gibi sorunlar yaratır [26]. Biyokütle külü alkali karakterli olmasından dolayı tortu ve korozyona neden olmakta, ısı aktarımını olumsuz etkilemekte ve ekipmanların ömrünü kısaltmaktadır. Ayrıca, sodyum ve potasyum külün erime noktasını düşürerek, ısı aktarım yüzeylerinde kül birikmesine ve tortulaşmaya neden olmaktadır. Kömürün yanması sonucu oluşan birikmelere kıyasla, biyokütle yanmasından oluşan birikmeler daha yoğun ve giderilmesi daha zordur [24]. Bu problemi engellemek için yapılabilecek çeşitli düzenlemelerden en pratiği, yakma sisteminin sıcaklığını kül yumuşama sıcaklığının altında tutmaktır [13]. Ayrıca, yüksek kaliteli kömürlerin biyokütle ile karıştırılarak yakılması, bu problemlerin azaltılmasını sağlamaktadır [24].

Çizelge 1.3 Kömür ve biyokütle kaynaklarının inorganik madde içerikleri [22]

Numune	Si ₂ O	Al ₂ O ₂	TiO ₂	Fe ₂ O ₃	CaO	MgO	Na ₂ O	K ₂ O	SO ₃	P ₂ O ₅	Cl
Kömür	42.0	20.0	1.2	17.0	5,5	2,1	1,4	5,8	5,0	-	-
Bodur meşe odunu	49.0	9.5	-	8,5	17,5	1,1	0,5	9,5	2,6	1,8	0,8
Buğday samanı	48.0	3.5	-	0,5	3,7	1,8	14,5	20,0	1,9	3,5	3,6
Ceviz kabuğu	23,1	2,4	0,1	1,5	16,7	13,4	1,0	32,8	2,2	6,2	0,1
Badem kabuğu	23,5	2,7	0,1	2,8	10,5	5,2	1,6	48,5	0,8	4,5	0,2
Ayçiçeği kabuğu	29,3	2,9	0,1	2,1	15,8	6,1	1,5	35,6	1,3	4,8	0,2
Zeytin küspesi	32,7	8,4	0,3	6,3	14,5	4,2	26,2	4,3	0,6	2,5	0,2
Fındık kabuğu	33,7	3,1	0,1	3,8	15,4	7,9	1,3	30,4	1,1	3,2	0,1

Biyokütle türleri arasında kül oranları önemli ölçüde değişiklik gösterirken, kömür türleri arasında bu farklılık daha azdır [10, 22]. Otsu maddeler daha fazla miktarda kül oluşumuna neden olurken, odunsu yapılar küçük miktarlarda tortu oluştururlar.

Kül oluşumu yakıt ve kazan seçiminde oldukça önemli bir parametredir. Ticari uygulamalarda genellikle düşük kül oluşuma neden olan kömür ve odun bazlı biyokütle türleri tercih edilmektedir [23].

Kömür-biyokütle karışımlarının içerdiği biyokütle miktarı yanma verimini etkileyen parametrelerden bir tanesidir. Karışımda biyokütlenin düşük oranda olması verimliliği olumlu şekilde etkilemektedir. Avustralya'daki Wallerawang güç tesisi'nde kömür farklı oranlarda talaş ve ağaç yongası ile birlikte doğrudan yakılmış ve % 5 biyokütle oranının uygun olduğu belirlenmiştir [10].

Ghani ve arkadaşları [27], yakıt özelliklerinin (tanecik büyüklüğü, tanecik yoğunluğu ve uçuculuk) ve proses değişkenlerinin (hava miktarı, akış hızı, yatak sıcaklığı) akışkan yatakta pirinç kabuğu ve palmye sapı ile kömür karışımlarının yanmasına etkisini incelemişlerdir. Karışıma kütlece %50 kömür eklendiğinde yanma veriminin %20 arttığı tespit edilmiştir. Biyokütlenin büyük tanecik boyutuna ve düşük ısı değere sahip olması yanma verimini olumsuz etkilemiştir. Karışımdaki biyokütlenin miktarı arttıkça, külün sodyum ve potasyum içeriği artmıştır. Ayrıca, hava miktarı, akış hızı ve yatak sıcaklığının yakma prosesinde önemli bir rol oynadığı ve kömür bazlı akışkan yataklı yakıcıların birlikte yakma proseslerinde kullanması için minimum modifikasyona (gerekli hava miktarı, akış hızı) ihtiyaç duyduğu belirtilmiştir.

Yapılan bir diğer çalışmada, üç biyokütle (meşe odunu, zeytin küspesi ve fındikkabuğu) numunesi ile düşük kaliteli linyit (Tunçbilek, Orhaneli ve Seyitömer) karışımlarının termogravimetrik analiz cihazında yanması incelenmiştir. Karışımdaki biyokütle katkısı arttıkça uçucu bileşen miktarının artmasına bağlı olarak tutuşma sıcaklığının düştüğü, maksimum yanma hızının arttığı, maksimum yanma hızında ulaşılan sıcaklığın azaldığı ve linyit odun karışımlarının diğer karışımlara göre daha reaktif olduğu tespit edilmiştir [28].

Tezin amacı ve önemi

Düşük kaliteli linyit ve biokütle yakmak, gelişmekte olan bir teknolojidir ve şu anda bu alanda araştırma yapmak için büyük bir talep bulunmaktadır. Açık literatürde, özellikle Türkiye’de düşük kaliteli linyit ve biokütlenin birlikte yakılması sistemlerinin enerji ve ekserji analiz çalışmaları oldukça az sayıdadır. Özellikle, ekserji analizi ile ilgili çalışmaların ciddi bir eksikliği vardır. Ayrıca, yapılan birçok çalışma da deneysel sonuçlara dayanmaktadır ve ekserji analizi dikkate alınmamıştır. Bu çalışmada, kabarcıklı akışkan yataklı bir multi jenerasyon santralının enerji ve ekserji analizi yapılmıştır. Bu çalışmanın amacı elektrik ve ısı üretiminde düşük kaliteli linyitlere bağımlılıkta dünyada başta gelen ülkelerden biri olan Türkiye’de, bu tür santrallerin enerji ve çevresel performanslarının nasıl iyileştirilebileceği ve çok daha verimli yeni tür sistemlerin nasıl geliştirilebileceği konusunda, gerekli mühendislik yaklaşımının ele alınmasıdır. Bu tür düşük kaliteli linyitleri biokütle ile karıştırıp, birlikte yakmak için elektrik ve ısı üretimine uygun bir sistem yapısına sahip 6,5 MWe gücünde, 2,5 t/h proses buhar üreten ve 7,5 MWt termik güçte sıcak su ısıtıcısından oluşan, birleşik ısı - güç santrali tasarlanmış ve sistem yapısı oluşturulmuştur. Ayrıca, düşük kaliteli linyiti, biokütle ile birlikte yakarak sistem performansı ve özellikle emisyonlar üzerindeki etkileri incelenmiştir. Sistemin modellenmesi ve simülasyonu için THERMOFLEX paket programı kullanılmıştır. Yakıt olarak, düşük kaliteli linyit ve sekiz çeşit biokütle (mısır koçanı, orman atıkları, fındık kabuğu, zeytin çekirdeği, fıstık kabuğu, pirinç kılıfı, atık kağıtlar ve şeker kamışı) kullanılmıştır. Başlıca tasarım ve işletme parametrelerinin santralin enerji ve çevresel performansına etkileri araştırılmış, etkin enerji verimliliği uygulamaları için yaklaşımlar getirilmiş ve sonuçlar irdelenmiştir.

2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

Wilkinson ve Barnes, “Elektrik ve ısı üretimi için kojenerasyon” adlı kitapta farklı kojenerasyon tekniklerinin birbirleri ile ilişkilerini ele almışlardır. Koşar, elektrik üretimi için gaz türbini, proses için gerekli sıcak su veya buhar üretimi içinde ısı çevrim kazanı kullanan bir bileşik ısı güç sistemi simülasyonunu gerçekleştirmiştir.

Temir ve Bilge (2004), trijenerasyon sisteminin termoeconomik analizini yapmışlardır. Bu çalışmada doğalgaz beslemeli bir elektrik jeneratörü ile bu jeneratörün egzoz gazlarının ısı enerjisinden faydalanan ve absorpsiyonlu soğutma sisteminden meydana gelen trijenerasyon sistemi termoeconomik olarak incelenmiştir. Bu inceleme yapılırken akımların ekserjileri, ekipmanların ekserji kayıpları, akım maliyetleri ve kayıp ekserji maliyetleri, yatırım ve işletme maliyetleri belirlenmiştir. Bu hesaplamalar doğrultusunda sistemin daha verimli çalışması için hangi parametrelerin ne şekilde değiştirilmesi gerektiğini ortaya koymuşlardır.

Huan, Hung ve Chen (2000), buhar enjekteli gaz türbin gruplu kojenerasyon sistemine ekserji analizi uygulamışlardır. Sistemde ikinci ürün olarak çok amaçlı soğutma hedeflemişlerdir. Sistemin her bir birimi için kütle, enerji ve ekserji denge denklemlerini yazarak ekserji kayıplarını belirlemişlerdir. Parametre olarak kompresör basınç oranı, enjekte edilen buhar oranı, buhar sıcaklığı ve besleme suyu miktarını alarak, birinci ve ikinci kanun verimlerini yazmışlar ve ısı-güç oranını hesaplamışlardır. Sisteme yoğuşma suyu pompası ilave edip, dışarıya atılan yoğuşma suyunu sisteme dahil ederek aynı hesapları tekrarlamışlardır. Fakat bunun sistemin birinci ve ikinci kanun verimini değiştirmedeğini görmüşlerdir. En fazla ekserji yıkımının yanma odasında, en fazla ekserji kaybının da baca gazlarıyla olduğunu belirtmişlerdir.

Rosen et al. 'un (2005) çalışmasında; kojenerasyon sistemi temelinde çalışan bir bölgesel ısıtma sisteminin enerji ve ekserji akımları, enerji ve ekserji verimleri değişik alt sistem bileşen uygulamalarına göre yapılmıştır. Bu çalışmaya göre; değişik konfigürasyonlardaki alt sistem bileşenlerine göre sistemin enerji veriminin

% 83 ile % 94 arasında, sistemin ekserji veriminin % 28 ile % 29 arasında değiştiği hesaplanmıştır.

1 kademeli absorbsiyonlu soğutucu (chiller) kullanıldığında sistemin enerji ve ekserji veriminin % 83 ve % 29, 2 kademeli absorbsiyonlu soğutucu (chiller) kullanıldığında sistemin enerji ve ekserji veriminin % 88 ve % 29, santifürüjlü soğutucu (chiller) kullanıldığında ise sistemin enerji ve ekserji veriminin % 94 ve % 28 olduğu bulunmuştur.

Külçe ve Topuz, çalışmalarında kojenerasyon ve konvansiyonel sistemler ile enerji üretimlerini incelemişlerdir. Ayrıca ölkemizdeki kojenerasyon tesislerine ait verileri de kullanarak sistem seğiminin nasıl olması gerektiği hususunu da ele almışlardır. şahin ve Kodal, sonlu zaman termodinamiği teorisi çerçevesinde kojenerasyon tesislerinin maksimum enerji kriterine göre performans analizlerini gerçekteşirmişlerdir.

Çomaklı vd. (2004), “Termal Sistemlerin Ekserjetik Analizi” isimli makalede, ekserjinin genel olarak tanımını yaparak çeşitli ekserji tiplerini ifade etmişlerdir. Ayrıca çeşitli süreçlerdeki ekserji kayıplarını ele almışlardır.

Arpacı (2002), “Doğal Gazlı Kojenerasyon Sistemlerinde Exergy Analizi” isimli yüksek lisans tez çalışmasında, enerji denge denkleminin uygulandığı termal sistemin ana parçalarını formüle etmiştir. Bu formölasyonun ekserji içeren ayrı görünüşlerini termal sistemin parçaları içerisinde ekserji akışı, entropi üretim akışı, kullanılabilir iş gibi ekserji oranı terimlerine ayırmıştır.

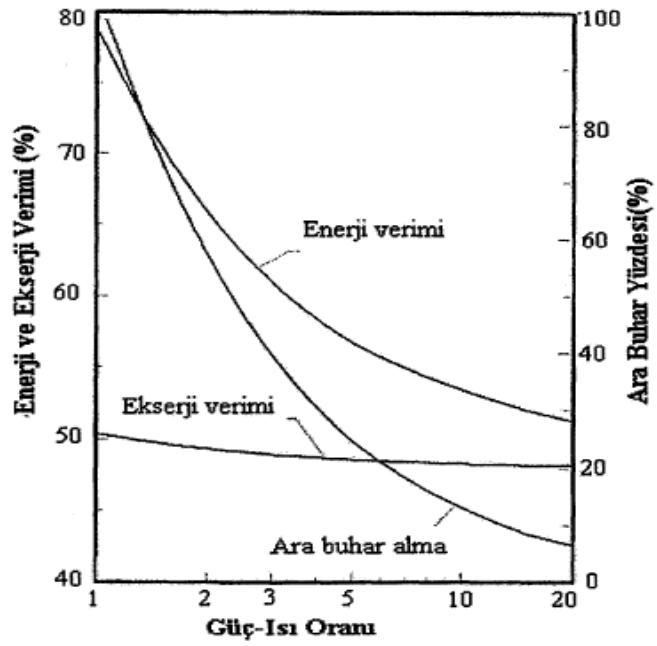
İnalı (2002), Yücel ve Işık, “Kojenerasyon Sistemlerinin Teknik ve Ekonomik Uygulanabilirliği” isimli makalelerinde, kojenerasyon sistemlerinin teknik ve ekonomik açılardan olabilirliğini tartışmış ve GAP bölgesi için önemini vurgulamışlardır.

Ebadi and Gorji-Bandpy (2005) çalışmasında; 116 MW'lık elektrik üreten bir gaz türbinli sistemin ekserji analizi yapmış ve türbin giriş sıcaklığındaki artışın ekserji verimi ve ekserji kayıpları üzerindeki etkilerini incelemiştir. Türbin giriş sıcaklığında yaklaşık % 80 ile % 120 oranında bir artış olduğunda; sistemin ekserji veriminde yaklaşık % 63 ile % 135 oranında bir artışın, ekserji yıkımında ise yaklaşık % 77 ile % 124 oranında bir azalmanın olacağı gösterilmiştir.

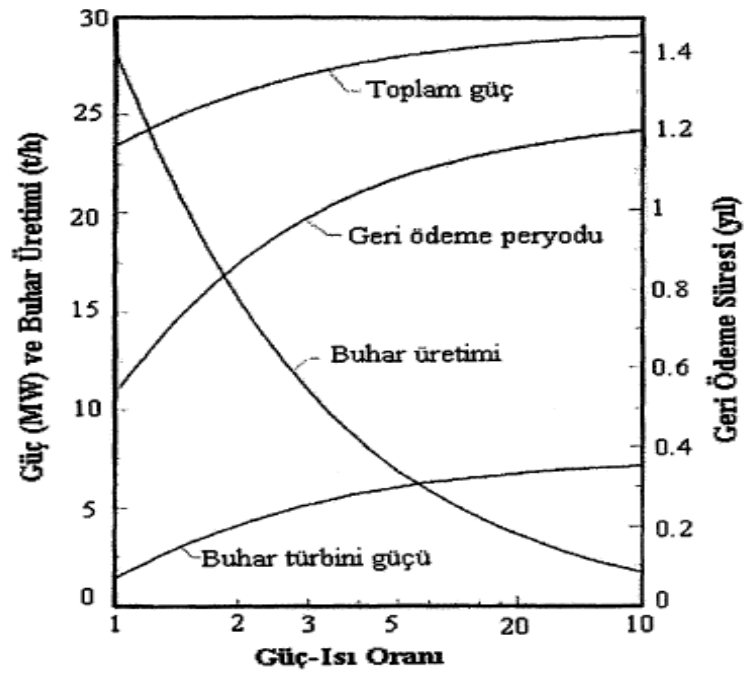
Sue and Chang'in (2004) çalışmasında; gaz türbinli güç sisteminin tam yükte ve parçalı yük çalışma şartlarında mühendislik dizaynının ve ekserji analizinin nasıl yapılacağı, atık ısı kazanındaki (HRSG) tutma sıcaklığının (pinch point) verim üzerindeki etkileri detaylı olarak incelenmiştir. Egzoz gazlarının enerji akımı dâhil olmak üzere gaz türbinin enerji veriminin % 80.91 ve ekserji veriminin % 53.1, buhar çevriminin (Rankine) enerji verimi % 32.7 olarak hesaplanmıştır. Birleşik çevrimin enerji verimi ise % 51.27 olarak bulunmuştur.

Silveira and Tuna'nın (2003) çalışmasında; buhar ve gaz türbinli kojenerasyon sistemleri için ölçülemeyen sıcaklıkların, entalpi, ısı, iş, spesifik ısı kapasitesi değerlerini hesaplamak için denklemler detaylı olarak verilmiştir.

Bilgen'in (2000) çalışmasında; birisi gaz türbini ile elektrik üretimi ve atık ısı kazanından buhar üretimi, diğeri gaz türbini ile elektrik üretimi ve buhar türbini ile elektrik ve proses buharı üretimine sahip iki farklı konfigürasyona sahip gaz türbin motorlu kojenerasyon sistemlerinin ekserji ve mühendislik analizleri yapılmıştır. Gibbs fonksiyonunun minimize edilmesi ve Langrangian çarpanlarının kullanılmasıyla yanma sonu gazlar belirlenmiştir. Analiz için yeni bir algoritma önerilmiş ve yeni algoritmayla elde edilen sonuçların literatürdeki benzer çalışmalara çok yakın sonuçlar verdiği ifade edilmiştir. Ayrıca şekil 2.1' de gösterildiği gibi, güç-ısı oranının enerji verimi üzerinde önemli etkisinin olduğu, güç-ısı oranının arttıkça atık ısı artacağından verimin düştüğü, ancak ekserji verimi üzerinde güç-ısı oranının çok büyük etkisi olmadığı vurgulanmıştır. Güç-ısı oranı arttıkça buhar türbini için yapılacak yatırım artacağından paranın geri dönüş süresi artacaktır. Güç-ısı oranı ile üretilen gücün ve paranın geri dönüş süresi değişimi şekil 2.2.'de gösterilmiştir.



Şekil 2.1. Güç-ısı oranına göre enerji ve ekserji verimlerinin değişimi [36]



Şekil 2.2. Güç-ısı oranına göre güç ve buhar üretimi ve geri ödeme süresi [36]

Huang'ın (1996) çalışmasında; kojenerasyon sistemlerinin performansını değerlendirmek için kullanılabilecek 10 adet parametreyi açıklamış farklı dizaynlara sahip sistemlerinin performans değerlendirilmesi için ekserji verimliliği ve güç-ısı oranı parametrelerinin en kullanışlı performans parametreleri olduğu belirtilmiştir.

Çengel ve Boles'in (1996) kitabında; termodinamiğin temel kavramları, termodinamiğin birinci ve ikinci yasası, entropi oluşumu, mühendislik sistemlerinin ikinci yasa çözümlemesi, gaz akışkanlı güç çevrimleri, buharlı güç çevrimleri, soğutma çevrimleri, kimyasal reaksiyonlar ile ilgili bilgiler detaylı ve anlaşılır bir şekilde anlatılmıştır.

Tekeli (2003), “Gaz Türbinli Bileşik Isı-Güç Üretim Sisteminin Termodinamik Çözümlemesi” isimli yüksek lisans tez çalışmasında, endüstri tesislerinin, toplu yerleşimlerin elektrik ve ısı enerjisi ihtiyaçlarının karşılanmasında yaygın olarak kullanılan gaz türbinli bileşik ısı güç sistemlerini incelemiştir. Bu amaçla, uygulama örnekleri ve ekserji analizi hesaplarını yapmıştır.

Çomaklı (2003), “Atatürk Üniversitesi Isıtma Merkezinin Enerji ve Ekserji Analizi” isimli doktora tez çalışmasında, dört kazan, 50’den fazla eşanjör dairesi, 11.988 m uzunluğunda kızgın su dağıtım hatları bulunan ve yılda yaklaşık 10.000 (on bin) ton özel kalorifer yakıtı tüketen Atatürk Üniversitesi’nin ısıtma merkezinin enerji ve ekserji analizini yapmıştır

Buckley (2006), “Overview of Cogeneration At LSU” isimli yüksek lisans tez çalışmasında, bir kojenerasyon tesisinin optimizasyon problemi için ideal gaz ve gerçek gaz termodinamiğinin karşılaştırılmasını içeren eğitsel bir modülün planlanması ve uygulanması ele alınmıştır. LSU kojenerasyon sisteminin daha verimli ve daha ekonomik çalışma şartlarına getirilmesi için mevcut çalışma şartları ve optimum mevsimsel – günlük işletme stratejileri karşılaştırılmıştır. Bu amaçla sisteme ait termodinamik hesaplamalar yapılmıştır.

Demirbas (2003) çalışmasında biokütle ve kömürün birlikte yakılması ile ilgili ayrıntılı bir çalışma yapmıştır. Çeşitli biokütlelerin ve kömürün fiziksel, kimyasal, yanma ve kül özelliklerini karşılaştırmıştır. Kömürün ve biokütle yanmasının temel farklılıklarını, biokütle ve yanma teknolojilerini, birlikte yakma seçeneklerini ve birlikte yakma ile ilgili çeşitli tanımlar listelenmiştir. Ayrıca birlikte yakma mekanizması, gazlaştırma ve piroliz ayrıntılı olarak incelenmiştir.

Skodras ve ark. (2002) çalışmalarında biokütle ve kömürün birlikte yakılmasının kazan performansına, CO, NO, SO_2 emisyonlarına ve poliklorlu dibenzo dioksinler (PCDD), poliklorlu dibenzo furan (PCDF) emisyonlarına etkisini incelemişlerdir. Testler 13,8 MW'lık endüstriyel buhar kazanında çalışma şartları sabit tutularak yapılmıştır. Çalışmada kullanılan yakıtlar; linyit kömürü, tahta, MDF, odun artıklarıdır. Bütün testlerde linyitin odun ve odun artıklarıyla birlikte yakılmasının yanma verimini iyileştirdiği ve sadece linyitin yakıldığı durumda kazan emisyonlarına oranla bütün emisyon tiplerinin azaldığı görülmüştür.

Zuwala ve ark.'nin (2010) çalışmasında yüzeysel yakmalı bir pulverize kazanın enerji analizini yapılmıştır. Deneysel sonuçlara göre; kömür ve biokütle karışımında biokütlenin %6.6 kütle oranında veya talaşın %9.5 kütle oranında olmasının kazan verimine herhangi bir ters etkisi olmamıştır. Cüruf ve tortu oluşumunun, kömürün tek başına yakılmasından daha fazla olduğu fakat emisyon ölçümlerine bakıldığında CO_2 ve SO_2 emisyonlarında azalma olduğu görülmüştür.

Martin ve ark.'nin (2006) çalışmasında atmosferik kabarcıklı akışkan yatakta düşük kaliteli kömürün pine chips ile birlikte yakılmasının ekserji analizi yapılmıştır. Ekserjik verim ve tersinmezlik parametreleri dokuz farklı durum için hesaplanmıştır. Ekserjik verimin 31% ve 35% arasında değiştiği ve sistemin performansının egsoz gazlarının çıkış sıcaklığının azalmasına bağlı olarak iyileştiği görülmüştür. Ayrıca akışkanlaşma hızının ekserji verimi üzerinde bir etkisinin olmadığını; doğrudan yatak sıcaklığıyla orantılı olduğu ifade edilmiştir.

3. BİRLEŞİK ISI-GÜÇ SİSTEMLERİ

3.1. Birleşik Isı-Güç Sistemleri: Genel Bakış

Kullanımı amaçlanan iki enerji biçiminin, proses ısısı ve elektikriğin (veya mekanik güç) tek bir enerji kaynağından aynı anda üretildiği sisteme birleşik ısı-güç sistemi (CHP) veya kojenerasyon sistemi adı verilir [38]. Tek bir yakıt kaynağının kullanımıyla aynı anda elektrik (veya mekanik güç), proses ısısı ve soğutma enerjilerinin üretildiği sisteme ise üçlü üretim sistemi veya trijenerasyon sistemi adı verilir [44].

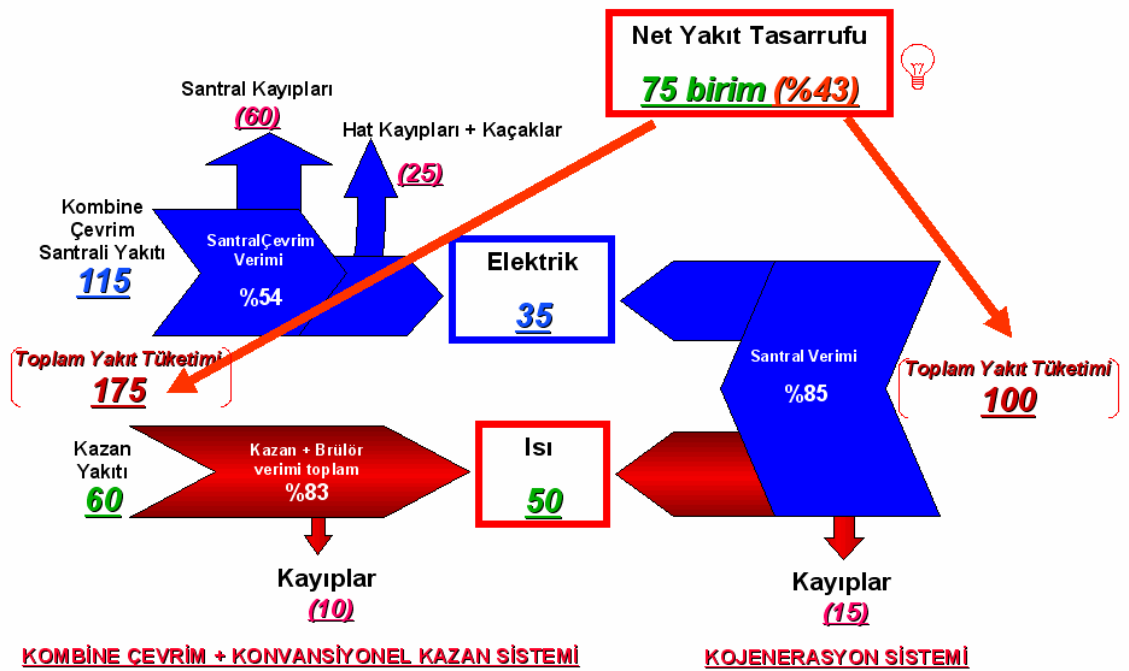
Kojenerasyon sistemleri; ana tahrik bileşeni, elektrik jeneratörü, atık ısı kazanı ve kontrol üniteleri olmak üzere 4 ana bileşenden oluşur. Kojenerasyon sistemleri ana tahrik bileşenine göre; gaz türbin motorlu, içten yanmalı motorlu (Otto, Dizel, ve çift yakıtlı), buhar türbinli ve birleşik çevrimli olarak sınıflandırılır. Son yıllarda yakıt hücreleri, stirling motoru ve mikro gaz türbini teknolojileri de geliştirilmiş olup, önümüzdeki 10 yıl içerisinde ekonomik hale geleceği umulmaktadır [45].

Trijenerasyon sistemleri, kojenerasyon sistemlerine soğutma bileşeni ilave edilerek tasarlanmıştır. Sistemde üretilen elektrik enerjisinin veya ısı enerjisinin bir bölümünü kullanarak soğutma enerjisi üreten soğutma bileşenleri mevcuttur. Elektrik enerjisi kullanan soğutma ünitelerine elektrik tahrikli; ısı enerjisini kullanan soğutma ünitelerine ise absorpsiyonlu (soğurma) veya adsorpsiyonlu (yüzeye verme) soğutma üniteleri adı verilmektedir.

Kojenerasyon ve trijenerasyon sistemi uygulamaları enerji dönüşüm ve kullanım verimi artırır, özellikle karbondioksit ve sera gazları gibi çevreye zararlı emisyonları azaltır, yüksek yakıt ve maliyet tasarrufu sağladığından dolayı endüstriyel ve ticari kullanıcılar için rekabet gücü sağlar, yerel tüketicilerin ihtiyaçlarını karşılayacak yerlere kurulabildiğinden elektrik ve ısı tedarikinde kesinti riskini ortadan kaldırır ve enerji güvenliğine katkıda bulunur, elektrik iletim kayıplarını önler, kullanılan yakıt ihtiyacı azalacağından ithal enerji bağımlılığını düşürür [45].

Konvensiyonel enerji dönüşüm sistemlerinde (tek bir ürün üreten, örneğin elektrik) % 35 ile % 55 seviyelerinde olan enerji verimleri; kojenerasyon sistemi uygulamaları ile % 90 ve üzerindeki seviyelerine kadar yükseltilmiştir [8].

Elektriksel güç veya ısının ayrı ayrı sistemlerde üretilmesi yöntemiyle karşılaştırıldığında, kojenerasyon sistemlerinde % 20 ile % 30 arasında yakıt tasarrufu sağlandığı; elektiksel güç, ısı ve soğutmanın ayrı ayrı sistemlerde üretilmesi yöntemiyle karşılaştırıldığında ise trijenerasyon sistemlerinin yaklaşık % 50 yakıt tasarrufu sağladığı tespit edilmiştir [7].



Şekil 3.1. Kombine çevrim ve kojenerasyon sistemlerinin verim yönünden Karşılaştırılması [7]

Bileşik ısı güç çevrimi kömür, petrol türevi yakıtlar, doğalgaz ve biokütle yakıtlar gibi çeşitli yakıtlarla yapılabilmektedir. Klasik buhar türbinli termik santralde kondenser ünitesinden atılan ısının atılmak yerine teknolojik ısı olarak ısıtma veya sanayi amaçlı kullanımı klasik santrali bileşik (ya da entegre) santrale dönüştürmektedir. Kojenerasyon sistemleri genellikle yüksek sıcaklıkta çalışan çevrimler için uygundur. Bileşik çevrimde tüketiciye ısı ve elektrik ayrı ayrı tesisten

verilmektedir. Tek bir tesiste elektrik üretilirken ortaya çıkan atık ısının ek bir donanımla yeniden elektrik üretiminde kullanılması kombine çevrim olmaktadır.

Kombine çevrim santralleri esnek işletmeciliğe olanak tanımakta istenilirse türbinden çekilecek ara buhar bölgesel ısıtmada ya da sanayide teknolojik ısı olarak kullanılmaktadır. Ancak kombine çevrim için santralden dışarı ısı verilmesi zorunlu değildir. Böylece ısı ve mekanik enerjinin ayrı ayrı üretildiği klasik tesislerin toplam faydalı enerji yönünden yararlanma oranı %55–65 civarında olmasına karşılık kojenerasyon tesislerinde %80–90 civarındadır. Kombine çevrimin yanı sıra tüketiciye yalnızca elektrik ve/veya istenirse ısı verilmesine olanak tanıyan sistemler kojenerasyon sistemleridir. Günümüz teknolojisinde kombine çevrim ve kojenerasyon daha çok gaz türbinli santrallerle uygulanmakta yakıt olarak petrol türevleri doğalgaz, kömürden veya biokütle'den elde olunan sentetik gaz kullanılmaktadır. Doğalgaz santralleri tümüyle kombine çevrim santralleri olarak kurulmaktadır.

Kojenerasyon Sistemlerinin Tarihsel Gelişimi

Elektrik üretimine yönelik olan ve ülkemizde de yaygınlaştırılarak kullanılmak istenilen bu yeni teknoloji, ısı ve elektriği birlikte üretecek bileşik ısı - güç sistemleri (CHP) yani kojenerasyon teknolojisidir. Bu teknolojinin, ilk basit örnekleri 20. yüzyılın ilk yarısında görülmüştür. Ancak ucuz yakıt döneminde ise terk edilmiştir. 1973-1979 petrol krizlerinin ardından geliştirilerek yeniden uygulanmaya konulmuştur.

Kojenerasyon, 20. yüzyılın başlarından itibaren, güç santrallerinin yerleşim birimlerinde kurulması ve bölge ısıtması yapılmasıyla başlamıştır. Bölge ısıtması konutların ve işyerlerinin ısıtma, sıcak su ve proses ısılarının bir veya birkaç merkezden sağlanmasıdır. Bölge ısıtması, 1940' lı yıllarda yakıt fiyatlarının düşmesiyle çekiciliğini yitirmiştir. Ama 1970' li yıllarda yakıt fiyatlarının hızla yükselmesiyle bölge ısıtmasına ilgi dünya çapında yeniden uyanmıştır. Kojenerasyon

ekonomik açıdan kazançlı olmuştur. Bunun sonucu olarak son yıllarda bu tür santrallerin kurulması hızlanmıştır.

Kojenerasyon, merkezi ısıtma uygulamalarının yaygın olarak kullanıldığı ülkelerde daha erken gelişme ve kullanılma olanağı bulmuştur. Çünkü ABD’ de binalar çok yüksek olduğundan sıcak su ile ısıtma yapılamamakta, bunun yerine alçak basınçlı buhar kullanılarak ısıtma yapılmaktadır. Bu yüzden merkezle kullanma yeri arasında yüksek basınçlı buhar tercih edilmiştir. Bu sistemin kullanılmasının bir sebebi ise yaz aylarında büyük klima tesisleri için buhara olan ihtiyaçtır. Bu nedenle bileşik ısı – güç üreten merkezlerin yıllık verimi yüksek olmaktadır. Bu yüzyılın sonuna kadar ABD’de elektriğin % 15’inin bileşik- kojenerasyon tesislerinden sağlanması beklenmektedir.

İngiltere’de 1945 yılından itibaren gelişen bölge ısıtması özellikle son 25 yıllık dönem içinde kojenerasyon sistemlerinin gelişmesi ile oldukça hızlı bir şekilde yaygınlaşmıştır.

Fransa’da bölge ısıtması ile ilgili ilk büyük tesis Paris’te yapılmıştır ve buharlı olan bu sistem devamlı olarak gelişmekte olup, hem bileşik ısı–güç üreten merkezlerden hem de yalnız buhar üreten çöp yakma merkezleri tarafından beslenmektedir.

Almanya’da ise bölge ısıtma uygulamaları 1930’lardan sonra kaynar suya ve özellikle bileşik ısı – güç üretimine geçilmiştir. Merkezde ayrıca çöp yakan büyük kapasitedeki buhar kazanları da bulunduğundan işletme rantabilitesi yüksek olmaktadır.

İskandinav ülkeleri bu tesisler açısından en önde gelmektedirler. Danimarka, İsveç, Finlandiya ve Norveç’te toplam binaların % 30-80’ i bu sistemle ısıtılmakta olup ısıtma merkezleri birleşik ısı – güç üretimi şeklinde düzenlenmiştir

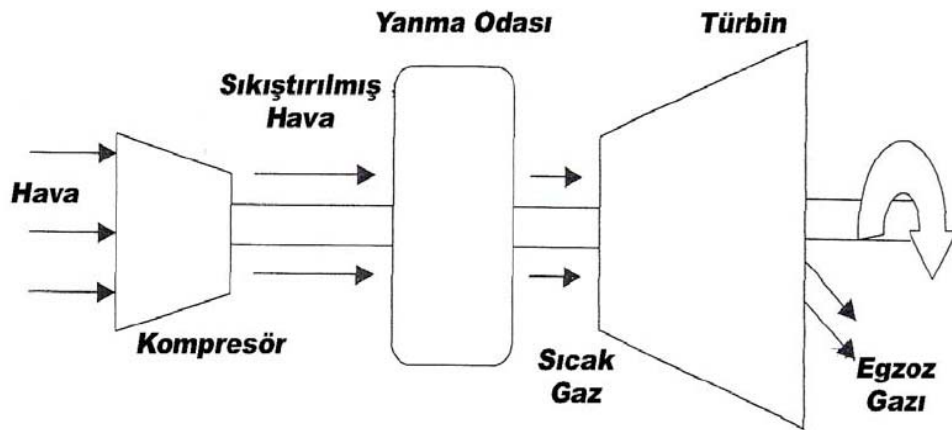
3.2. Kojenerasyon Sistemi Teknolojileri

Kojenerasyon sisteminin seçimi için çeşitli alternatifler bulunmaktadır. Bu alternatifleri şöyle sıralayabiliriz.

1. Gaz Türbinli Sistemler
2. Buhar Türbinli Sistemler
3. Gaz ve Buhar Türbinli Kombine Sistemler
4. Gaz Motorlu Sistemler

3.2.1. Gaz türbinli kojenerasyon tekniği

Gaz türbini son yıllarda geniş ölçekli ısı ve elektriğin birlikte üretildiği sistemler için kullanılan en yaygın ana makine olmuştur. Gaz türbini bir veya daha fazla yanma odasında yakılan yakıttan (12–13 bar) üretilen basınçlı yanma gazları ile bir motorun ve buna bağlı şaftın dönmesiyle mekanik güç üretir. Bu şekilde tahrik edilen jeneratörden elektrik enerjisi elde edilir. Aynı veya başka bir güç türbini de yakma havasını sıkıştırmak için kullanılır (Şekil 3.2).



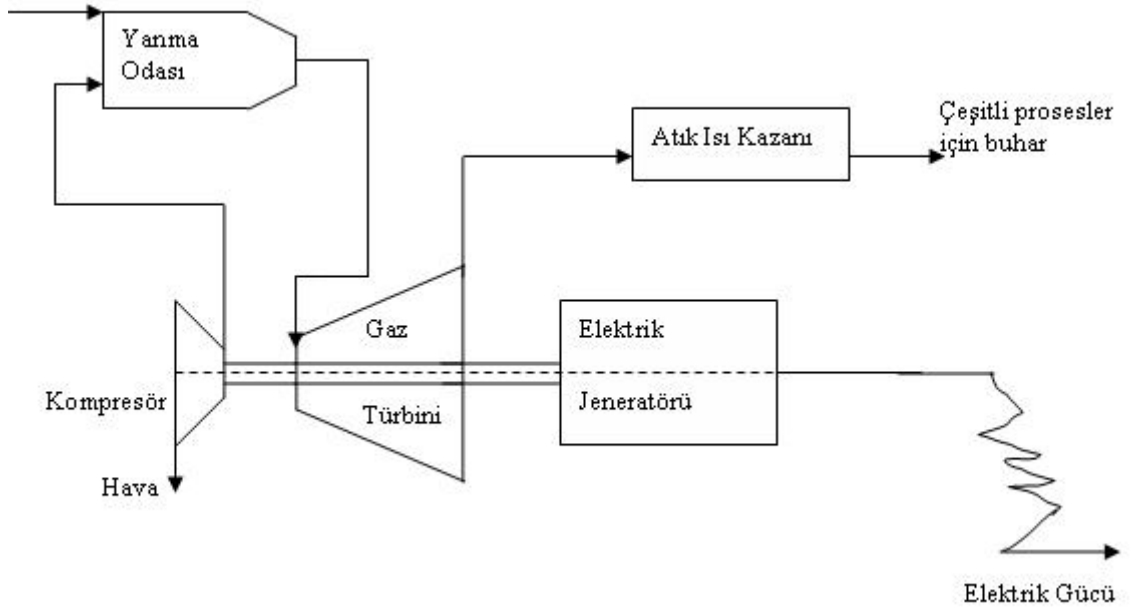
Şekil 3.2. Gaz türbini şematik gösterimi

Yanma gazları türbine 900-1200 °C sıcaklıkta girerler ve 450-550 °C sıcaklıkta egzoz edilirler. Egzoz gazlarının sahip olduğu bu yüksek sıcaklık çevresi için bir ısı enerjisi

kaynağıdır. Kullanılır ısı/güç oranı aralığı gaz türbininin karakteristikliklerine bağlı olarak 1.5/1 ile 3/1 arasındadır. Gaz türbini yakıtı yakmak için gerekli olan hava miktarından daha fazlasını içine alır. Bu yüzden egzoz gazları fazla miktarda oksijen içerirler. Bu fazla oksijen ile ekstra yakıt yakılabilir. Böylece ilave yanma, toplam ısı/güç oranını 10/1 kadar yüksek değerlere çıkarabilir. Gaz türbinleri yüksek güvenilirlikte ve minimum bakım ihtiyacı ile çalışır. Dünyada gaz türbinleri 500 kWe' den 200 MW' a kadar geniş bir güç aralığında üretilirler. Ancak 1 MWe' den küçük türbinler, düşük verimlilikte çalışırlar ve birim kWe başına yüksek yatırım maliyeti gerektirirler [39].

Basit Çevrimli Gaz Türbinli Kojenerasyon

Gaz türbinleri çok farklı çevrim konfigürasyonlarıyla işletilebilir. Basit çevrimli gaz türbinli kojenerasyon tesisi bir tek şafttan tahrik olan hava kompresörü, yanma odası, gaz türbini, türbine bağlı bir elektrik jeneratörü ve atık ısı kazanından oluşmaktadır.

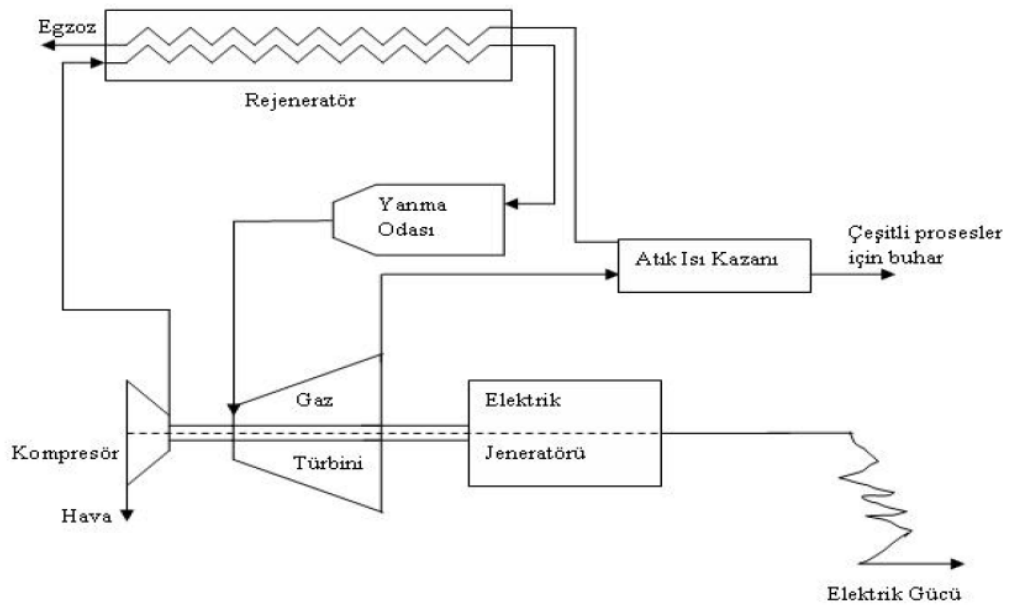


Şekil 3.3. Basit çevrimli gaz türbinli kojenerasyon sistemi [46]

Rejeneratör İlaveli Gaz Türbinli Kojenerasyon Sistemi

Basit gaz türbinli kojenerasyon sistemini iyileştirmenin çeşitli metotları vardır. Genel olarak iyileştirilmiş bir gaz türbini çevrimine, basit çevrimli gaz türbininden farklı olarak bir rejeneratör ilave edilmiştir. Bu rejeneratör gaz türbininden çıkan gazların egzoz enerjisini kullanarak, kompresörden çıkan sıkıştırılmış havanın yanma odasına girmeden önce ön ısıtılma işlemini sağlar.

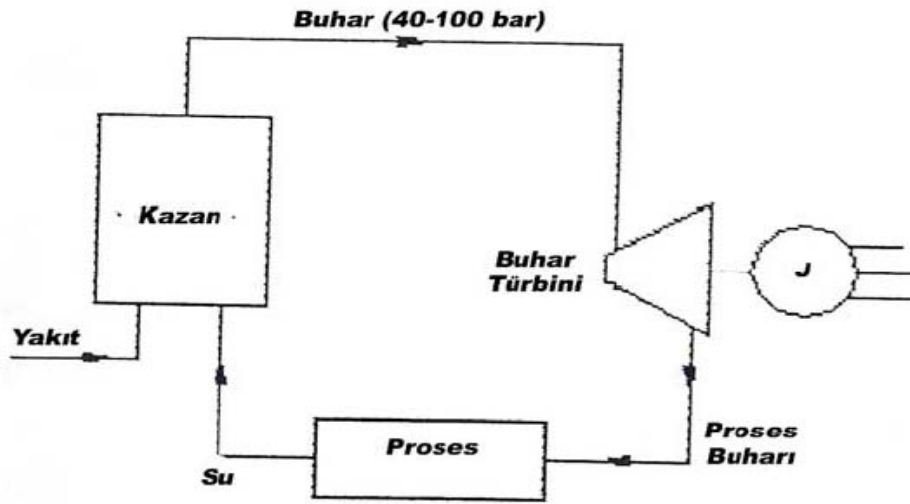
Kojenerasyonun uygulandığı bina, kurum veya işletmenin sabit “elektrik ve termik yükü” biliniyorsa, gaz türbininin egzoz gazları bir atık ısı kazanına verilir. Bu kazan ısıtma, ısıtma ve diğer termik uygulamalar için buhar üretir. Bu tip işletmeler türbinin elektriksel ve termik kapasitelerini kullanarak performansını artırabilirler. Şekil 3.4’ de rejeneratör ilaveli bir gaz türbini kojenerasyon sistemi akış şeması görülmektedir.



Şekil 3.4. Rejeneratör ilaveli gaz türbini kojenerasyon sistemi akış şeması [46]

3.2.2. Buhar türbinli kojenerasyon sistemi teknolojileri

Kojenerasyon sistemleri arasında kullanılan en eski teknoloji, buhar türbinleri ile kurulan sistemlerde mevcuttur. Uzun zamandır elektrik ve ısı üretimi için kullanılmaktadır. Bu sistemlerde buhar üretimi için doğal gaz, LPG, Fuel-Oil, Kömür ve çöp gazı kullanılır. Kullanılan yakıtların çeşitliliği bir avantaj gibi gözükse de, çevreye etkileri söz konusu olduğunda baca gazı emisyon değerlerinin gereken sınırlarda tutulması için alınacak önlemler sisteme ek maliyet getireceğinden ekonomik olmayabilir. Buhar türbinli sistemler, Elektrik gereksiniminden daha çok buharın gerekli olduğu tesisler için avantajlı olur. Buhar türbinli kojenerasyon sistemleri sürekli üretim halinde olan Kâğıt, Cam, Petrokimya, Petrol Rafineri, Besin İşleme endüstrileri için uygundur.



Şekil 3.5. Buhar türbinli kojenerasyon sistemi

Buhar, türbinlerindeki buhar kazanında yakıtın yanması ile açığa çıkan kimyasal enerji, suyu buharlaştırır. Buhar türbinlerinde genişleyerek türbinin dönmesini sağlar. Elde edilen bu mekanik enerji bir mil ile jeneratörü tahrik eder ve elektrik enerjisi elde edilir (Şekil 3.5)

Buhar türbininin verimliliği, işletme şekline ve yapılan bakıma bağlıdır. Buhar türbinlerinin yılda toplam 150 saat bakım süresi vardır. Ayrıca 150 saat kadar da zorunlu duruş süresi gereklidir. Böylece buhar türbinlerinin toplam çalışabilirliği %95 dolaylarındadır. Buhar türbinlerinin ömürleri yapılan bakım ve işletme şekline bağlı olarak 30 yıl veya üzeri olabilmektedir [47].

3.2.3. İçten yanmalı motor kojenerasyonu

Motorlu kojenerasyon sistemleri kullanılan yakıtın termik enerjisini elektriğe dönüştürüp açığa çıkan atık ısısında kullanımına imkân vererek sistem veriminin artmasını sağlayan sistemlerdir. Kullanılan yakıtın %35-40'ı elektriğe %45-50'si ise kullanılır termal enerjiye dönüşebilmektedir. Sadece %10-15'lik bir kayıp söz konusudur. Motorlu kojenerasyon sistemleri motor, jeneratör, ısı değiştiricileri ve elektrik enerjisi kullanım ekipmanlarından oluşur. Kombine ısı/güç sistemlerinde kullanılan motorlar otomobillerde kullanılan benzin ve dizel motorlara benzeyen içten yanmalı motorlardır. Kullanılabilir ısı/güç oranı temel olarak 0.5 ile 2 arasındadır. Egzoz gazı geniş ölçüde fazla hava içerir. İlave yanma mümkündür ve bu oran 5'e çıkarılabilir.

İçten yanmalı motorlar küçük kapasiteli kojenerasyon alanında hızlı bir şekilde gelişmektedir. Küçük çaptaki (1-10 MW arasındakiler) içten yanmalı motorların önemli bir bölümü yakıt olarak motorin veya benzin yakarlar bunlar daha çok besleme ünitesi olarak ya da ani güç kesintilerinde devreye girerek alternatif güç üretimi yapmak için kullanılırlar. Bugün üreticiler çeşitli ölçülerde doğalgazlı, yüksek güçlü ve yüksek verimli kojenerasyon paketleri sunmaktadırlar. Bu kojeneratörler çeşitli küçük ve orta büyüklükteki tesis uygulamalarında kullanılırlar. Bu modeller sessiz ve temiz çalışan motorlar olup temel yük taleplerinde çeşitli işletmelerde kullanılabilir. Doğalgazlı içten yanmalı motor kojenerasyon paketleri optimal elektrik ve termik yük verecek şekilde ve optimum tesis verimi ile birlikte kullanıcıya sunulmaktadırlar.

Bugün doğalgazlı motor kojenerasyon tesis maliyeti 800-1500 \$/KW arasında değişmektedir. Bununla birlikte emisyonların azaltılması için uygun sayılabilecek bir kojenerasyon paketidir. İçten yanmalı motorlar 10 MW'tan daha az kapasiteli kojenerasyon uygulamalarda optimal performans sağlar.

Gaz Motorlu Kojenerasyon Sistemleri

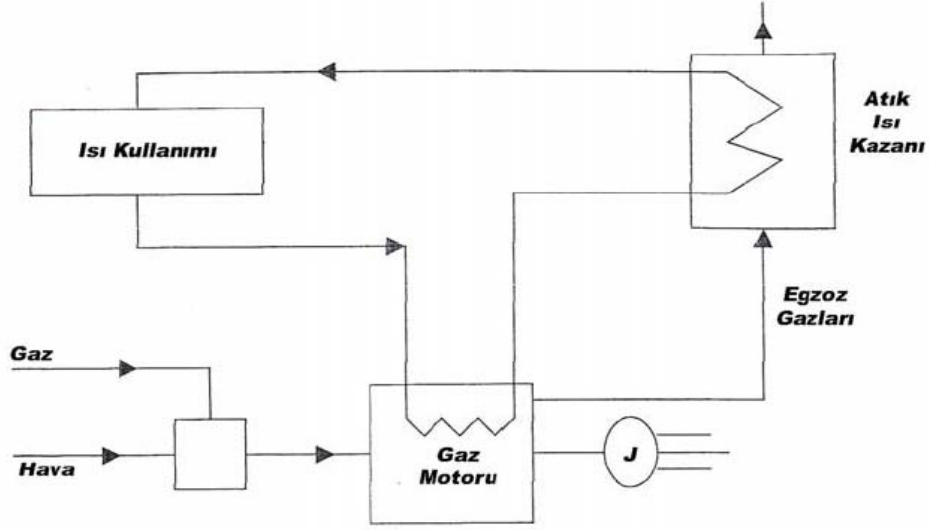
Günümüzde gaz motorlarının kullanımı giderek artmaktadır. Gaz motorları özellikle 3.5 MW' ın altındaki güçlerde türbinlere daha verimli bir çevrimle çalışmaktadır. Bir gaz motorunda %40 elektrik, %50 ısı eldesi mümkündür.

Gaz motorunda yakıt ve yanma havası karbüratörde karıştırılıp sıkıştırılır. Motorun vuruşu yapmaması için sıkıştırma oranı 12,5 i geçmemelidir. Sıkıştırılan karışım buji vasıtasıyla ateşlenerek yanma sağlanır ve motor mekanik güç üretir (Şekil 3.6). Yakıt olarak genelde doğal gaz kullanılır. Fakat alternatif yakıt olarak Biyogaz, Kanalizasyon gazı, Çöplük gazı, LPG, Propan, Rafineri gazı, Kok gazı kullanılabilir. Bu yakıtların kullanılabilmesi için de aşağıdaki özellikleri sağlaması gerekir.

1. Gazın kalorifik değeri belli bir seviyenin altında olmaması gerekir.
2. Motorda vuruşu olmasını engelleyecek oktan derecesine sahip olmalıdır.
3. İstenmeyen bileşenler, tanınmamış değerlerin altında olmamalıdır.

Atık arıtma tesislerinde kanalizasyon gazı (sewageas), çöp depolama tesislerinden çöplük gazı (Landfill gas) ve benzer şekilde biogaz elde edilebilmektedir.

Atıklardan elde edilen bu gazlar elektrik ve ısı üretmek için doğrudan kullanılabilir.



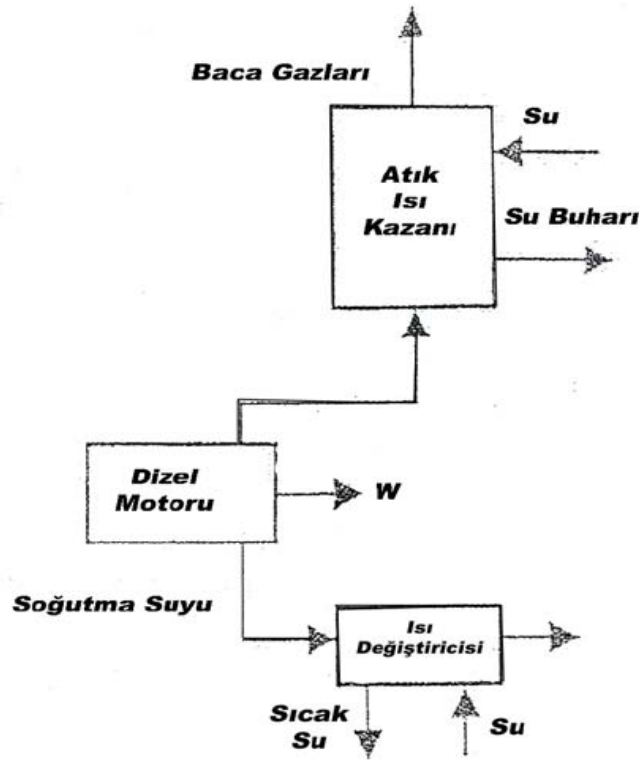
Şekil 3.6 Gaz motorlu kojenerasyon sistemi [47]

Dizel Motorlu Kojenerasyon sistemleri

Dizel motorlu bileşik ısı güç üretiminde motorun egzoz gazları bir atık ısı kazanından geçirilerek buhar veya sıcak su elde etmek için kullanılır (Şekil 3.7).

Ayrıca motorun soğutma suyundan da sıcak su üretimi için yararlanılabilir. Motordan soğutma suyu 120°C civarında bir sığağa sahip ısı kaynağı oluşturmaktadır. Bu sistemlerde elektrik üretim gücü 0.5 ile 10 MW ısı verim ise % 40-50 arasındadır.

Dizel motorlu bileşik ısı güç üretiminde elektrik ısı oranı yaklaşık 1'dir. Burada da, atık gazlar ısı gereksiniminin az olduğu zamanlarda yönlendirme mekanizmasıyla doğrudan atmosfere verilebilir. Bu motorlarda yakıt seçenekleri motorin, doğalgaz, LPG ve naftadır. Şekilde dizel motorlu bileşik ısı güç sistemi görülmektedir.



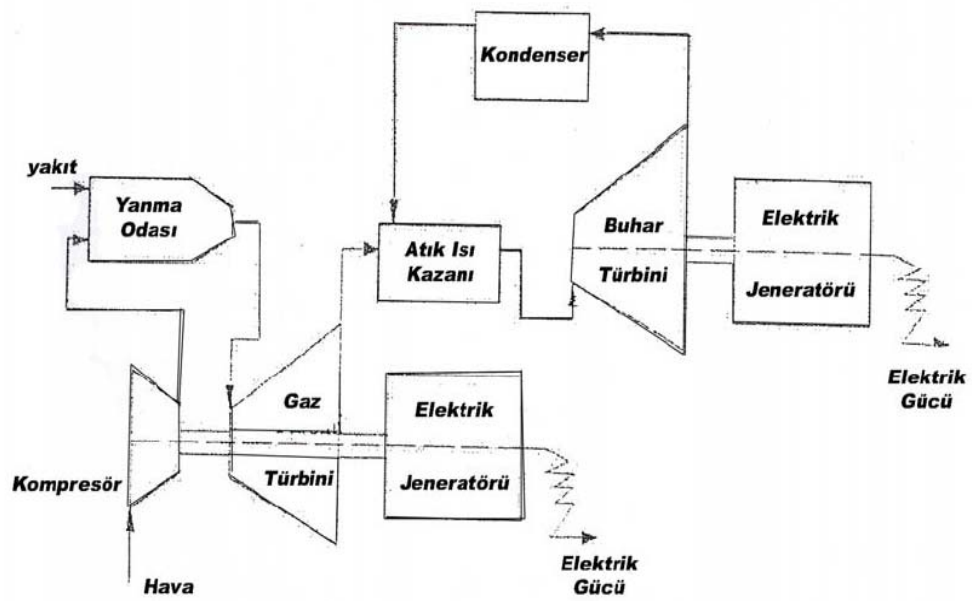
Şekil 3.7 Dize motorlu kojenerasyon sistemi

Dize motorlar 2 ve 4 zamanlı olmak üzere 2 türlü üretilirler. 4 zamanlı motorlar modül başına azami 20 MW' a kadar üretilirken 2 zamanlı motorlar modül başına azami 70 MW' a kadar üretim yapacak şekilde imal edilirler. Elektrik verimlerine göre 4 zamanlı motorlar % 44-45 civarındayken 2 zamanlı motorlar % 46-47 civarındadır.

3.2.4. Kombine çevrimli kojenerasyon sistemleri

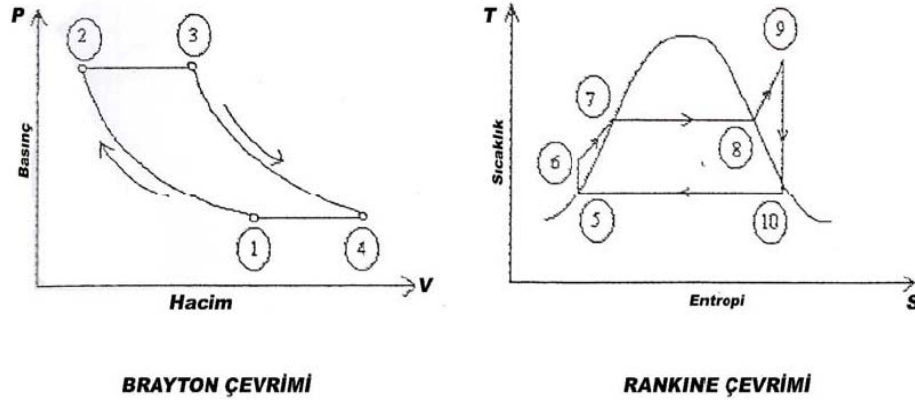
Bu sistemlerde atık ısı kazanında üretilen buhar, elektrik üretimini arttırmak için bir buhar türbinine ısı ve güç talep durumuna göre kısmen veya tamamen gönderilebilir. Bu gaz türbini sistemlerinde sıkça uygulanmaktadır. Kombine çevrimler yakıt enerjisinin % 40 ya da daha fazlasını elektriğe çevirebilmektedir. Eğer ilave yanma kullanılıyorsa kombine sistem değişen ısı ve elektrik talebini karşılama esnekliğine sahiptirler. Gaz ve buhar türbininden oluşan kombine çevrim kojenerasyon tesisinin

prensip şeması Şekil 3.8' deki gibidir. Termodinamik olarak kombine çevrim Brayton üst çevrimi ile bir Rankine alt çevriminden oluşmaktadır. Brayton çevriminden açığa çıkan egzoz gazında ki atık ısı Rankine çevrimi için ısı kaynağıdır. Kombine çevrim gaz türbininin yüksek giriş sıcaklığı ile buhar türbinin düşük çıkış sıcaklığı avantajını bir araya getirerek yüksek verimli güç üretimini sağlar. Bu sistemle ısıl talepler istenilen buharın termodinamik özelliklerine göre ya doğrudan atık ısı kazanından ya da buhar türbininden çekilen buhar ile karşılanabilir.



Şekil 3.8 Kombine gaz-buhar türbinli kojenerasyon tesis şeması [46]

Kojenerasyon sisteminde atık ısı kazanı prosesi gerekli buharın az bir miktarını sağlar ya da elektrik üretimini arttırmak için ve egzoz gazı içerisindeki NOx emisyonunu azaltmak için gaz türbinine buharın kalitesinin iyi olması kaydı ile buhar enjekte edilebilir. Enjekte edilen buhar miktarı arttıkça üretilen elektrik miktarı da artar. Atık ısı kazanında üretilen buharın bir kısmını doğrudan gaz türbinine enjekte etmenin en önemli avantajlarından biri değişen proses gereksinimlerine göre sistemin uyum gösterebilmesidir.



Şekil 3.9 Kombine çevrimin termodinamiği [38]

3.3. Bileşik Isı – Güç Üretim Sistemlerinin Karşılaştırılması

Bileşik ısı – güç üretim sistemleri, sistemin ekonomikliği, teknik açıdan toplam sistemin etkinliğini ve kullanıcının gereksinimlerini dikkate alarak, uygun bir şekilde seçilmelidir. Bu seçimde rol oynayan faktörlerin başlıcaları şunlardır;

- Yakıt
- Elektrik/ısı oranı
- Yük eğrisi
- Start sayısı
- Ortam sıcaklığı
- Toplam sistemin kapasitesi
- Elektriğin kapasitesi

3.3.1. Yakıt

Kazanlar, motorlar ve türbinlerde kullanılan yakıtlar aşağıdaki gibi sınıflandırılır; Kömür, Linyit, Biokütle, Doğalgaz, Propan, Dizel, Nr4 ve Nr6 fuel-oil, Çöplük gazı gibi yakıtlar gaz ve dizel motorlarda kullanılabilir. Kazanlarda kömürün veya linyitin kalitesi sistem performansı açısından önemlidir. Gaz motorlarda kullanılabilen gazlar için metan numarası ve alt ısıl değer çok önem taşımaktadır.

Dizel motorlarda dizel doğrudan kullanılırken, Nr4 ve Nr6 ancak yakıt ön hazırlama ünitelerinde temizlendirildikten, basınçlandırıldıktan ve viskozitesi ayarlandıktan (ısıtıldıktan) sonra yakılabilmektedir.

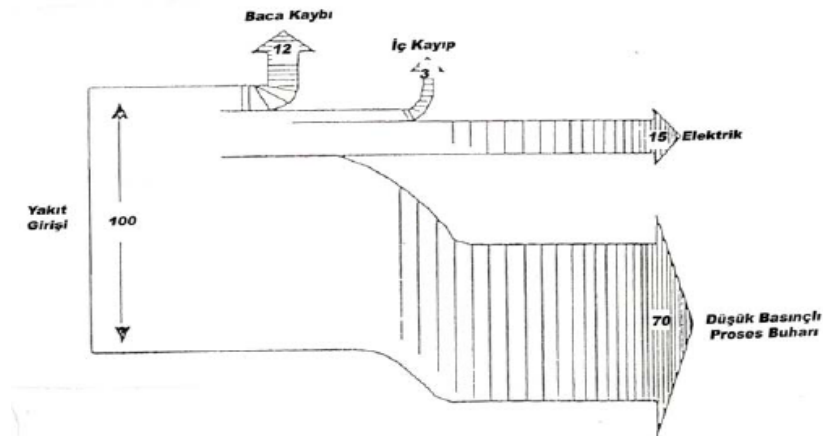
Gaz türbinlerinde ise doğal gaz, LPG, Nafta, Dizel gibi yakıtlar yakılabilmektedir. Türbin LPG ile çalıştırılacak ise dizel ile çalıştırılmaya başlayıp bir süre sonra LPG ye döndürülmektedir. Direk LPG ile start edilmemektedir.

Kullanılan yakıtlardan bazıları yakma verimleri; alt ısı değerleri ve fiyatları göz önüne alınarak değerlendirilir.

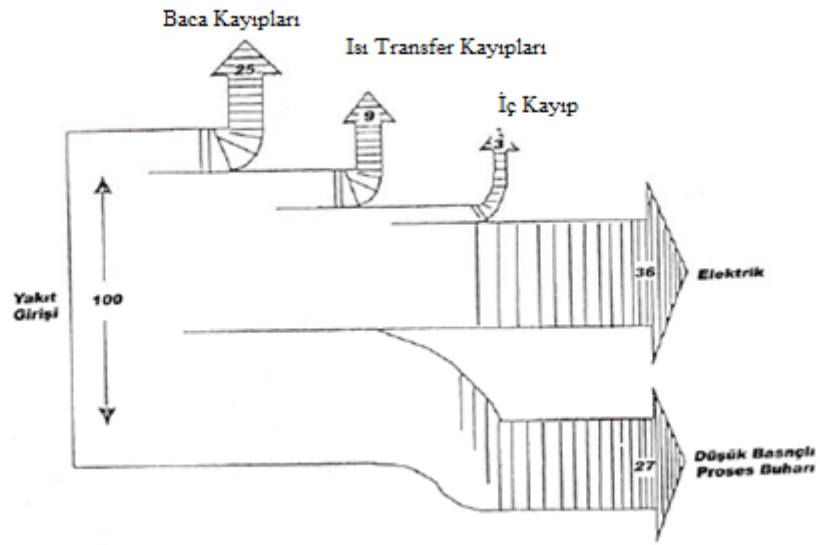
3.3.2. Elektrik / Isı oranı

Uygulanacak bileşik ısı-güç sistemin ısı ve mekanik güç ihtiyaçları, önemli seçim parametrelerini oluşturmaktadır. Bu seçimde önemli olan kurulacak sistemin tesis ısı ve mekanik ihtiyaçlarıyla ölçülmesidir. Tesis kurulurken düşünülmesi gereken ilk durum, tesisin elektrik ihtiyacının mı yoksa proses ısı ihtiyacının mı fazla olması gerektiğidir.

Buhar türbinli sistemler, proses ısı ihtiyacının fazla olduğu zaman tercih edilir. Türbinden atılan buhar, yüksek basınçlı olduğunda elektrik güç çıkışı oransal olarak azalır.

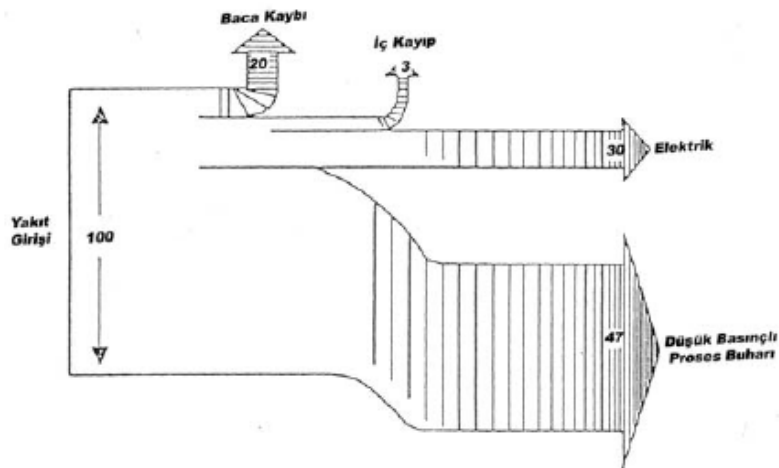


Şekil 3.10 Buhar türbinli bileşik ısı-güç üretim sisteminin enerji akışı [39]



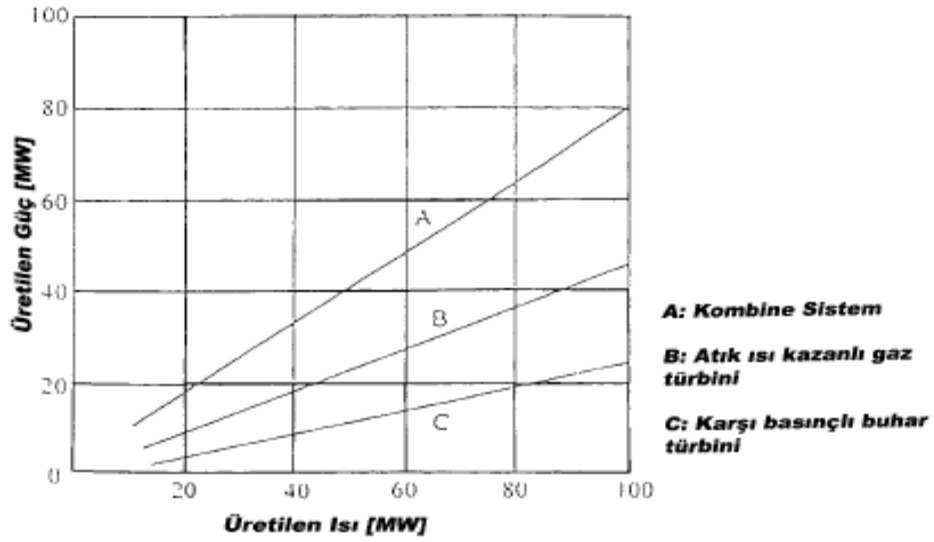
Şekil 3.11 Dizel motorlu bileşik ısı-güç üretim sisteminin enerji akışı [39]

Farklı bileşik ısı-güç üretim sistemleri için, elektriksel/ısı oranları çeşitlendirilebilir. Yüksek elektrik/ısı oranı için sistem dizaynında, birim elektrik başına yakıt tüketim artar. Bu yüzden bileşik ısı-güç üretim sisteminde tüm yakıt kullanım verimliliği artar. Kullanıcının elektrik ve yüksek ya da düşük basınç da buhar ihtiyacına göre kullanılan sistemin tipine bağlıdır. Aşağıda kombine bir sistem için enerji akış diyagramı görülmektedir.



Şekil 3.12 Kombine çevrimli bileşik ısı-güç üretim sisteminin enerji akışı [39]

Bileşik ısı-güç sistemlerini karşılaştırmak, bu sistemlerin ısı/güç üretim oranlarının aynı olması sebebiyle zordur. Aşağıdaki şekilde, bazı bileşik ısı-güç üretim sistemlerinin üretilen proses buhar basınçlarının 3 bar olması durumundaki elde edilen ısı ve gücün değişimi görülmektedir.



Şekil 3.13 Isı-güç üretim oranlarının değişimi [39]

Grafikte görüldüğü üzere güç ihtiyacının ısı ihtiyacına göre daha az olduğu durumlarda, karşı basınçlı buhar türbini en uygun çözümdür. Tam tersi durumda güç ihtiyacı fazla olursa birleşik gaz – buhar güç çevrimi en uygun çözüm olur. Atık ısı kazanlı gaz türbini çevrimi bu ikisi arasında bir konumdadır.

3.3.3. Yük eğrisi

Yük eğrisi; günün, haftanın, yılın çeşitli zamanlarında çok dengesiz olabilir. Örnek olarak, ısıtma yükü kışın artar, elektrik ihtiyacı geceleri daha fazladır. Endüstriyel bir tesiste günün bir vardiyası boyunca pik buhar ve elektrik talebi olabilir. Sonuç olarak ısı ve elektrik talepleri aynı anda birbirleriyle karşılanamayabilir. Bu gibi durumlarda yük eğrisi birden fazla aralığa bölünerek, tüketim birden fazla modül ile karşılanır.

3.3.4. Start sayısı

Gaz motorlarında daha kolay devreye alınabilmesinden dolayı senelik start sayıları fazla olan işletmeler için gaz motoru kullanımı kaçınılmaz hale gelir.

3.3.5. Ortam sıcaklığı

Gaz türbinlerinin çıkış güçleri ve ısıl oranları, ortam sıcaklığına fazla duyarlılık göstermektedir. Gaz motorları ise, ortam sıcaklığına çok fazla duyarlı olmadığından bazı uygulamalarda, gaz motoru kullanımı zorunlu hale gelir.

3.3.6. Toplam sistem kapasitesi

Bileşik ısı-güç üretim sisteminde ihtiyaç duyulan güçler büyüdükçe, seçilen sistem, gaz türbinine doğru yönelmektedir.

3.3.7. Elektriğin kalitesi

Elektrikteki frekans ve gerilim hassasiyetinin yüksek olduğu işlemlerde bazen sistemin karlılığına ya da şebeke elektriğinin sürekliliğine bakmaksızın, bileşik ısı-güç üretim sisteminin yatırımı zorunlu hale gelir. Özellikle hassas elektronik cihazların bulunduğu tesislerde (Tekstil, Bilgisayar vb.) frekans ve gerilim değerlerinin toleransı çok azdır. Tesiste bu türden sorunlar varsa, bileşik ısı-güç üretim sistemi bu kuruluş için kaçınılmaz olmaktadır; Tolerans miktarı azaldıkça sistem seçimi gaz motorundan gaz türbinine doğru kaymaktadır.

3.4. Kojenerasyonun Avantajları

Basit bir şekilde ifade edilmek istenirse kojenerasyon, enerjinin hem ısıl enerji formunda hem de elektrik enerjisi formunda tek bir sistemden eş zamanlı olarak elde

edilmesidir. Dolayısıyla bu birliktelik, iki enerji formunun da tek tek kendi başlarına ayrı yerlerde üretilmesinden daha ekonomik neticeler oluşturmaktadır.

- Elektrik üretirken aynı zamanda ihtiyaca bağlı sıcak su, buhar, sıcak gaz, kızgın yağ veya soğuk su üretme imkânı sağlanırken geniş ürün yelpazesıyla konutsal, ticari ve endüstriyel alandaki enerji tüketicilerine cevap verebilmektedir.
- Doğalgaz başta olmak üzere propan, mazot, çöp gazı, biyogaz vb. yakıtlarla çalışarak kesintisiz, kaliteli ve yüksek verimde enerji üretilir.
- Kompresör yatırımı yapmaksızın düşük basınçlı gaz yakıtlarla çalışabilir.
- Elektriği ürettikleri yerde tüketen bu işletmeler iletim kaybına maruz kalmamakta ve atık ısıyı da kazandıkları için birim enerji maliyetleri çok düşük olmaktadır.
- Şebekedeki gerilim ve frekans dalgalanmalarının (şebeke kirliliğinin) verdiği zarardan kurtulmaktadırlar. Elektronik kartların yanması gibi masraflar ve iletim kayıpları sıfırlanmaktadır.
- Tek bir tesisten; endüstriyel buhar, elektrik ve yakın çevredeki yerleşim birimlerine merkezi ısıtma/soğutma hizmeti verilebilmesine olanak sağlar.
- Gerek ileri teknoloji ürünü türbin ve motorlar kullanıldığı için, gerekse de kojenerasyon ile toplam çevrim veriminin artması, diğer bir deyişle atık ısı miktarını elde edecek oranda birincil yakıttan tasarruf edildiği için sınırlı kaynak etkin bir biçimde kullanılmış ve emisyon zararları en aza indirilmiş olmaktadır. Özellikle CO₂ yani sera gazı emisyonlarının önemli miktarda azalması sağlanmaktadır.

- Elektrik kesintilerinden etkilenilmemekte ve bakım veya arıza zamanlarında yine şebekeden elektrik alınabilmektedir.
- Geleneksel enerji üretimine karşın yerel kullanıcının ihtiyacını karşılamaya daha elverişli santraller ve iletim, dağıtım kayıpları gibi enerji israfının olmadığı sistemler kurulması.
- Yerel ve genel santral güvenliğinin ve güvenilirliğinin artması, kojenerasyon ile yerel tüketicinin elektrik ve ısı enerjisiz kalması önlenir. İletim hatlarında ya da dağıtımda çıkan problemler sistemin yerel olmasından dolayı daha az olacağından daha güvenilir bir enerji üretim sistemidir.
- Üretilen yararlı ısı güç birimi başına çevreye atılan katı, sıvı ve gaz miktarının veya emisyonların, yalnız elektrik üreten merkezi enerji santrali veya yalnız ısı üreten sisteme göre daha az olması,
- Biyolojik atıkların da kullanılabilmesiyle fiyat verimliliğinin artırılması ve atıkların değerlendirilmesine katkıda bulunulması
- Büyük ölçekli maliyet azalımı, bu sayede endüstriyel ve ticari kullanıcılar için rekabet gücünü artırması
- Üretim santrallerinin çeşitliliğinin artması sayesinde rekabetçiliği artırması ve enerji piyasalarında özelleştirmenin önünü açması.
- Kojenerasyon Tesisinin geleneksel bir enerji üretim tesisine göre verimliliği her zaman yüksektir. Bu şekilde enerji ve maliyet tasarrufu artar.

Sonuç olarak kojenerasyon, işletmelere kazanç sağlarken global olarak kaynakları daha az harcamak, çevreye daha az zarar vermek gibi olumlu etkileri olan bir yöntemdir.

3.5. Kojenerasyon Sistemlerinde Kullanılan Yakıtlar

Motorlar ve türbinlerde kullanılan yakıtlar aşağıdaki gibi sınıflandırılabilir. Doğal gaz, propan, dizel, Nr4 ve Nr6 fuel oil, çöplük gazı gibi yakıtlar gaz ve dizel motorlarda kullanılabilir. Gaz motorlarında kullanılabilen gazlar için metan numarası ve ısı değeri çok önem taşımaktadır.

Her imalatçı firmanın kendi bünyesinde geliştirdiği metan numarası hesaplama programları bulunmakta ve bu hesaplamalar sonucunda bir gazın kullanılıp kullanılmayacağı belirlenmektedir. Gaz motorlarında karşılaşılan en büyük sınırlama vuruntu veya detonasyon diye adlandırılan problemdir. Bunu, motorda yakılan gazın sıkıştırılma esnasında gereğinden önce tutuşarak yanma kimyasını bozması ve motorda şok dalgaları yaratarak tahribata neden olması olarak tanımlayabiliriz. Detonasyon başlama ihtimali, motor sıkıştırma oranı arttıkça artmakta ve sıkıştırma oranı yüksek motorlarda metan numarası yüksek yakıtlar yakılabilmektedir. Örneğin doğal gazın metan numarası 85 civarında olup 12:1 sıkıştırma oranlı motorda yakılabilirken, propanın metan numarası 30 olup ancak 8:1 sıkıştırma oranlı motorda makinede yakılabilir. Motorlarda sıkıştırma oranı düştükçe elektriksel verimin azaldığı söylenmelidir. Çöplük gazı, gaz motorlarında özel birtakım dizayn değişiklikleriyle yakılabilirler.

Dizel motorlarda, dizel doğrudan kullanılabilirken, Nr4 ne Nr6 ancak yakıt ön hazırlama ünitelerinde temizlendikten, basınçlandırıldıktan sonra ve viskozitesi ayarlandıktan (ısıtıldıktan) sonra yakılabilir.

Gaz türbinlerinde ise doğal gaz, LPG, nafta, dizel gibi yakıtlar yakılabilir. Türbin LPG ile çalıştırılacak ise dizel ile çalışmaya başlayıp bir süre sonra LPG 'ye döndürülmektedir. Direk LPG ile start edilememektedir.

3.6. Türkiye'de Kojenerasyonun Yasal Alt Yapısı ve Gelişimi

19 Mayıs 1984 tarih ve 18610 sayılı Resmi Gazete'de yayımlanan 3096 sayılı yasa ile Türk Elektrik Kurumu (TEK) haricindeki ulusal ve yabancı firmaların elektrik üretimi, iletimi, dağıtımı, ticareti ve anlaşma yapabilmelerine izin verilmiştir.

Türkiye'de bu alanda; yap-işlet-devret (YİD), yap-işlet (Yİ), otoprodüktör, üretim haklarının devri ve Türk Elektrik Üretim ve Dağıtım Şirketi'yle (TEDAŞ) kiraya verme sistemi olmak üzere 5 tane yatırım modeli vardır.

Otoprodüktörün anlamı, endüstriyel fabrikaların kendi ihtiyaçları için elektrik üretmeleridir. Kojenerasyon ise, otoprodüktör sistem sahipleri tarafından hem elektrik hem de proses ısısını aynı anda üretmek için seçtikleri teknolojinin adıdır. Türkiye'de otoprodüktör ile ilgili yasal düzenlemeler ve içerikleri aşağıda verilmiştir;

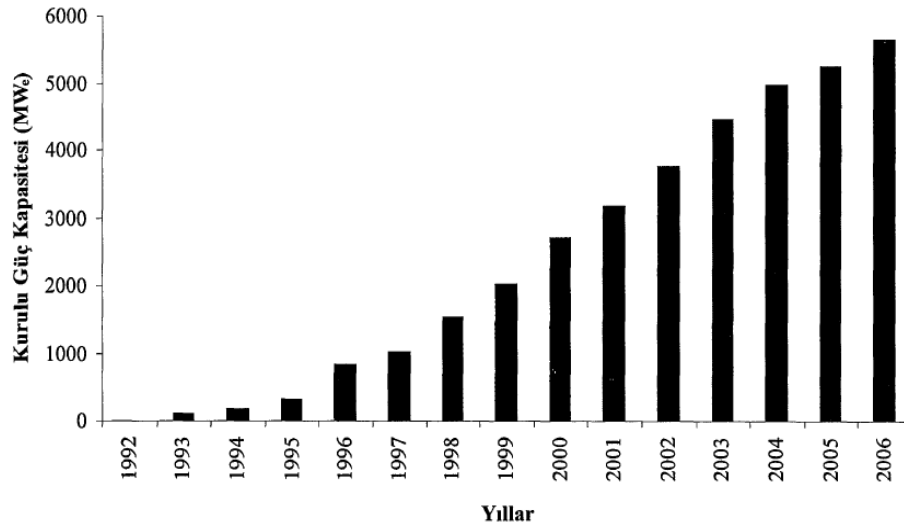
- 4 Eylül 1985 tarih ve 18858 sayılı Resmi Gazete'de yayımlanan 85/9799 sayılı düzenleme ile kendi ihtiyaçlarını ve gereksinimlerini karşılamak için elektrik üretim sistemi kurmak ve elektrik üretmek isteyenlerin fizibilite raporlarını hazırlamak için kişisel ve kurumsal otoprodüktör sahiplerinin izin ve yetkileri düzenlenmiştir.
- 17 Mayıs 1996 tarih ve 22614 sayılı Resmi Gazete'de yayımlanan 96/8007 sayılı düzenleme ile "yetkili kim olacak", "üretim fazlası ve satış fiyatı", "üretilen enerjinin diğer fabrikalara iletim ve dağıtım maliyeti" konularına açıklık getirilmiştir.
- 2 Eylül 1997 tarih ve 23068 sayılı Resmi Gazete'de yayımlanan 97/9670 sayılı düzenleme ile konutsal gelişim projeleri, 5000 konutun üzeri, hastaneler, atık ısı ve buharın zorunlu kullanımı, atık enerji satışları, yakıt kullanımı ve ticaret terimleri ve otoprodüktör firmalarının hakları açıklanmıştır [4].

Ülkemizde kojenerasyon, ilk defa 1992 yılında Yalova Elyaf Fabrikasına kurulan 3.7 MW'lık Typhoon Gaz Türbini uygulamasıyla başlamıştır. 1994 yılında toplam kapasitesi 30 MWe olan sadece 4 adet kojenerasyon sistemi varken, ülkede yaşanan elektrik kesintileri ve yasal düzenlemelerin de etkisiyle 1999 yılına gelindiğinde otoprodüktör firmaları tarafından 600 MWe'ı konvansiyonel sistemlerle olmak üzere toplam 2663 MWe'lık elektrik üretim kapasitesine ulaşılmıştır. Bu değer, 1999 yılında Türkiye'de üretilen toplam elektrik gücünün % 10.6'sını oluşturmaktaydı. 2001 yılının sonunda, Türkiye'deki kurulu kojenerasyon tesisi kapasitesi 3200 MWe'lık üretim kapasitesine ulaşmıştır [4]. 2006 yılında ise toplam kurulu güç kapasitesi 5700 MWe'a ulaşmıştır. Türkiye'deki kojenerasyon tesisi kapasitesinin 15 yıllık gelişimi şekil 3.14' te gösterilmiştir (ICCI, 2008). Türkiye' deki kojenerasyon sistemlerinin sektörel dağılımı incelendiğinde % 56'lık bir oranla en fazla tekstil sanayinde kullanılmaktadır. Kojenerasyon sistemlerinin sektörel dağılımı şekil 3.15'te gösterilmiştir (ICCI, 2008).

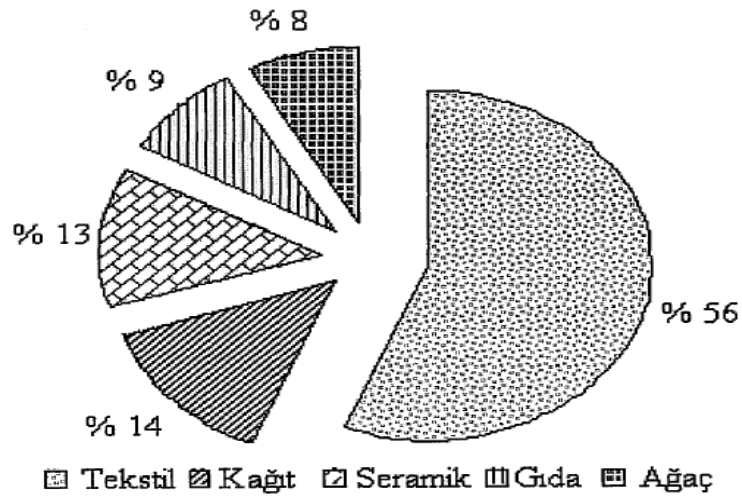
Kojenerasyon sistemlerinde kullanılan yakıtlar incelendiğinde; doğal gaz, LPG, naftalin, dizel, kömür ve fuel oil yakıtlarının yoğunlukla kullanıldığı; ekonomik ve çevre dostu olduğu için doğal gazın daha çok tercih edildiği görülmektedir. Özellikle dizel motorlu kojenerasyon sistemlerinde 6 no'lu Fuel-Oil yakıtı ucuz olduğu için tercih edilmektedir [4]. Türkiye' de kurulu bulunan kojenerasyon sistemlerinin kullanılan yakıt tipine göre dağılımı şekil 3.16'da gösterilmiştir (ICCI, 2008).

Şekil 3.14' te verilen 15 yıllık kurulu güç kapasitesi değerleri kullanılarak, yıllara(y) göre kurulu güç kapasitesinin(KGK) regresyon eğrisi;

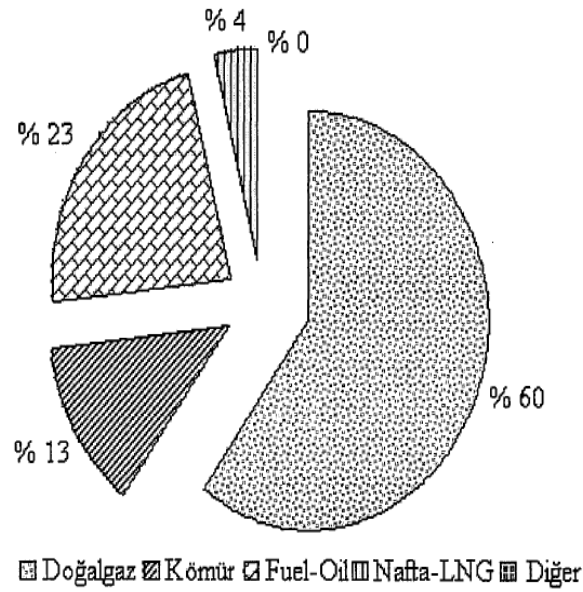
$KGK = 15.971y^2 + 194.33y - 448.97$, $R^2 = 0.9899$ şeklinde bulunmuştur.



Şekil 3.14 Türkiye’deki kojenerasyon tesisi kapasitesinin 15 yıllık gelişimi (ICCI, 2008)

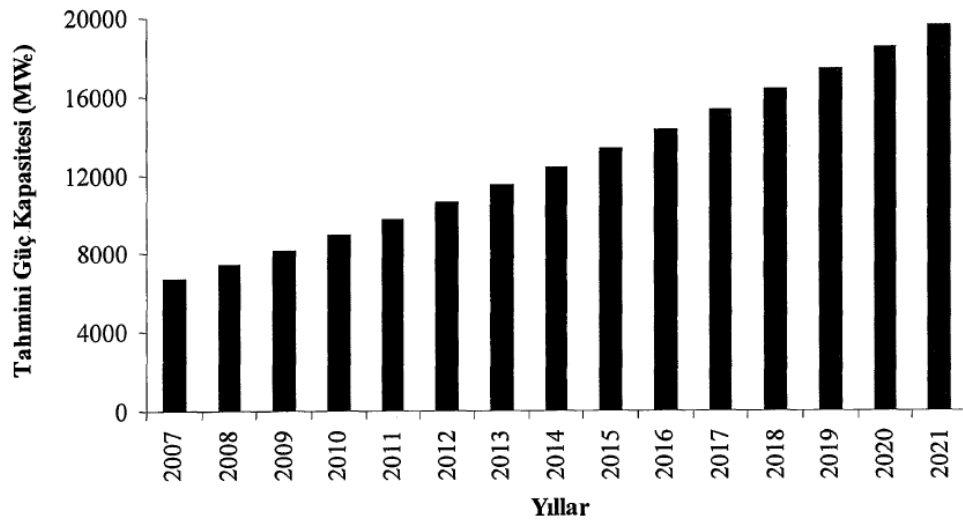


Şekil 3.15 Kojenerasyon sistemlerinin sektörel dağılımı (ICCI, 2008)



Şekil 3.16 Kojenerasyon sistemlerinin kullanılan yakıt tipine göre dağılımı (ICCI, 2008)

Yukarıda verilen regresyon eğrisi formülü kullanılarak 2007-2021 yılları arasında (15 yıllık) Türkiye'de kurulacak olan kojenerasyon tesisi kapasitesinin yıllara göre gelişim tahmini hesaplanarak Şekil 3.17'de gösterilmiştir.



Şekil 3.17 Türkiye'de 2007-2021 yılları arasında kojenerasyon kapasitesi tahmini (ICCI, 2008)

4. TERMODİNAMİK ANALİZ

Termodinamik analiz, mevcut enerji kaynaklarının en iyi şekilde değerlendirilmesi amacıyla enerji ve ısı mühendisliği biliminde oldukça yaygın bir şekilde kullanılmaktadır. Termodinamik bilimi; temel olarak birinci ve ikinci yasa olarak bilinen iki doğal yasadandır oluşmaktadır. Termodinamik analiz; bir sistemin termodinamiğin birinci ve ikinci yasasına göre analizini içerir.

Termodinamiğin birinci yasası enerjinin niceliğiyle ilgilidir. Enerjinin var veya yok edilemeyeceğini vurgular. Enerji termodinamik bir özelliktir ve bir etkileşim esnasında enerji bir şekilden diğer şekle dönüşebilir, ancak toplam enerji miktarı değişmez. Birinci yasa, bir hal değişimi esnasında enerjinin hesabını tutmak için bir yöntem ortaya koyar. Enerji sistem sınırlarından ısı veya iş olarak geçebilir. Enerji geçişi, sistemle çevresi arasında bir sıcaklık farkından dolayı oluyorsa ısı geçişi olarak, eğer sıcaklık farkı olmuyorsa ise iş olarak tanımlanır[58,59].

Termodinamiğin ikinci yasası, hal değişimlerinin hangi yönde gerçekleşebileceklerini belirler ve enerjinin niceliğinin yanında niteliğinin de olduğunu vurgular ve gerçek proseslerde enerjinin kalitesinin azalma yönünde olacağını söyler. Bir sisteme giren toplam enerjinin bir bölümü; sistemdeki sürtünme, yanma reaksiyonu, entropi oluşumu vb. tersinmezliklerden dolayı yok olur ve giren enerjinin niteliği, yani iş yapabilme yeteneğinde azalma olur. Bundan dolayı, bir çok kaynakça da termodinamiğin ikinci yasasına kullanılabilir enerji, kullanılabilirlik, yararlı enerji veya ekserji analizi ismi verilmiştir [38].

Bir sistemin ekserjisi referans çevreyle dengeye gelinceye kadar yapabileceği maksimum iş olarak tanımlanabilir. Ekserji analizi; enerji atıklarının ve kayıpların yerini, tipini ve büyüklüğünü doğru bir şekilde tespit ettiğinden dolayı enerji kaynaklarının daha verimli kullanılması için yararlı bir analiz yöntemidir. Dincer and Cengel (2001) tarafından yapılan çalışmada "enerji ve ekserji" terimleri karşılaştırılmış, bu karşılaştırma Çizelge 4.1 'de gösterilmiştir.

Çizelge 4.1 Enerji ve ekserji terimlerinin karşılaştırması [48]

Enerji	Ekserji
<ul style="list-style-type: none"> • Sade enerji akımına ve maddenin parametrelerine bağlıdır ancak çevresel parametrelere bağlı değildir. • Sıfırdan farklı değerlere sahiptir. • Tüm prosesler için termodinamiğin birinci yasası ile analiz edilir. 	<ul style="list-style-type: none"> • Maddenin parametrelerine, enerji akımına ve çevresel parametrelere bağlıdır. • Çevre şartlarında sıfıra eşittir. • Sadece tersinir proseslerde termodinamiğin birinci yasası ile analiz edilir.
<ul style="list-style-type: none"> • Tüm prosesler için termodinamiğin ikinci kuralı ile sınırlıdır. • Hareket üretme yeteneğidir. • Tüm proseslerde her zaman korunur ve yoktan var vardan yok edilemez. 	<ul style="list-style-type: none"> • Tersinir prosesler için sınırlı değildir. • İş üretme yeteneğidir. • Sadece tersinir proseslerde her zaman korunur, ancak gerçek (tersinmez) proseslerde kayıplara ve yıkıma uğrar.
<ul style="list-style-type: none"> • Sadece miktarın bir ölçüsüdür. 	<ul style="list-style-type: none"> • Entropi oluşumundan dolayı oluşan kayıpları göz önüne aldığından hem miktarın hem de kalitenin bir ölçüsüdür.

4.1 Enerji ve ekserji terimleri

4.1.1. Enerji terimleri

Elektrik, manyetik alan, yüzey gerilimi ve nükleer reaksiyonun bulunmadığı termal sistemlerde toplam enerji miktarı; kinetik, potansiyel, fiziksel (iç enerji+akış enerjisi) ve kimyasal enerjinin toplamından oluşur [48].

$$e = e_{kn} + e_{pt} + e_{ph} + e_{ch} \quad (4.1)$$

Bu denklemdeki e_{kn} , e_{pt} , e_{ph} ve e_{ch} terimleri sırasıyla birim kütle için kinetik, potansiyel, fiziksel ve kimyasal enerjiyi göstermektedir. Birim kütle için;

- Kinetik enerji, mekanik enerjinin bir şeklidir ve akımının hızından kaynaklanır ve;

$$e_{kn} = \frac{V^2}{2} \quad (4.2)$$

- Potansiyel, enerji, mekanik enerjinin bir şeklidir ve enerji akımının yüksekliğine ve yerçekimine bağlıdır;

$$e_{pt} = gz \quad (4.3)$$

- Fiziksel enerji, iç enerji ile sistem sınırından yapılan işin toplamı olup, başka bir anlatımla akımın entalpisinden kaynaklanır ve;

$$e_{ph} = u + Pv = c_{P(T)}T = h_{(T)} \quad (4.4)$$

İdeal gaz kabulüne göre;

Değişken özgül ısılar ile entalpi ve iç enerji;

$$h_{T_2} - h_{T_1} = \int_{T_1}^{T_2} c_p(T) dT \quad (4.5)$$

$$u_{T_2} - u_{T_1} = \int_{T_1}^{T_2} c_v(T) dT \quad (4.6)$$

Sabit özgül ısılar ile entalpi ve iç enerji;

$$h_{T_2} - h_{T_1} = c_p(T_2 - T_1) \quad (4.7)$$

$$u_{T_2} - u_{T_1} = c_v(T_2 - T_1) \quad (4.8)$$

denklemlerinden hesaplanabilir [38].

Bu çalışmada da kullanılacak olan bazı maddelerin sıcaklığın fonksiyonu olarak sabit basınçtaki molar özgül ısılarının hesaplanması, Çizelge 4.2'ye göre yapılabilir.

Çizelge 4.2 Sıcaklığın fonksiyonu olarak bazı maddelerin sabit basınçtaki özgül ısıları ($c_p = a + bT + cT^2 + dT^3$) [38]

Madde	Formülü	a	b (10^{-2})	c (10^{-5})	d (10^{-9})
Hava		28.11	0.1967	0.4802	-1.966
Hidrojen	$H_2(g)$	29.11	-0.1916	0.4003	-0.8704
Nitrojen	$N_2(g)$	28.90	-0.1571	0.8081	-2.873
Oksijen	$O_2(g)$	25.48	1.520	-0.7155	1.312
Karbondioksit	$CO_2(g)$	22.2	5.981	-3.501	7.469
Su	$H_2O(g)$	32.24	0.1923	1.055	-3.595

- Kimyasal enerji;

Yakıtlar için, yakıtın alt veya üst ısıl değeri (H_a, H_u) ile fiziksel enerjisinin toplamına eşittir ve;

$$e_{ch} = H_a + h_{(T)} = H_a + c_{P,F,i}T_i - c_{P,F,o}T_o \quad (4.9)$$

$$e_{ch} = H_u + h_{(T)} = H_u + c_{P,F,i}T_i - c_{P,F,o}T_o \quad (4.10)$$

Yanmış gazlar için; gazın oluşum entalpisi ile fiziksel enerjisinin toplamına eşittir ve;

$$e_{ch} = h_F^\circ + h_{(T,P)} - h_{(T_o,P_o)} = h_F^\circ + \Delta h \quad (4.11)$$

$$\bar{e}_{ch} = \bar{h}_F^\circ + \bar{h}_{(T,P)} - \bar{h}_{(T_o,P_o)} = \bar{h}_F^\circ + \Delta \bar{h} \quad (4.12)$$

bağıntılarından bulunabilir [49]. Bu çalışmada da kullanılacak olan bazı hidrokarbonlu yakıtların 298.15 K sıcaklıktaki üst ve alt ısıl değerleri Çizelge 4.3'de gösterilmiştir.

Çizelge 4.3 Bazı maddelerin 298 K, 1 atm'deki formasyon entalpileri, Gibbs fonksiyonu ve mutlak entropileri [49]

Madde	Formülü	\bar{h}_F° (kJ / kmol)	\bar{g}_F° (kJ / kmol)	\bar{s}° (kJ / kmolK)
Hidrojen	$H_2(g)$	0	0	130.57
Nitrojen	$N_2(g)$	0	0	191.50
Oksijen	$O_2(g)$	0	0	205.03
Karbondioksit	$CO_2(g)$	-393520	-394380	213.69
Su	$H_2O(g)$	-241820	-228590	188.72
	$H_2O(s)$	-285830	-237180	69.95

4.1.2 Ekserji Terimleri

Elektrik, manyetik alan, yüzey gerilimi ve nükleer reaksiyonun bulunmadığı termal sistemlerde toplam ekserji miktarı; kinetik, potansiyel, fiziksel (iç ekserji+akış ekserjisi) ve kimyasal ekserjinin toplamından oluşur [48].

$$E = E_{kn} + E_{pt} + E_{ph} + E_{ch} \quad (4.13)$$

Bu denklemdeki E_{kn} , E_{pt} , E_{ph} ve E_{ch} terimleri, sırasıyla birim kütle için kinetik, potansiyel, fiziksel ve kimyasal ekserjiyi göstermektedir.

İdeal gazların fiziksel ekserjisinin doğrulanmasında, bazı özel durumların göz önüne alınması zorunludur. Su buharı $H_2O(g)$ içeren ideal gaz karışımı sabit basınçta çığlenme noktasının altına doğru soğutulduğu zaman, su buharının bir kısmı yoğunlaşarak su $H_2O(s)$ haline gelecektir. Çığlenme noktasının üzerindeki bir sıcaklıkta bulunan ideal gaz karışımı; $N_2, O_2, CO_2, H_2O(g)$ 'dan oluşur ve bu maddelerin karışım içerisindeki mol miktarları x_{N_2} , x_{O_2} , x_{CO_2} ve $x_{H_2O(g)}$ 'dir. Atmosferik şartlarda, gaz karışımı N_2, O_2 ve CO_2 gazlarıyla doymuş sıvı eşitliğindeki doymuş su buharından meydana gelir. Su buharının kısmi basıncı doyma basıncına eşittir. Yoğuşmadan sonra su buharı miktarı x_v ;

$$P_{doyma}(T_0) = \frac{x_v}{x_{N_2} + x_{O_2} + x_{CO_2} + x_v} P_0 \quad (4.14)$$

bağıntısından hesaplanır.

$$x_v = \frac{(1 - x_{H_2O(g)})P_{doyma}(T_0)}{P_0 - P_{doyma}(T_0)} \quad (4.15)$$

Eğer gaz karışımı $N_2, O_2, CO_2, H_2O(g)$ ve $H_2O(s)$ 'dan oluşuyor ve mol oranlarında $x_{N_2}, x_{O_2}, x_{CO_2}, x_v$ ve $(1 - x_{N_2} - x_{O_2} - x_{CO_2} - x_v)$ ise bu karışımın entalpisi;

$$h_0 = \frac{x_{N_2} \bar{h}_{N_2} + x_{O_2} \bar{h}_{O_2} + x_{CO_2} \bar{h}_{CO_2} + x_v \bar{h}_{H_2O(g)} + (1 - x_{N_2} - x_{O_2} - x_{CO_2} - x_v) \bar{h}_{H_2O(s)}}{M_{kariarı}} \quad (4.16)$$

denkleminde bulunur.

Gaz karışımlarının mol oranları;

$$x'_{N_2} = \frac{x_{N_2}}{x_{N_2} + x_{O_2} + x_{CO_2} + x_v} \quad (4.17)$$

$$x'_{O_2} = \frac{x_{O_2}}{x_{N_2} + x_{O_2} + x_{CO_2} + x_v} \quad (4.18)$$

$$x'_{CO_2} = \frac{x_{CO_2}}{x_{N_2} + x_{O_2} + x_{CO_2} + x_v} \quad (4.19)$$

$$x'_{H_2O(g)} = \frac{x_v}{x_{N_2} + x_{O_2} + x_{CO_2} + x_v} \quad (4.20)$$

$$x'_{H_2O(s)} = \frac{(1 - x_{N_2} - x_{O_2} - x_{CO_2} - x_v)}{x_{N_2} + x_{O_2} + x_{CO_2} + x_v} \quad (4.21)$$

eşitliklerinden hesaplanabilir [52].

Gaz karışımını oluşturan maddelerin entropileri ise;

$$\bar{s}_{N_2}(T_0, x'_{N_2}, P_0) = \bar{s}_{N_2}^{\circ}(T_0) - \bar{R} \ln \frac{x'_{N_2} P_0}{P_{ref}} \quad (4.22)$$

$$\bar{s}_{O_2}(T_0, x'_{O_2}, P_0) = \bar{s}_{O_2}^{\circ}(T_0) - \bar{R} \ln \frac{x'_{O_2} P_0}{P_{ref}} \quad (4.23)$$

$$\bar{s}_{CO_2}(T_0, x'_{CO_2}, P_0) = \bar{s}_{CO_2}^{\circ}(T_0) - \bar{R} \ln \frac{x'_{CO_2} P_0}{P_{ref}} \quad (4.24)$$

$$\bar{s}_{H_2O(g)}(T_0, x'_{H_2O}, P_0) = \bar{s}_{H_2O}^{\circ}(T_0) - \bar{R} \ln \frac{x'_{H_2O(g)} P_0}{P_{ref}} \quad (4.25)$$

$$\bar{s}_{H_2O(s)}(T_0, x'_{H_2O}, P_0) = \bar{s}_{H_2O}^{\circ}(T_0) - \bar{R} \ln \frac{x'_{H_2O(s)} P_0}{P_{ref}} \quad (4.26)$$

ideal gazın entropisi;

$$s_0 = \frac{\bar{s}_{N_2} + \bar{s}_{O_2} + \bar{s}_{CO_2} + \bar{s}_{H_2O(g)} + \bar{s}_{H_2O(s)}}{M_{kariarı}} \quad (4.27)$$

eşitliklerinden bulunur [52].

Suyun kimyasal ekserjisi: Standart atmosferik şartlar altında suyun standart kimyasal ekserjisi için standart kimyasal ekserji tabloları kullanılabilir; ancak diğer atmosferik şartlarda;

$$\bar{\varepsilon}_{ch, H_2O} = \bar{R} T_0 \ln \frac{P_{doyma}(T_0)}{x_{0, H_2O(g)} P_0} \quad (4.28)$$

bağıntısı geçerlidir.

Yakıtların kimyasal ekserjilerinin hesaplanması, reaktif olmayan maddelerin kimyasal ekserjilerinin hesaplanmasından biraz farklıdır. Giren ve çıkan maddelerin ekserjileri;

$$\bar{E}_{ch,g} = \bar{g}_{g,o} - \bar{g}_o \quad (4.29)$$

$$\bar{E}_{ch,\zeta} = \bar{g}_{\zeta,o} - \bar{g}_o \quad (4.30)$$

bağıntılarından hesaplanabilir [55]. Bu denklemlerdeki, $\bar{g}_{g,o}$ ve $\bar{g}_{\zeta,o}$; giren ve çıkan akımların Gibbs fonksiyonlarını gösterirken, \bar{g}_o ise akımın çevre haline indirgenmesi durumunda değişen Gibbs fonksiyonunu belirtmektedir.

Kimyasal reaksiyon sonucunda elde edilebilecek maksimum iş $kJ/kmol$ cinsinden;

$$\bar{W}_{\max} = \bar{g}_{g,o} - \bar{g}_{\zeta,o} \quad (4.31)$$

$$\bar{W}_{\max} = \bar{\mathcal{E}}_{ch,g} - \bar{\mathcal{E}}_{ch,\zeta} \quad (4.32)$$

$$\bar{W}_{\max} = (\bar{h}_{g,o} - \bar{h}_{\zeta,o}) - T_o (\bar{s}_{g,o} - \bar{s}_{\zeta,o}) \quad (4.33)$$

Denklemlerinden bulunabilir. Verilen sıcaklık için reaksiyondaki yakıt ve diğer maddelerin entalpi ve entropileri termodinamik tablolardan elde edilir ve Denklem (4.33)'de yerine konularak reaksiyon (yanma) sonucunda ortaya çıkan enerjiden alınabilecek maksimum iş bulunur.

Standart kimyasal ekserji değerleri sıcaklık ve basınca bağlı değildir. Çizelge 4.7'de verilen bağıntılar ise $C_c H_H O_o S_s N_N$ şeklinde kimyasal formüle sahip hidrokarbon bazlı yakıtlar içindir. Bu bağıntılardaki H/C , O/C , N/C ve S/C terimleri atomik oranları tanımlamaktadır.

Çizelge 4.4 Hidrokarbon ($C_cH_hO_oS_sN_n$) bazlı yakıtların kimyasal ekserji formülleri [49, 51, 55, 56, 57]

Madde	Bazı mükemmel gazların kimyasal ekserji değerleri	
	$\bar{\varepsilon}_{ch}$ (kJ / kmol)	
Kıvı	$\frac{O}{C} \leq 0.5$ için;	
	$\frac{\varepsilon_{ch,F}}{H_a} = \gamma_F \cong 1.0438 + 0.0158 \frac{H}{C} + 0.0813 \frac{O}{C} + 0.0471 \frac{N}{C}$	(3.37)
	$\frac{O}{C} > 0.5$ için;	
	$\frac{\varepsilon_{ch,F}}{H_a} = \gamma_F \cong \frac{1.0438 + 0.0158 \frac{H}{C} - 0.3343 \frac{O}{C} \left(1 + 0.0609 \frac{H}{C}\right) + 0.0447 \frac{N}{C}}{1 - 0.4043 \frac{O}{C}}$	(3.38)
	$\frac{\varepsilon_{ch,F}}{H_a} = \gamma_F \cong 1.0374 + 0.0159 \frac{H}{C} + 0.0567 \frac{O}{C} + 0.05985 \frac{S}{C} \left(1 - 0.1737 \frac{H}{C}\right)$	(3.39)
Sıvı	$\frac{\varepsilon_{ch,F}}{H_a} = \gamma_F \cong 1.04224 + 0.011925 \frac{H}{C} - 0.042 \frac{1}{C}$	(3.40)
	$\frac{\varepsilon_{ch,F}}{H_a} = \gamma_F \cong 1.0401 + 0.01728 \frac{H}{C} + 0.0432 \frac{O}{C} + 0.2196 \frac{S}{C} \left(1 - 2.0628 \frac{H}{C}\right)$	(3.41)
Gaz	$\frac{\varepsilon_{ch,F}}{H_a} = \gamma_F \cong 1.0334 + 0.0183 \frac{H}{C} - 0.0694 \frac{1}{C}$	(3.42)
	$\frac{\varepsilon_{ch,F}}{H_a} = \gamma_F \cong 1.033 + 0.0169 \frac{H}{C} - 0.0698 \frac{1}{C}$	(3.43)

4.2. Kontrol Hacimleri İçin Denge Denklemleri

Bu çalışmada sürekli akışlı sürekli açık sistemlere ait çözümler yapılacaktır. Sürekli akışlı sürekli sistemlerde (SASA) akımın kontrol hacminde sürekli bir akış söz konusudur. Kontrol hacminin herhangi bir noktasında akımın özellikleri zamana göre değişmez. Bu çalışmada sürekli akışlı açık sistemler prensibine uyan (gaz türbinleri, buhar türbinleri, çift yakıtlı dizel motoru, atık ısı kazanları, yoğunlaştırıcı, ısı değiştiriciler) sistemler incelenecektir.

Kütle denge denklemi

Kontrol hacmindeki kütle birikiminin zamanla değişimi, kontrol hacmine giren ve kontrol hacminden çıkan kütle akımları arasındaki farka eşittir ve;

$$\frac{d m_{cv}}{dt} = \sum_g \dot{m} - \sum_{\zeta} \dot{m} \quad (4.34)$$

bağıntısıyla hesaplanır. Diğer yandan bir çok mühendislik sistemi sürekli akımlı sistemler olarak kabul edilmektedir [38, 50].

Sürekli akımlı sürekli açık sistemlerde (SASA) kütle birikimi olmayacağından $dm/dt=0$ olur. Denklem 4.34'de verilen kütle denge denklemi SASA sistemler için;

$$\sum_g \dot{m} = \sum_{\zeta} \dot{m} \quad (4.35)$$

şeklinde yazılabilir.

Enerji denge denklemi

Kontrol hacmindeki enerji birikiminin zamanla değişimi, kontrol hacmine enerji transferiyle giren ve kontrol hacminden enerji transferiyle çıkan enerji akımları arasındaki farka eşittir. Kontrol hacmine enerji iş veya ısı transferiyle girebilir veya çıkabilir. Bu durumda en genel enerji denge denklemi [49];

$$\frac{dE_T}{dt} = \dot{Q}_{KH} - \dot{W} + \sum_g \dot{m}_g \left(u_g + \frac{V_g^2}{2} + gz_g \right) - \sum_{\zeta} \dot{m}_{\zeta} \left(u_{\zeta} + \frac{V_{\zeta}^2}{2} + gz_{\zeta} \right) \quad (4.36)$$

şeklinde yazılır.

Bu denklemdeki iş ifadesi, kontrol hacminde tarafından yapılan iş ile akım işinin toplamı olduğundan \dot{W} ;

$$\dot{W} = W_{KH} + \dot{m}_\varphi (P_\varphi V_\varphi) - \dot{m}_g (P_g V_g) \quad (4.37)$$

eşittir. Bu durumda Denklem (4.36);

$$\frac{dE_T}{dt} = \dot{Q}_{KH} - \dot{W}_{KH} + \sum_g \dot{m}_g \left(h_g + \frac{V_g^2}{2} + gz_g \right) - \sum_\varphi \dot{m}_\varphi \left(h_\varphi + \frac{V_\varphi^2}{2} + gz_\varphi \right) \quad (4.38)$$

şeklinde tekrar yazılabilir.

Sürekli akımlı sürekli açık sistemlerde (SASA) enerji birikimi olmayacağından $dE_T/dt=0$ olur. Denklem (4.38)' de verilen enerji denge denklemi SASA sistemler için;

$$0 = \dot{Q}_{KH} - \dot{W}_{KH} + \sum_g \dot{m}_g \left(h_g + \frac{V_g^2}{2} + gz_g \right) - \sum_\varphi \dot{m}_\varphi \left(h_\varphi + \frac{V_\varphi^2}{2} + gz_\varphi \right) \quad (4.39)$$

haline gelir [49].

Entropi denge denklemi ve tersinmezlik ifadesi

Kontrol hacminin birim zamandaki entropi değişimi; kontrol hacmi yüzeylerinden ısı geçişi sonucu birim zamanda geçen entropi, kütleyle birim zamanda kontrol hacmine taşınan net entropi ve kontrol içinde tersinmezlikler sonucu birim zamanda üretilen entropinin toplamına eşittir.

Buna göre entropi dengesi;

$$\frac{dS_{KH}}{dt} = \sum_k \frac{\dot{Q}}{T_k} + \sum_g \dot{m}_g s_g - \sum_\varphi \dot{m}_\varphi s_\varphi - \dot{S}_{\text{üretilen},KH} \quad (4.40)$$

şeklinde yazılabilir [38,49].

Bu denklemin sol tarafı, kontrol hacmindeki birim zamandaki entropi değişimini, sağ tarafındaki birinci terim ısı geçişiyle gerçekleşen entropi geçişini, ikinci ve üçüncü terim ise birim zamandaki kütleyle aktarılan entropiyi, son terim ise kontrol hacmi içerisindeki entropi üretimini ifade eder.

Sistem sınırları içerisinde ısı transferinin olduğu sürekli akımlı sürekli açık sistemlerde $dS_{KH}/dt=0$ olduğundan entropi dengesi;

$$\dot{S}_{\text{üretilen},KH} = \sum_{\zeta} \dot{m}_{\zeta} s_{\zeta} - \sum_g \dot{m}_g s_g + \sum_k \frac{\dot{Q}_k}{T_k} \geq 0 \quad (4.41)$$

olarak yazılabilir [38,49].

Denklem (4.41)'den entropinin korunmadığı görülmektedir. Gerçek sistemler için çıkanların entropisi girenlerin entropisinden daima büyük olmakta, bu fark da sistem içerisindeki tersinmezliklerden veya sistem ile çevresi arasındaki ısı transferinden kaynaklanmaktadır. Bir giriş ve bir çıkışa sahip SASA sistemleri için Denklem (4.41);

$$\dot{S}_{\text{üretilen},KH} = \dot{m}(s_{\zeta} - s_g) + \sum_k \frac{\dot{Q}_k}{T_k} \geq 0 \quad (4.42)$$

haline indirgenmiş olur.

Akımın birim kütlesi için entropi değişimleri(kJ/kg.K);

- Katı ve sıkıştırılamaz sıvılar;

$$s_{\zeta} - s_g = c_{ort} \ln \frac{T_{\zeta}}{T_g} \quad (4.43)$$

Mükemmel gazlar için:

> *Sabit özgül ısılar kullanılarak;*

$$s_{\zeta} - s_g = c_{v,ort} \ln \frac{T_{\zeta}}{T_g} + R \ln \frac{v_{\zeta}}{v_g} \quad (4.44)$$

$$s_{\zeta} - s_g = c_{p,ort} \ln \frac{T_{\zeta}}{T_g} + R \ln \frac{v_{\zeta}}{v_g} \quad (4.45)$$

> *Değişken özgül ısılar kullanılarak;*

$$s_{\zeta} - s_g = (s_{\zeta}^0 - s_g^0) - R \ln \frac{P_{\zeta}}{P_g} \quad (4.46)$$

• İzentropik hal değişimi için;

$$s_{\zeta}^0 = s_g^0 - R \ln \frac{P_{\zeta}}{P_g} \quad (4.47)$$

Bağıntılarından hesaplanabilir [38]. Bağıntılardaki s^0 fonksiyonu sadece sıcaklığa bağlıdır.

SASA için tersinmezlik ifadesi;

$$\dot{I}_{\text{üretilen},KH} = T_0 \dot{S}_{\text{üretilen},KH} = T_0 \left(\sum_{\zeta} \dot{m}_{\zeta} s_{\zeta} - \sum_g \dot{m}_g s_g + \sum_k \frac{\dot{Q}_k}{T_k} \right) \quad (4.48)$$

denkleminde hesaplanır.

Ekserji denge denklemi

Belirli bir kontrol hacmi için entropide olduğu gibi ekserji korunumundan da söz edilmez. Tersinmez süreçlerde ekserjide daima azalma meydana gelmektedir. Buna göre söz konusu kontrol hacmi için en genel anlamda ekserji denge denklemi [50];

$$\frac{dEx_{KH}}{dt} = \sum_k \left(1 - \frac{T_0}{T_k}\right) \dot{Q}_k - (\dot{W}_{KH} - P_0 \frac{dV_{KH}}{dt}) + \sum_g \dot{m}_g \varepsilon_g + \sum_\zeta \dot{m}_\zeta \varepsilon_\zeta - \dot{Ex}_D \quad (4.49)$$

Şeklinde yazılabilir. Bu denklemdaki dEx_{KH}/dt ve dV_{KH}/dt terimleri sırasıyla kontrol hacminin ekserji ve hacim değişimi şeklinde tanımlanır. Ex_D terimi ise kontrol hacmi içerisindeki ekserji yıkımını (exergy destruction) göstermektedir. Sistemin sürekli akımlı sürekli açık bir sistem olduğu kabul edildiğinde $dEx_{KH}/dt=0$ ve $dV_{KH}/dt=0$ olacağından;

$$0 = \sum_k \left(1 - \frac{T_0}{T_k}\right) \dot{Q}_k - \dot{W}_{KH} + \sum_g \dot{m}_g \varepsilon_g + \sum_\zeta \dot{m}_\zeta \varepsilon_\zeta - \dot{Ex}_D \quad (4.50)$$

şekline dönüşür. Bu denklemdaki ilk terim ısı geçişinden kaynaklanan ekserji girişini veya çıkışını, ikincisi ise kontrol hacminde yapılan işi ifade etmektedir.

İş, ısı, kütle ve akım ile transfer edilen ekserjiler bir bütün olarak düşünüldüğünde, bir sistem için birim zamandaki ekserji dengesi [53];

$$\dot{Ex}_g = \dot{Ex}_\zeta + \dot{Ex}_D \quad (4.51)$$

bağıntısıyla ifade edilebilir.

Bu denklemdaki Ex_D , sistem içerisindeki tersinmezliklerden ve entropi üretiminden dolayı meydana gelen ekserji yıkımını; Ex_g ve Ex_ζ , giren ve çıkan ekserjiyi ifade etmektedir.

4.3. Enerji ve Ekserji Verimleri

Enerji verimi

Bir sistem için enerji dengesi;

Sisteme girenlerin enerjisi-Sistemden çıkanların enerjisi= Sistemde depolanan enerji

olarak ifade edilebilir. Sistemden çıkanların enerjisi ise;

Sistemden çıkanların enerjisi= Ürünlerin enerjisi+ Enerji kaybı

şeklinde yazılabilir [8].

Bu ifadelerin ışığında her bir sistem bileşeninin çıkışındaki enerji miktarının girişindeki enerji miktarına oranına "enerji verimi" denir ve j'ninci sistem bileşeni için enerji verimi (η_j);

$$\eta_j = \frac{\dot{E}_{\zeta,j}}{\dot{E}_{g,j}} \quad (4.52)$$

eşitliğinden hesaplanabilir.

Sistemin tamamı için enerji verimi; sistemin ürettiği ürünlerin enerjisinin sisteme giren toplam yakıt enerjisine oranı olarak ifade edilir. Bu parametre, bazı kaynaklarda enerjiden yararlanma oranı olarak verilmiştir. Buna göre yakıt kullanan sistemler için enerji verimi(η);

$$\eta_{sistem} = \frac{\dot{E}_{TP}}{\dot{E}_{TF}} = \frac{\dot{W}_{net} + \dot{Q}_{net}}{\dot{E}_{TF}} \quad (4.53)$$

denkleminde hesaplanabilir [34]. Bu denklemdaki $\dot{E}_{TP}, \dot{E}_{TY}, \dot{W}_{net}, \dot{Q}_{net}$ terimleri sırasıyla, ürünlerin toplam enerji akımlarını, yakıtın toplam enerji akımını, üretilen net gücü (sistem dahilinde kullanılan miktar çıkartıldıktan sonra) ve üretilen net ısı akımını (sistem dahilinde kullanılan miktar çıkartıldıktan sonra) ifade etmektedir.

Ekserji verimi

Bir sistem için ekserji dengesi;

Sisteme girenlerin ekserjisi-Sistemden çıkanların ekserjisi -ekserji yıkımı= Sistemde depolanan ekserji

olarak ifade edilebilir. Sistemden çıkanların ekserjisi ise;

Sistemden çıkanların ekserjisi= Ürünlerin ekserjisi+ Ekserji kaybı

şeklinde ifade edilebilir [8].

Bu ifadelerin ışığında her bir sistem bileşenin çıkışındaki ekserji akımının girişindeki ekserji akımına oranına "ekserji verimi" denir ve j'ninci sistem bileşeni için ekserji verimi (φ_j);

$$\varphi_j = \frac{\dot{E}_{\xi,j}}{\dot{E}_{g,j}} \quad (4.54)$$

eşitliğinden hesaplanabilir [51].

Sistemin tamamı için ekserji verimi; sistemin ürettiği ürünlerin ekserji akımının sisteme giren toplam yakıt ekserji akımına oranı olarak ifade edilir. Buna göre yakıt kullanan sistemler için ekserji verimi (φ);

$$\varphi_{sistem} = \frac{\dot{E}x_{TP}}{\dot{E}x_{TF}} \quad (4.55)$$

$\dot{E}x_{TF}$, $\dot{E}x_{TP}$ terimleri sırasıyla ürünlerin toplam ekserji ve yakıtın toplam ekserji akımlarını ifade etmektedir.

4.4. Referans Çevrenin Tanımlanması

Ekserji; referans bir çevreyle dengeye gelinceye kadar bir sistem, bir madde akımı veya enerji akımı tarafından üretilebilecek maksimum iş olarak tanımlanabilir. Bu tanımdan da anlaşılacağı üzere ekserji değerlerinin hesaplanmasından ve analizinden önce referans bir çevrenin belirlenmesi gerekmektedir.

Doğal çevre referans bir çevrenin teorik özelliklerine sahip değildir. Doğal çevre bir denge halinde değildir ve özellikleri uzaysal ve zamansal olarak değişkenlik gösterir. Dengeye ulaşması için gerekli olan iletim mekanizması dış ortam şartlarında oldukça yavaş olduğundan dolayı, doğal çevredeki bir çok kimyasal reaksiyon kesintiye uğrar. Doğal çevrenin ekserjisi sıfır değildir ve dengeye gelinceye kadar iş oluşumu devam eder.

Ekserji analizi için geliştirilen referans çevre modellerinde, referans çevrenin teorik gereksinimleri ile doğal çevrenin gerçek davranışları arasında uzlaşma yapılmıştır. Bir çok referans çevre modeli önerilmiştir. Bunlardan iki tanesi burada verilmiştir [48].

- **Doğal çevre alt sistem modelleri:** Bu modeller doğal çevrenin gerçekçi alt sistemlerini modellemeye çalışır. Bu model, faz dengesindeki doymuş nemli hava ve sıvı sudan oluşur. Bu modelin genişletilmesi sülfür içeren maddelerin analiz edilebilmesi için önerilmiştir.

Bu referans çevrenin sıcaklık ve basınç değerleri 25°C ve 1 atm alınmış olup, referans çevrenin kimyasal kompozisyonunda havanın su buharıyla doyurulduğu

hesaba katılmıştır. 25 °C ve 1 atm'de devam eden doymuş fazlarda ise su (H₂O), alçı taşı (CaSO₄·2H₂O) ve kireçtir (CaCO₃). Karbon, oksijen ve nitrojenin, T₀ referans çevre sıcaklığında ve P₀ basıncında sıvı haldeki suyla doyurulmuş havada mevcut konfigürasyonları CO₂, O₂ ve N₂'den oluşmaktadır. Hidrojenin sıvı fazda olduğu kabul edilmiştir.

• **Referans madde modelleri:** Bu modelde, her kimyasal element için seçilmiş bir referans maddedir ve sıfır ekserjiye sahiptir. Bu modeldeki referans maddeler doğal çevrede bol miktarda bulunan çok değerli maddelerden seçilir. Referans madde olarak seçilme kriteri doğal çevreyi taklit edebilen tasarımdan oluşmasıdır.

Bu çevre N₂, O₂, CO₂, H₂O içere nemli hava kompozisyonu ilee sülfür için alçı taşı(gypsum) ve kalsiyum için kireç taşının olduğu asil gazlardan oluşur. Bu model doğal çevre ile benzer değildir. Sonuç olarak, bu model ile doğrulanmış mutlak ekserji değerleri doğal çevreyle bağlantılı değildir ve verimliliği veya çevresel etkiyi doğrulamada gerçekçi olarak kullanılamaz.

1 atm basınca ve 298.15 K sıcaklığa sahip atmosferik şartlar için referans çevre modeli Çizelge 4.5'de verilmiştir.

Çizelge 4.5 Referans çevre modeli [48]

Atmosferik şartlar: T₀ = 25 °C = 298.15 K, P₀ = 1 atm		
Kompozisyon (i) T₀ ve P₀ 'da suyla doyurulmuş atmosferik hava		
Maddeler		Mol oranları
Nitrojen	(N ₂)	0.7567
Oksijen	(O ₂)	0.2035
Su	(H ₂ O)	0.0303
Argon	(Ar)	0.0091
Karbondioksit	(CO ₂)	0.0003
Helyum	(H ₂)	0.0001
(ii) T₀ ve P₀ 'da aşağıdaki doymuş fazlar		
Su	(H ₂ O)	
Kireç taşı	(CaCO ₃)	
Alçıtaşı(Gypsum)	(CaSO ₄ ·2H ₂ O)	

5. MULTİ JENERASYON SANTRALİNİN ÇEVİRİM YAPISI VE TASARIMI

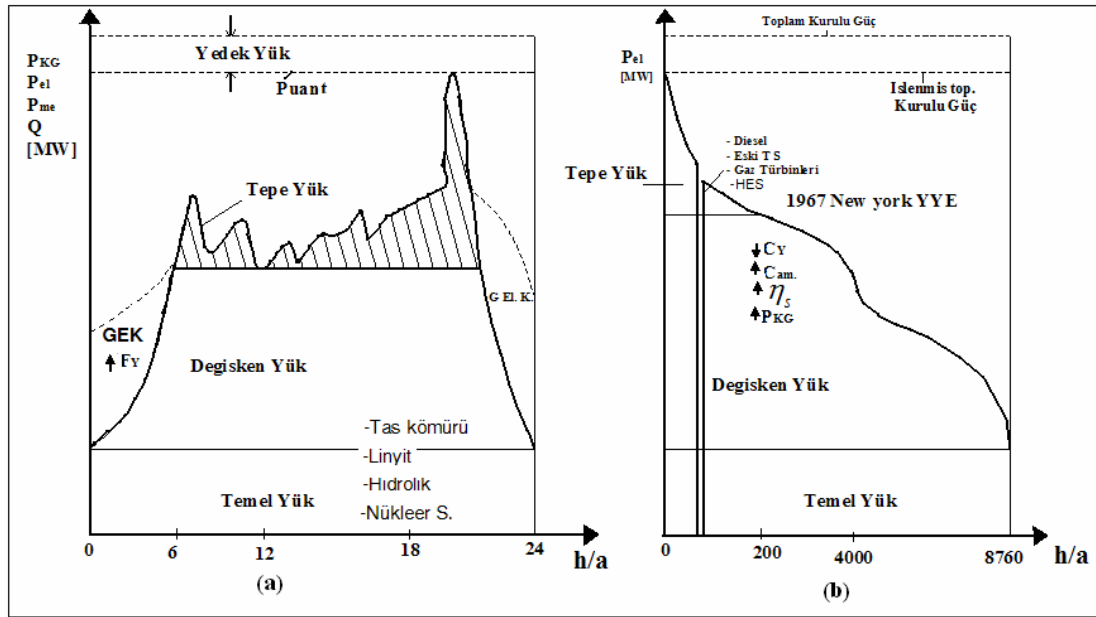
Bileşik ısı – güç santrallerinin çevre yönetmelikleri yönünden işletmeye alınıp üretimlerini sürdürebilmeleri için birim elektrik ve ısı maliyetinin minimuma ve sistemden atmosfere salınan emisyonların yönetmelik emisyon sınır değerlerine indirilmesi gerekir. Birim elektrik ve ısı üretim maliyeti; yakıt fiyatı ve net santral verimi tarafından belirlenen birim elektrik ve ısı yakıt maliyeti ile, toplam yatırım maliyeti, yıllık amortisman oranı ve santral yük faktörü tarafından belirlenen, birim elektrik amortisman maliyetinin toplamının minimize edilmesi ile düşürülebilir. Birim elektrik ve ısı üretim maliyeti, tüm tasarım verileri dikkate alınarak ve bunların sistem verimine, yük faktörü ve yatırım maliyetlerine duyarlılıkları ve karşılıklı etkileşim optimum verileri göz önünde tutularak tasarımılanmış güç santrali sistem yapısı ile elde edilir.

Girdi (yakıt, yakma havası, besleme suyu, personel vb.) verileri, çıktı yük koşulları (temel yük, değişken yük, tepe yük), çevresel veriler (atmosfer, metrolojik ve topografik veriler) dikkate alınarak elektrik üretim maliyeti ve çevresel uyum yönünden en uygun sistem yapısının oluşturulmasına yönelik tasarım çalışmaları yapılır.

Yakıt verileri, yakıt türü (katı, sıvı ve gaz), yanma özelliklerini belirleyen kaba yakıt analizi (Cs, V, W, A), ısı, kütle transferi ve emisyon analizleri için gerekli elementer analiz (C, H, O, S, N), yakıt maliyeti, rezerv analizlerini vb. içerir.

Su verileri; su türü (yer altı, yer üstü, deniz vb. suları), su analizleri, kapasite ve mevsimsel değişim vb. verileri kapsar.

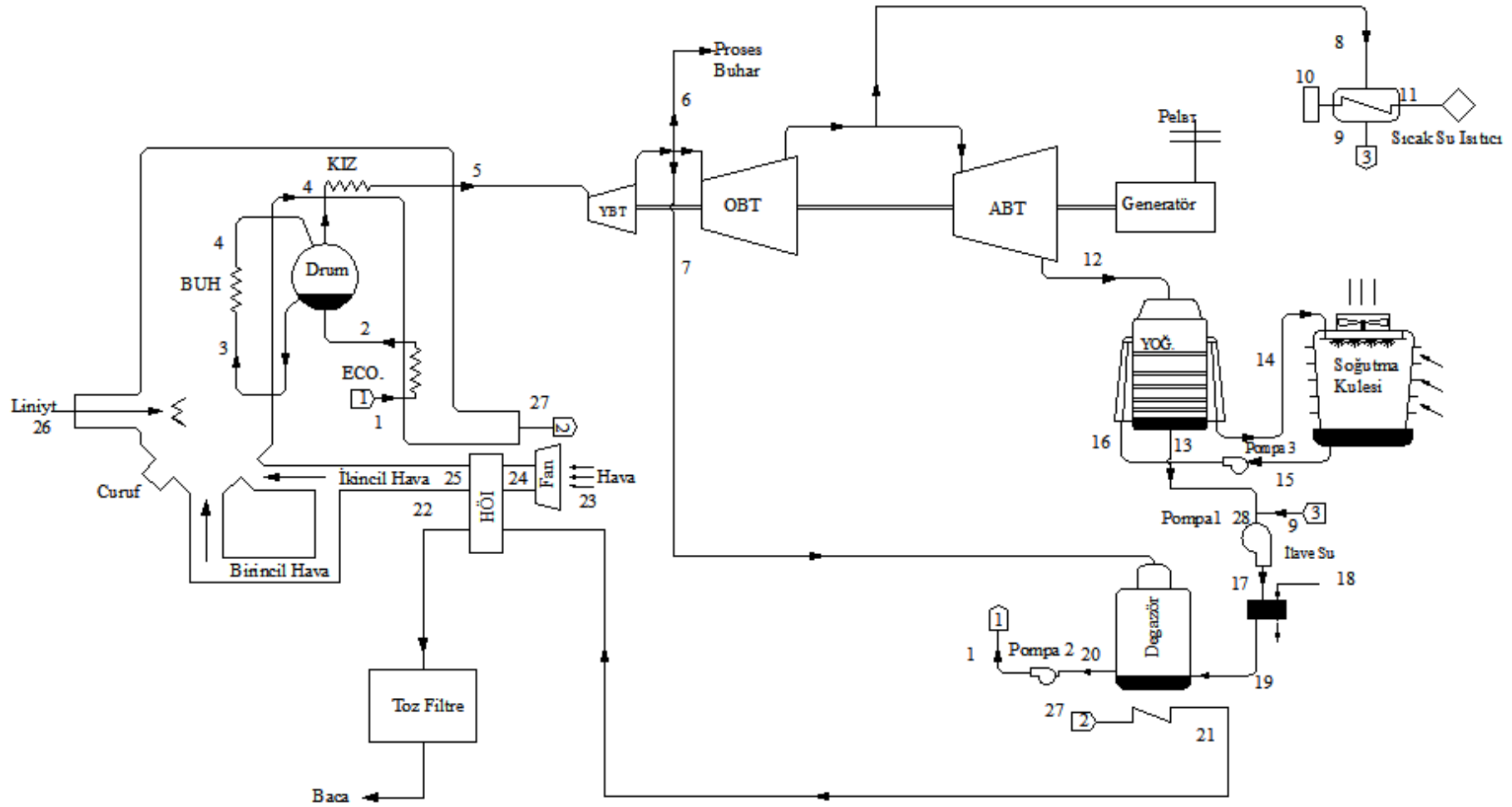
Santral yük koşulları; tasarımılanan santralin günlük ve yıllık yük eğrilerindeki konumunu ve çalışma düzenini tanımlar (Şekil 5.1).



Şekil 5.1. Günlük (a) ve yıllık (b) elektrik tüketim yük eğrileri ve yük bölgeleri [72]

Şekil 5.1’de görüldüğü gibi elektrik tüketim yük eğrileri, sosyo – ekonomik faaliyetlere bağlı olarak günün ve yılın saatlerine göre değişir. Yük eğrileri; temel, değişken ve tepe yük bölgelerinden oluşur. Temel yük bölgesinde görev alan ısı – güç santrali tüm yıl boyunca, bir bakımdan diğer bakıma kadar tam yükte sürekli çalışır. Bu nedenle temel yük santrallerinin yük faktörleri $F_Y = 1$ dolayındadır. Değişken yük santralleri işletme süresince yüklerini azaltıp çoğaltma durumundadırlar. Bunların yük faktörü temel yükten daha düşüktür. Tepe (puant) yük santralleri günün belli saatlerinde devreye girip çıkarlar ve yük faktörleri çok düşüktür. bu tür santrallarda verim ve elektrik üretim maliyeti pek önem taşımaktadır. Önemli olan bu yüklerin herhangi bir şekilde karşılanmasıdır. Yük faktörü güç santrali yatırımlarının ve verimlerinin belirlenmesinde baş rolü üstlenir. Temel yük santralleri en yüksek yatırımlı maliyete ve verime sahip, olabildiğince ucuz yakıt yakan santrallerdir. Değişken yük santrali yatırımları temel yüke kıyasla daha düşüktür [72].

Şekil 5.2’de santralin akım ve bağlantı şeması ilgili tüm alt sistem ve sistem elemanları ile birlikte gösterilmiştir.



Şekil 5.2. Tasarımlanan bileşik ısı – güç santralinin sistem yapısı ve akış şeması

Şekil 5.2’de görüldüğü gibi tasarıma esas olan bileşik ısı-güç santrali çevrim yapısı kızdırıcıya sahip doğal dolaşimli bir kabarcıklı akışkan yataklı kazan, alçak ve yüksek basınç bölümünden oluşan bir türbin sistemi, sıcak su ısıtıcı eşanjörü, yoğuşturucu ve yağ soğutma kulesinden oluşan bir soğutma sistemi, bir besleme suyu ön ısıtma sistemi ile besleme ve kondens pompalarından oluşmaktadır. Tasarıma esas olan, işletme parametreleri ve sistem yapısal verileri Çizelge 5.1’de verilmiştir.

Çizelge 5.1. Santralin işletme parametreleri

Parametre	Değer	Parametre	Değer
Çevre şartları	ISO (25 °C, 60%, 1 atm)	Proses buhar debisi	0,7 kg/s
Yakma havası debisi	16 kg/s	Sıcak su sistemi	70 – 90 °C
Yakma havası sıcaklığı	250 °C	Sıcak su debisi	90 kg/s
Yakıt debisi	5,35 kg/s	Yoğuşturucu basıncı	0,068 bar
KAY gaz çıkış debisi	20,49 kg/s	Soğutma suyu sıcaklık farkı	10 °C
KAY gaz çıkış sıcaklığı	730 °C	Degazör basıncı	1,2 bar
Taze buhar debisi	7,5 kg/s	Degazör sıcaklığı	105 °C
Taze buhar sıcaklığı	510 °C	İlave su sıcaklığı	25 °C
Besi suyu sıcaklığı	274 °C	Baca sıcaklığı	154 °C
Türbin basıncı	60 bar	Atık gaz debisi	20.49 kg/s

5.1. Kabarcıklı Akışkan Yataklı Kazan Tasarımı ve Tasarım Hesaplamaları

Buhar kazanı, bileşik ısı - güç santralin ekserji kayıplarının en yüksek olduğu, yanma ve ısı transferlerin olduğu sıcak ucunu temsil eder. Ekserji ekonomisi yönünden kazan; tasarımı üzerinde titizlikle durulması gereken en karmaşık birimdir. Bu nedenle kazan tasarımı ayrıntılı olarak ele alınmaktadır. Tasarım biçimlendirilme ve boyutlandırılma olmak üzere iki ana bölümden oluşur [61].

5.1.1. Kazan tasarım verileri

Kazan tasarımı ile ilgili temel veriler aşağıda verilmiştir:

1. Kazan türü ve yük bölgesi: doğal dolaşimli kabarcıklı akışkan yataklı kazan ve temel yük
2. Yakıt türü ve alt ısıl değeri: düşük kaliteli Kangal linyiti, ilgili ısıl değerler Böl.5.2'de verilmiştir.
3. Yakma sistemi; yanma odası çıkışından alınan yaklaşık 870°C yanma gazlarıyla kömürün çarpma kasnaklı değirmenlerde kurutup öğütüldü, akışkan yataklı yakma sistemi.
4. Kazan buhar üretim kapasitesi 27 t/h.
5. Besleme suyu ve buhar termodinamik verileri.

5.1.2. Kazan Bölümleri Isıl Yüklerinin Hesaplanması

Kömürün yanmasıyla oluşan ısı, yanma gazlarında depolanır, ısısını buharlaştırıcı, kızdırıcı, ekonomizer ve hava ön ısıtıcı vb. ısıtma yüzeyleri üzerinden iş akışkanına ve yakma havasına aktararak, kazan ısıl verimine esas olan baca gazı sıcaklığına kadar soğur.

Söz konusu ısıtma yüzeylerinin giriş, çıkış termodinamik verileri Çizelge 5.2'de verilmiştir. Türbin çıkış entalpi hesaplanmasında $\eta_T = 90\%$ alınmıştır.

Çizelge 5.2. Santralin kritik noktalarının termodinamik değerleri

Nokta	T [°C]	P[bar]	h [kJ/kg]
EKO giriş	107	64	453,60
EKO çıkış	274	63	1208,25
Kızdırıcı giriş	279	63	2780,73
Kızdırıcı çıkış	510	60	3445,46
Degazör giriş	62	1,2	260,61
Yoğuşturucu giriş	38	0,068	2305,67

Çizelge 5.2'de verilen entalpi değerleri kullanılarak ilgili ısıtma yüzeylerinin ısıl yükleri(Q_i) ve buhar kazanının toplam ısıl yükü (Q_{BK}) aşağıdaki biçimde hesaplanmıştır.

$$Q_{EKO} = \dot{m}_{su} [\text{kg/s}] \times (h_{\text{ç}} - h_{\text{g}}) [\text{kJ/kg}] = 5594 [\text{kW}]$$

$$Q_K = \dot{m}_{buhar} [\text{kg/s}] \times (h_{\text{ç}} - h_{\text{g}}) [\text{kJ/kg}] = 4968 [\text{kW}]$$

$$Q_{BUH} = \dot{m}_{buhar} [\text{kg/s}] \times (h_{\text{ç}} - h_{\text{g}}) [\text{kJ/kg}] = 18796 [\text{kW}]$$

$$Q_{Kazan} = Q_{EKO} + Q_{BUH} + Q_K = 29358 [\text{kW}] = 29,358 [\text{MW}]$$

Hava ön ısıtıcı ısı yükü, kömür kurutma, ısıtma yüzeylerinde ısı aktarımları vb. lineer olmayan karşılıklı etkileşimlerin iterasyon yoluyla çözülerek bulunduğu baca gazı sıcaklığı hesabının ardından hesaplanmaktadır.

Böylelikle kazan içinde yakma havası hariç, ısı transferi hesaplarında soğuk akışkan işlevini gören iş akışkanının ön ısıtma, buharlaşma ve kızdırma işlemleri ile kazan içindeki iş akışkan sıcaklık değişimi belirlenmiştir.

5.2. Kazan Bölümlerinde Isı Transferleri İle İlgili Sıcak Akışkan İşlevi Gören Yanma Gazları Soğuma Eğrisinin Hesaplanması

Akışkan yataklı buhar kazanlarında ısı transfer hesabı, sıcak akışkan (karmaşık bileşenli kirli yanma gazları) ile faz değişimli soğuk akışkan (kazan besleme suyu/buhar) arasında ve yakıt, yanma, tasarım ve işletme veri ve koşulları tarafından karşılıklı etkileşimi altında oluşan, tüm ısı transferleri türlerini içeren çok karmaşık bir süreçtir.

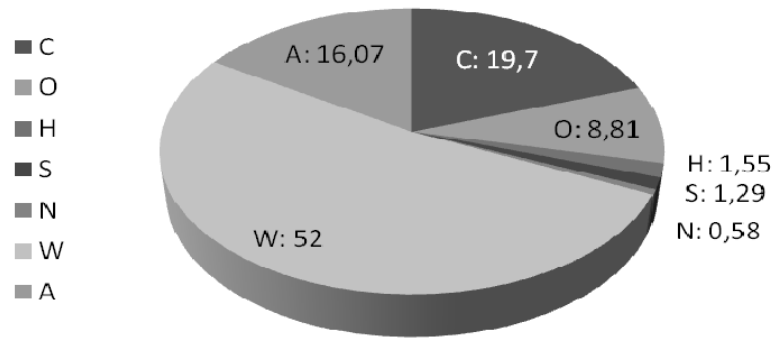
Kazanda ısı transferleri ile ilgili soğuk akışkanın sıcaklık değişimi (ısınma eğrisi) hesapları bölüm 5.1'de yapılmıştır. Bu bölümde sıcak akışkan (yanma gazları) soğuma eğrisi hesapları yapılacaktır.

H₂O formülü ile tanımlanan tek bileşenli suyun durum değişimleri ile ilgili termodinamik verileri (özellik ısı, sıcaklık basınç, entalpi, entropi vb.) termodinamik

biliminin başlangıcından beri ele alınıp ve incelenmiştir. Gerekli veriler literatürde termodinamik tablolar veya Mollier diyagramı biçiminde kolayca bulunmaktadır.

Sıcak akışkanı oluşturan yanma gazları; yakıt (kömür ve türleri, gaz yakıtlar ve türleri, sıvı yakıtlar ve türleri vb.), yakma sistemi (ızgaralı, akışkan yatak, brülörlü vb.), yanma koşulları (hava fazlalığı, tam yük, kısmi yük, işletmeye alma ve çıkarma vb.), yanma ve emisyon kontrolü vb. bir çok faktörlere bağlı, durumdan duruma bileşen sayısı ve oranları, konsantrasyonları, özgül ısıları, sıcaklık, entalpi, debileri vb. tüm termodinamik verileri sürekli değişmektedir.

Yanma gazları soğuma eğrisinin hesaplanmasında en önemli termodinamik veri, yakıt, yakma sistemi, hava fazlalık katsayısı, kazan yük koşullarına bağlı, yanma gazı bileşenlerinin özgül ısılarının toplamından oluşan, sıcaklığa bağlı yanma gazı özgül ısısının $C_{p_{gaz}}(T)$ belirlenmesidir. Bunun için önce tasarıma esas olan ham kömürün analiz değerlerinin bilinmesi gerekir (Şekil 5.3).



Şekil 5.3. Santralin tasarımında esas olan ham Kangal kömürünün analiz değerleri

5.2.1. Tasarıma esas olan düşük kaliteli linyitin ısı değerlerinin ve kömür tüketiminin hesaplanması

Üst ısı değer (Ho)

Bir yakıtın üst ısı değeri, o yakıtın 1 atm sabit basınç ve 273 K sıcaklıkta belirli şartlar altındaki belirli hacimde hava ile tam olarak yakıldığı zaman (bomba kalorimetre), yanma gazları içindeki su buharının tamamının belirli bir sıcaklıkta yoğunlaştırıldığında açığa çıkan toplam ısı değeridir.

Kömürün üst ısı değeri Ho; ham kömürün birim kömür başına elementel analiz verileri C, H, O ve S kullanılarak, kömürde mevcut oksijeninin, kömür hidrojeninin bir bölümü ile kimyasal bağ içinde olup olmamasına göre aşağıdaki gibi hesaplanır. [61-63].

Kömürdeki oksijenin bir bölüm hidrojenle bağ içinde olması durumunda;

$$Ho = 33,83 C + 144,45(H-O/8) + 9,38 S = 7,43 [MJ/ kg - Y] \quad (5.1.a)$$

Kömürdeki oksijenin hidrojenle bağ içinde olmaması durumunda;

$$Ho = 33,83 C + 144,45H + 9,38 S = 8,94 [MJ/ kg - Y] \quad (5.1.b)$$

Bu çalışmada kömür kullanımı yönünden güvenli tarafta bulunmak için kısmen daha düşük üst ısı değer veren Eş. 5.1.a kullanılmıştır. Eş. 5.1.b kömürün oksijen içeriğinin gerekmemesi nedeni ile pratik uygulamalarda daha fazla tercih edilmektedir. Ama gerçek tasarım hesaplarında, kömürün bomba kalorimetresinde yakılarak elde edilen gerçek üst ısı değer kullanılmalıdır.

Alt ısı değer (Hu)

Bir yakıtın alt ısı değeri, o yakıtın 1 atm sabit basınç ve 273 K sıcaklıkta belirli şartlar altındaki belirli hacimde hava ile tam olarak yakıldığı zaman, yanma gazları içindeki suyun tamamının buhar olarak gaz fazında bulunduğu durumda açığa çıkan ısı miktarına alt ısı değeri denir. Alt ısı değeri, yukarıda belirlenen üst ısı değeri kullanılarak, çarpanlarının çok kapsamlı deneysel çalışmalar sonucu elde edilen ve aşağıda verilen deneysel denklem yardımı ile hesaplanır:

$$Hu = Ho - (W+9H) 2,395 = 5,854 \text{ [MJ/ kg - yakıt]} \quad (5.2)$$

Bu değerler, seçilen örnek santral olan Sivas Kangal Termik Santrali'nde kullanılan kömürün değerleriyle uyum göstermektedir.

Tasarımlanan araştırma kazanında yakıt tüketiminin hesabı

Kazanın Böl.5.1'de hesaplanan ısı yükünün (Q_{Kazan}) üretilmesi için ihtiyaç duyulan yakıt debisi ($m_{Yakıt}$) aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$\dot{m}_{Yakıt} = \frac{Q_{Kazan}}{Hu \cdot \eta_{Kazan}} = 5,358 \text{ [kg - Y / s]} \quad (5.3)$$

Kazan işletmesine esas olan kazan ısı verimi, $\eta_{Kazan} = \%87$ olarak alınmıştır.

5.2.2. Akışkan yataklı buhar kazanı ile ilgili yanma hesapları

Kazan yanma hesapları 1 kg linyitin teorik (stökiyometrik) yakılması için gerekli oksijen hesaplanarak, birim yakıt başına gereksinim duyulan teorik ve gerçek yakma havaları, üretilen yanma gazı debileri, yanma gazının içerdiği, gaz bileşenleri ve diğerleri ayrı ayrı hesaplanmıştır. Bu çalışmalarda yaş yanma gazları esas alınır.

Kazan emisyon hesaplarında ve emisyon izni alma vb. çeşitli işlemlerde kuru yanma gazları esas alınır [62,63].

Teorik yanmada birim yakıt oksijen gereksinimi (O_{2min})

Özgül oksijen gereksinimi O_{2min} , yanmaya reaksiyonlarına katılan kömür bileşenleri (C, H, S ve O) kullanılarak, teorik yanma, molar kütle dengesi (stökiyometrik denklemler) yardım ile aşağıdaki gibi hesaplanır:

$$O_{2min} \left[\frac{Nm^3 - O_2}{kg - Y} \right] = 1,87C + 5,6(H - O/8) + 0,7S \quad (5.4)$$

$$O_{2min} = 0,40 \left[\frac{Nm^3 - O_2}{Kg - Y} \right] \quad (5.5)$$

Yukarıdaki eşitlikte $-O/8$ terimi kömür içerisindeki mevcut oksijenin yanmada öncelikle kullanılması nedeniyle hesap yoluyla, havadan sağlanması gereken oksijen miktarından çıkarıldığını göstermektedir.

Teorik yanmada özgül hava gereksinimi ($V_{h(th)}$)

Havanın içerisinde % 21 oksijen bulunduğundan, birim kömür için gerekli O_{2min} , 0,21'e bölünerek, özgül hava miktarı aşağıdaki gibi hesaplanmıştır:

$$V_{h(th)} = (1/0,21) \cdot O_{2min} = 1,917 \left[\frac{Nm^3 - hava}{Kg - Y} \right] \quad (5.6)$$

Gerçek yanmada özgül hava gereksinimi (V_h [Nm^3 -H/kg-Y])

Gerçek yanmada yanıcı elemanlar karmaşık bağlarla yakıt (kömür, sıvı ve gaz yakıtlar) tanecikleri içerisinde hapis durumundadır. Yanma için önce yakıtın gaz fazına geçirilmesi yakma havası ile iç içe karıştırılması gerekir. Uygun bir yanmanın sağlanması için yakıta bağlı olarak, teorik özgül hava gereksiniminin üzerinde bir

havanın verilmesi gerekir. Gerçek özgül hava V_h , teorik özgül havanın hava fazlalık katsayısı diye tanımlanan, yakıt türü, yakma sistemi, işletme koşulları vb. birçok faktöre bağlı olan, işletmede deneylerle belirlenen, bir katsayı n (hava fazlalık katsayısı) ile çarpılarak aşağıdaki gibi bulunur.

$$V_h = n.V_{h(th)} = 2,49 \left[\frac{Nm^3 - O_2}{Kg - Y} \right] \quad (5.7)$$

Hava fazlalık katsayısı kömürlerde kömür tane büyüklüğüne, kömür ve yakma sistemi özelliklerine göre, n değeri (1,1-1,5) değişir. Gaz yakıtlarda ise bu değer (1,05-1,12) arındadır. Yanma optimizasyonu ve uygun yanma kontrolü ile uygun değerlerin işletmede sürekli sağlanması gerekir. Bu çalışmada n değerleri iterasyon çalışmalarıyla 1,1-1,5 arasında değiştirilerek, yanma ve işletme için en uygun kazan, enerji ve kütle dengesi sağlanmaya çalışılmıştır.

İşletmede uygulanan hava fazlalık katsayıları yanma gazlarının içerdiği hacimsel O_2 ve CO_2 oranlarının analiz cihazları ile belirlenerek aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$n = \frac{21}{21 - O_{2ölç(ort)}} \quad (5.8)$$

$$n = \frac{CO_{2maks}}{CO_{2ölç.}} \quad (5.9)$$

Burada CO_{2max} yanma hesaplarıyla bulunan özgül teorik kuru yanma gazı CO_2 oranını, $CO_{2ölç.}$ ise kazanda ölçülen değerdir.

Özgül teorik ve gerçek yanma gazı üretimi

Gerçek yanma gazı miktarı, kömür bileşenlerinin hava ile oksitlenmesinin ardından oluşan çeşitli yanma gazı bileşenlerinin (CO_2 , CO , SO_2 , NO_x ve H_2O) toplamı (teorik yanma gazı miktarı) ile yanmaya girmeyen fazla havanın toplanması sonucundan oluşur. Bu nedenle önce, teorik özgül yanma gazı miktarının hesaplanması gerekir.

Teorik özgül kuru yanma gazı miktarının ($V_{Gk(th)}$) hesaplanması

Yakıtın yanıcı bileşenlerinin (C, H, S) tam yandığı, yakıt ve yakma havası azotunun oksitlenmediği varsayımı ile $V_{DG(th)}$, aşağıda verildiği biçimde hesaplanır [62]. Burada kömürün içerdiği hidrojen (H) ve nem (W) kaynaklı su H_2O oluşumu dikkate alınmaz.

$$V_{Gk(th)} = V_{CO_2} + V_{SO_2} + V_{N(Y)} + V_{N(h)} \quad (5.10)$$

Teorik kuru gazı oluşturan ve molar kimyasal kütle dengesinden elde edilen gaz bileşenleri aşağıda verilmiştir:

$$V_{CO_2} = 1,87C = 0,3684 \left[\frac{Nm^3 - CO_2}{Kg - Y} \right] \quad (5.11)$$

$$V_{SO_2} = 0,7S = 0,009 \left[\frac{Nm^3 - SO_2}{Kg - Y} \right] \quad (5.12)$$

$$V_{N(Y)} = 0,8N = 0,00464 \left[\frac{Nm^3 - N_2}{Kg - Y} \right] \quad (5.13)$$

$$V_{N(hava)} = 3,76O_{2min} = 1,136 \left[\frac{Nm^3 - N_2}{Kg - Y} \right] \quad (5.14)$$

Yukarıdaki gaz bileşenleri toplanarak, teorik kuru gaz miktarı aşağıdaki gibi bulunur:

$$V_{Gk(th)} = V_{CO_2} + V_{SO_2} + V_{N(Y)} + V_{N(h)} = 1,89564 \left[\frac{Nm^3 - Gaz}{Kg - Y} \right] \quad (5.15)$$

Teorik özgül yaş yanma gazı miktarının ($V_{Gy(th)}$) hesaplanması

Teorik yaş yanma gazı miktarı yukarıda hesaplanan teorik kuru özgül yanma gazı miktarına, kömür neminin buharlaşması ve kömür hidrojeninin yanmasıyla oluşan buharın (nem) V_{H_2O} ilavesiyle aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$V_{Gy(th)} = V_{Gk(th)} + V_{H_2O} \left[\frac{Nm^3 - Gaz}{Kg - Y} \right] \quad (5.16)$$

Kömür nem ve hidrojenden kaynaklanan buhar hacmi V_{H_2O} aşağıdaki gibi hesaplanır;

$$V_{H_2O} = 1.244(W + 9H) = 0,8204 \left[\frac{Nm^3 - H_2O}{Kg - Y} \right] \quad (5.17)$$

Söz konusu Kangal linyit nemi, yukarıdaki denklem konularak ilgili linyitin özgül yaş yanma gazı miktarı:

$$V_{Gy(th)} = V_{Gk(th)} + V_{H_2O} = 2,716 \quad (5.18)$$

Gerçek özgül yanma gazı miktarları (V_{GY})

Yukarıda hesaplanan özgül kuru ve yaş yanma gazı miktarları dikkate alınarak, Kangal linyiti için kuru ve yaş gerçek gaz miktarları aşağıda hesaplanmıştır:

Gerçek kuru özgül yanma gazı miktarı (V_{GY}):

$$V_{Gy} = V_{Gy(th)} + (n-1)V_{h(th)} = 2,908 \left[\frac{Nm^3 - Gaz}{Kg - Y} \right] \quad (5.19)$$

Gerçek yaş özgül yanma gazı miktarı (V_{Gy}):

$$V_{Gk} = V_{Gk(th)} + (n-1)V_{h(th)} = 2,087 \left[\frac{Nm^3 - Gaz}{Kg - Y} \right] \quad (5.20)$$

İleriki bölümlerde ısıtma yüzeylerinde boyutlandırılmasında gerekli olan yaş yanma gazı hacimsel bileşen oranları (X_j) Kangal linyiti için, aşağıda verildiği gibi ayrı ayrı hesaplanmış ve sonuçlar sunulmuştur.

$$X_{CO_2} = \left[\frac{V_{CO_2}}{V_{Gy}} \right] = 0,1267 \text{ [Nm}^3 \text{ - CO}_2\text{/ Nm}^3 \text{ - Gy]} \quad (5.21)$$

$$X_{SO_2} = \left[\frac{V_{SO_2}}{V_{Gy}} \right] = 0,003094 \text{ [Nm}^3 \text{ - SO}_2\text{/ Nm}^3 \text{ - Gy]} \quad (5.22)$$

$$X_{N_y} = \left[\frac{V_{N_y}}{V_{Gy}} \right] = 0,001596 \text{ [Nm}^3 \text{ - N}_y\text{/ Nm}^3 \text{ - Gy]} \quad (5.23)$$

$$X_{N_h} = \left[\frac{V_{N_h}}{V_{Gy}} \right] = 0,205 \text{ [Nm}^3 \text{ - N}_h\text{/ Nm}^3 \text{ - Gy]} \quad (5.24)$$

$$X_{N_2} = X_{N_{yakit}} + X_{N_h} = 0,5221 \text{ [Nm}^3 \text{ - N}_2\text{/ Nm}^3 \text{ - Gy]} \quad (5.25)$$

$$X_h = \left[\frac{(n-1)V_h}{V_{Gy}} \right] = 0,0725 \text{ [Nm}^3 \text{ - h/ Nm}^3 \text{ - Gy]} \quad (5.26)$$

$$X_{H_2O} = \left[\frac{V_{H_2O}}{V_{Gy}} \right] = 0,282 \text{ [Nm}^3 \text{ - H}_2\text{O/ Nm}^3 \text{ - Gy]} \quad (5.27)$$

Toplam yakma havası ve yanma gazı debileri hesabı

Kazanın yanma odası, duman kanalları, fan, brülör, baca, arıtma tesisleri vb. alt sistemlerinin boyutlandırılmasında kullanılan, normal şartlardaki toplam yakma havası debisi \dot{V}_h ve yanma gazı debisi \dot{V}_G ; saatteki ortalama kömür debisi kullanılarak aşağıda belirtilen şekilde hesaplanmıştır [62]:

Toplam yakma havası debisi:

$$\dot{V}_h = \dot{m}_y \cdot V_h = 897\,272,3 \left[\frac{\text{Nm}^3 - \text{hava}}{h} \right] = 249,242 \left[\frac{\text{Nm}^3 - \text{hava}}{s} \right] \quad (5.28)$$

Toplam yaş yanma gazı debisi(boyutlandırılma hesapları):

$$\dot{V}_G = \dot{m}_y \cdot V_{Gy} = 1\,237\,340 \left[\frac{\text{Nm}^3 - \text{Gaz}}{h} \right] = 343,7 \left[\frac{\text{Nm}^3 - \text{Gaz}}{s} \right] \quad (5.29)$$

Buraya kadar olan incelemelerde kazanı oluşturan elemanların boyutlandırılması ve ısıl performans analizleri için gerekli yakıt, yakma havası ve yaş yanma gazı debileriyle, emisyon analizleri ve çevresel performans hesapları için gerekli kuru yanma gaz debileri hesaplanmıştır.

5.2.3. Yanma odasında ve ısıtma yüzeylerinde yanma gazı sıcaklığının hesaplanması

Böl.5.1'de soğuk akışkanın (güç akışkanı) ısıl yükleri ve sıcaklık dağılımları buharlaştırıcıdan başlayarak teker teker hesaplanmış ve soğuk akışkan ısınma eğrisi çıkartılmıştır. Sıcak akışkan (yanma gazları) ve soğuk akışkan arasında ısı transferleri için gerekli çiftli ısı transfer eğrisinin tamamlanabilmesi için, önce yanma odası yanma gazı teorik sıcaklığının en başta hesaplanarak, yanma gazındaki ısılardan sırasıyla ilgili ısıtma yüzeyleri ısı yükleri çıkartılarak, söz konusu ısıtma yüzeylerin

giriş ve çıkışlarındaki yanma gazı sıcaklıkları hesaplanabilir. Bunun için her bir ısıtma yüzeyindeki yanma gazı özgül ısılarının belirlenmesi gerekir.

Adiyabatik veya yanma odası teorik sıcaklığının hesaplanması

Adiyabatik yanma odası; ideal yalıtılmış, sadece ham yakıt ve yakma havasının beslendiği, ideal yanmayla oluşan yanma ısısının hiçbir şekilde su ve çevreye aktarılmadığı ve tamamen yanma gazlarında biriktiği kabul edilen yanma odası biçimidir. Böyle bir yanma odasında oluşan yanma gazı sıcaklığına, teorik yanma gazı sıcaklığı veya adiyabatik yanma odası sıcaklığı denir. Teorik yanma gazının taşıdığı başlangıç ısı miktarından, sırası ile buharlaştırıcı, kızdırıcı ve EKO yakma havası ısı yükleri çıkarılarak, ilgili ısıtma yüzeylerinin giriş ve çıkışındaki yanma gazı sıcaklıkları, en sonunda da baca gazı sıcaklığı bulunmuş olur. Bu işlemlerin her birinde yanma gazı sıcaklığına bağlı yanma gazı özgül ısı $c_p(T)$ veya entalpisinin $h=c_p \cdot T$ ayrı ayrı hesaplanması gerekir. Burada en zor ve kritik sorun yapısı çok karmaşık biçimde çeşitli yanma gazı bileşenleri ve atıklarından oluşan, sıcaklığa bağlı yanma gazı özgül ısı $c_p(T)$ 'nin hesaplanmasıdır. Adiyabatik yanma odasına kütle ve enerji dengesi uygulanarak, yanma odası teorik sıcaklığının hesaplanmasıyla ilgili yanma odası giriş ve çıkışındaki enerji eşitliğini veren aşağıdaki enerji denkleminde ulaşılr.

$$\dot{m}_y \cdot Hu \cdot \eta_{YO} + T_h \cdot \dot{V}_h \cdot c_{ph} = T_{YOth} \cdot \dot{V}_G \cdot c_{pG}(T) \quad (5.30)$$

Burada düşük kaliteli linyitlerin kararlı biçimde yakılabilmesi için, yakma havasının hava ön ısıtıcılarla en az 250°C ' ye kadar ön ısıtılması gerekmektedir. Yanma odası sıcaklığı iteratif yaklaşımla bulunmasına yönelik eşitlik aşağıda verilmiştir.

$$T_{YOth} [^\circ\text{C}] = \frac{\dot{m}_y \cdot Hu \cdot \eta_{YO} + T_h \cdot \dot{V}_h \cdot c_{ph}}{\dot{V}_G \cdot c_{pG}(T)} \quad (5.31)$$

Bu ifadede görüldüğü gibi yanma odası sıcaklığından başka bunun özgül ısı değeri de bilinmemektedir. Bu nedenle çözüm için, yanma odası sıcaklığını ve özgül ısı ifadesini içeren ikinci bir denklem gerekmektedir. Eş. 5.30 'un hesaplanabilmesi için, gaz karışımlarının özgül ısılarının kabul edilebilir hassasiyette hesaplanmasında kullanılan ve literatürde verilen serisel yaklaşımla elde edilen üçüncü derecedeki eşitlikten faydalanılmıştır [64].

$$c_p [kJ/kmolK] = a + bT + cT^2 + dT^3 \quad (5.32)$$

Bu eşitlikte belirtilen yaklaşık ortalama özgül ısı değeri, yanma gazını oluşturan gaz bileşenleri için teker teker bulunur ve bu gazların hacimsel oranları dikkate alınarak ağırlıklı ortalama yoluyla ilgili sıcaklıktaki gaz karışımının yaklaşık özgül ısı belirlenmiş olur. Yanma gazları için söz konusu olabilecek % 100 konsantrasyon gaz bileşenlerine yönelik olarak literatürden [64] elde edilen katsayı değerleriyle bulunur.

$$c_{p_{CO_2}} = 22,26 + 0,05981 \times T - 3,501 \times 10^{-5} \times T^2 + 7,469 \times 10^{-9} \times T^3 \quad (5.33)$$

$$c_{p_{SO_2}} = 25,78 + 0,05795 \times T - 3,812 \times 10^{-5} \times T^2 + 8,612 \times 10^{-9} \times T^3 \quad (5.34)$$

$$c_{p_{NO}} = 29,34 - 9,395 \times 10^{-4} \times T + 9,747 \times 10^{-6} \times T^2 - 4,187 \times 10^{-9} \times T^3 \quad (5.35)$$

$$c_{p_{NO_2}} = 22,9 + 0,05715 \times T - 3,52 \times 10^{-5} \times T^2 + 7,87 \times 10^{-9} \times T^3 \quad (5.36)$$

$$c_{p_{H_2O}} = 32,24 + 0,001923 \times T + 1,055 \times 10^{-5} \times T^2 - 3,595 \times 10^{-9} \times T^3 \quad (5.37)$$

$$c_{p_{air}} = 28,11 + 0,001967 \times T + 4,802 \times 10^{-6} \times T^2 - 1,966 \times 10^{-9} \times T^3 \quad (5.38)$$

Herhangi bir gaz karışımı için özgül ısı, ilgili bileşenlerin tam konsantrasyon c_{pi} değerleri ile karışım oranları x_j kullanılarak aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$c_{pG}[kJ/kmolK] = \sum_{j=1}^6 (c_{pj} \times X_j) \quad (5.39)$$

Eş. 5.39 kullanılarak, Kangal linyitin yanmasıyla oluşan yaş yanma gazları için, özgül ısı değerleri hesaplanmıştır. İlgili x_j değerleri, Böl. 5.2.2'de verilmiştir. Kazanda ısıtma yüzeyleri boyunca yanma gazı sıcaklıklarının ve özgül ısılarının iterasyon yoluyla hesaplanmasında, EXCEL programı kullanılmıştır. Bu program, teorik yanma gazı sıcaklığının (Eş 5.30) hesaplanmasında uygulanmış, adiyabatik yanma odası ile ilgili sıcaklık ve özgül ısı değerleri hesaplanmış ve üç ayrı birimde aşağıda verilmiştir.

$$T_{YO} = 870 [^{\circ}C] \quad \text{ve} \quad c_{pG@T_{YO}} = 0,91 [kJ / Kg^{\circ}C]$$

Isıtma yüzeyleri giriş çıkışlarında yanma gazı sıcaklıklarının hesaplanması

Teorik yanma sıcaklığına sahip yanma gazı ısısından, buharlaştırıcı ısı yükü çıkarıldığında, geriye buharlaştırıcı çıkışındaki yanma gazı ısı yükü Q_{GY} kalır. Bu ise bilinen gaz debisi, özgül ısı ve bilinmeyen buharlaştırıcı çıkışındaki yanma gaz sıcaklığı çarpımına eşit olduğundan, buradan bilinmeyen yanma gaz sıcaklığı hesaplanır. Aynı yaklaşım diğer ısıtma yüzeyler için ayrı ayrı uygulanarak, en sonunda kazan çıkışındaki yanma veya duman gazı sıcaklığına, yani baca gazı sıcaklığına ulaşılır. Bu işlem uygun kazan enerji dengesi oluşturuluncaya kadar tekrarlanarak, gerçek kazan ısı verimini belirleyen baca gazı sıcaklığı bulunur. Bu enerji dengesi sonunda kazan baca gaz sıcaklığı, kazan verimi ve diğer tüm tasarım verileri elde edilerek, Kangal linyiti için uygun kazan siparişi yapılır.

Buharlaştırıcı çıkışında yanma gazı sıcaklığının hesaplanması

Yukarıda belirtildiği gibi yanma gaz tarafı enerji dengesinde, yanma odası çıkışındaki yanma gazı sıcaklığı $T_{GYoç}$ aşağıdaki gibi, MATLAB programında iteratif

olarak hesaplanır. Tüm ısıtma yüzeylerinde çevreye olan ısı kaybı dikkate alınmamıştır.

$$Q_{Buh} = \dot{V}_G \times c_{pG@YO} (T_{YO} - T_{YO\zeta}) \quad (5.40)$$

$$c_{pG@T_{Buh}} = 0,899 [kJ / Kg \text{ } ^\circ C] \quad T_{YO\zeta} = 750 [^\circ C]$$

Kızdırıcı çıkışındaki yanma gazı sıcaklığının hesaplanması

Aynı şekilde kızdırıcı çıkışındaki yanma gazı sıcaklığı ilgili gaz tarafı enerji dengesi eşitliğinden aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$Q_K = \dot{V}_G \times c_{pG@K} (T_{YO\zeta} - T_{Kg}) \quad (5.41)$$

$$c_{pG@K} = 0,87 [kJ / Kg \text{ } ^\circ C] \quad T_{Kg} = 588 [^\circ C]$$

Bu çalışmada kızdırıcının tek ısıtma yüzeyi paketten olduğu kabul edilmiştir. Gerçek santral uygulamasında ise enerji-işletme performansı optimizasyon nedeniyle kızdırıcı sistemi bir kaç pakete ayrılıp ardışık olmayan bir düzende kazan yanma gazı kanallarına konumlandırılır.

Ekonomizer çıkışındaki yanma gazı sıcaklığının hesaplanması

Kazan içi besleme suyu ön ısıtıcıda (EKO)'da gaz tarafı enerji denkleminde yanma gaz çıkış sıcaklığı aşağıda verildiği gibi 397° C olarak hesaplanmıştır.

$$Q_{EKO} = \dot{V}_G \times c_{pG@EKO} (T_{AK\zeta} - T_{EKO\zeta}) \quad (5.42)$$

$$c_{pG@EKO} = 0,84 [kJ / Kg \text{ } ^\circ C] \quad T_{EKO\zeta} = 397 [^\circ C]$$

EKO çıkışındaki yanma gazı sıcaklığının kararlı yanma için gerekli yakma havasının sıcaklığının 250°C dolayında ön ısıtılması için uygun konuma gelinceye kadar birçok iterasyon hesapları yapılmış sonunda $T_{\text{EKO,çıkış}} = 397^{\circ}\text{C}$ 'ye ulaşılmıştır. Burada iterasyona son verilerek, uygun işletme için gerekli hava ön ısıtıcı tasarımına geçirilmiştir.

Hava ön ısıtıcı çıkış (baca gaz) sıcaklığının hesaplanması

Daha önceki bölümlerde yanma hesaplarıyla tam santral yükü için gerekli yakma havası miktarı hesaplanmıştır, ayrıca uygun ve kararlı bir yanmanın sağlana bilmesi için yanma odasına verilen yakma havasının sıcaklığının gerektiği ifade edilmiştir. Yakma havasının kazan dairesinden alınarak 30°C 'a hava ön ısıtıcıya verildiği kabul edilmiştir. Buna göre HÖİ ısı yükünün aşağıdaki eşitlik uyarınca 4 MW olduğu hesaplanmıştır.

$$Q_{\text{HÖİ}} = \dot{V}_h \times c_{p_h} (T_{\text{ç}} - T_{\text{g}}) = 4 \text{ MW} \quad (5.43)$$

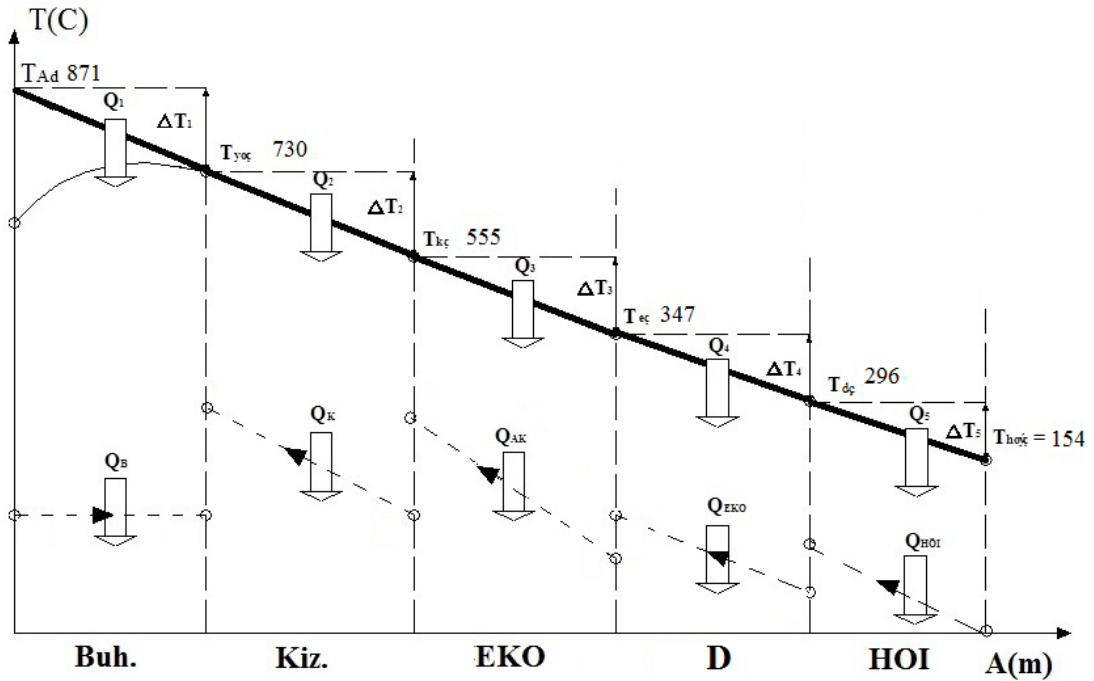
Gaz tarafı enerji denkleminde yanma gaz çıkış sıcaklığı aşağıdaki gibi hesaplanmıştır.

$$Q_{\text{HÖİ}} = \dot{V}_G \times c_{p_{G@HÖİ}} (T_{\text{EKO}_{\text{ç}}} - T_{\text{HÖİ}_{\text{g}}}) \quad (5.44)$$

$$c_{p_{G@HÖİ}} = 0,79 \text{ [kJ / Kg } ^{\circ}\text{C]}$$

$$T_{\text{HÖİ}_{\text{ç}}} = T_{\text{BG}} = 172 \text{ [} ^{\circ}\text{C]}$$

Bu sıcaklık yüksek kükürt içeren Kangal linyiti gibi düşük kaliteli kömürlerle çalışsan kazanlar için uygun bir baca gazı sıcaklığıdır. Böylelikle tüm kazan ısıtma yüzeyleri ısı transferi hesapları için gerekli yanma odasından bacaya kadar olan yanma gazı sıcaklık dağılımı hesaplanmış ve Şekil 5.4'de gösterilmiştir.



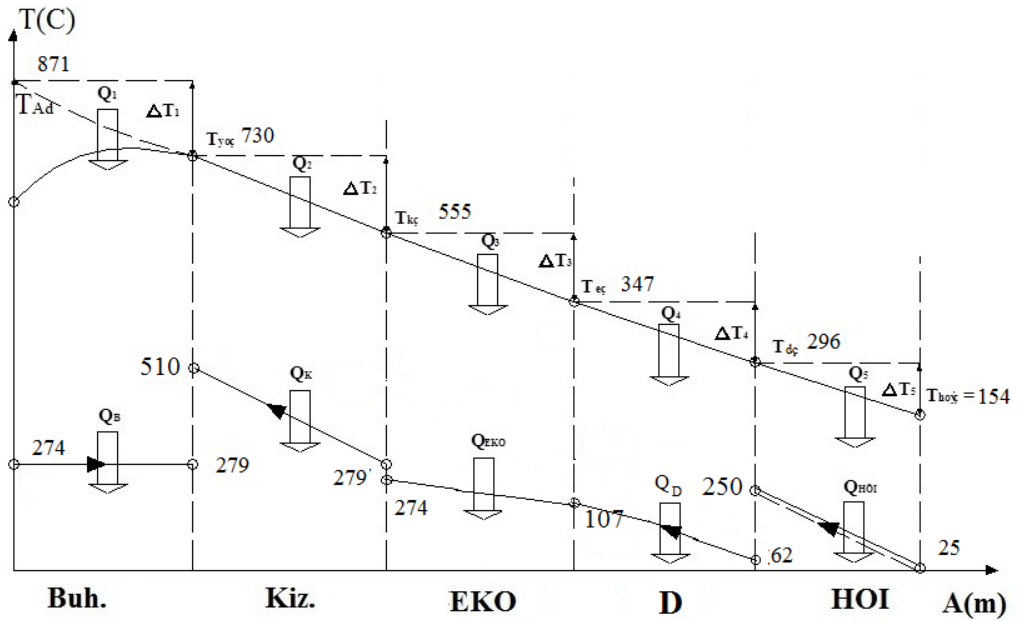
Şekil 5.4. Santral kazanında yanma gazı ile iş akışkanı arasındaki ısı aktarımını gösteren T-A diyagramı

5.3. Tasarımlanan Kabarcıklı Akışkan Yataklı Buhar Kazanının Genel Isı Transferi Eğrisinin Çıkarılması ve Yanma Odası Boyutları

5.3.1. Genel kazan ısı transferi eğrileri

Bölüm 5.2.1'e iş akışkanının (su/buhar), bölüm 5.2.2'e ise yanma gazlarının tüm ısıtma yüzeyi zinciri üzerindeki sıcaklık değişimleri hesaplanmış, ısı transferine hesaplarına esas olan genel kazan ısı transferi eğrileri, ısıtma yüzeyleriyle ilgili ısıtma yükleri Şekil 5.5'te verilmiştir.

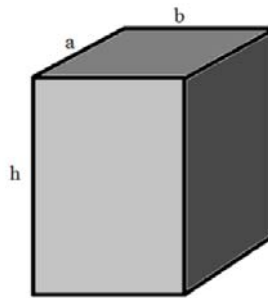
Tüm kazan ısı transferi eğrisinde görüldüğü gibi, kazan farklı yapıda, konumda ve ısıtma transferi özellikleri taşıyan 4 grup ısıtma yüzeyi sistemlerinden oluşmaktadır. Bunlar; buharlaştırıcı, kızdırıcı, Eko ve HÖİ'dir.



Şekil 5.5. Yanma gazı ile iş akışkanı arasındaki ısı aktarımını gösteren T-A diyagramı

5.3.2. Yanma odası boyutlarının belirlenmesi

Yanma odası boyutlandırılırken en önemli kriter, alevin yanma odasını kapladığı ve alev boyunun yanma odası enine eşit olduğu varsayımı olacaktır. Ayrıca en üst düzeyde ısı aktarımını gerçekleştirilebilmesi için köşesel brülör düzeni oluşan alev topunun yanma odasını tam doldurması amaçlanır. Bu nedenle yanma odası kesit alanının kare şeklinde olması gerekir. Tasarlanacak yanma odası için en etkin alev soğumasının sağlanacağı A_{YO}/V_{YO} oranının maksimum olacağı şekilde bir geometri belirlenmelidir [62-64];



Şekil 5.6. Yanma odası geometrisi

Buna göre:

$$\text{Yanma odası en ve boyu: } a \text{ [m]} = b \text{ [m]} \quad (5.45)$$

$$\text{Yanma odası kesit alanı: } A_{YO} \text{ [m}^2\text{]} = a \text{ [m]} \cdot b \text{ [m]} \quad (5.46)$$

$$\text{Yanma odası hacmi: } V_{YO} \text{ [m}^3\text{]} = A_{YO} \text{ [m}^2\text{]} \cdot H_{YO} \text{ [m]} \quad (5.47)$$

Görüldüğü gibi boyutlandırmanın gerçekleştirilebilmesi için a, b ve h boyutlarının hesaplanması gerekir. Bu verilerin tespiti için ise daha önceki benzer çalışmalardan veya sanayiden elde edilecek kesitsel (q_F [MW/m²]) ve hacimsel (q_V [MW/m³]) ısı yük değerlerinin (Çizelge 5.3 ve Çizelge 5.4) bilinmesi gerekmektedir [62-64].

Çizelge 5.3. Bazı kazan kapasiteleri için kesitsel ısı yük değerleri [MW/m²]

Kazan Kapasitesi (t/h)	Kesitsel Isıl Yük Değerleri İçin Üst Sınır Değerler		
	$T_{ky} < 1300 \text{ }^\circ\text{C}$	$T_{ky} = 1300 \text{ }^\circ\text{C}$	$T_{ky} > 1300 \text{ }^\circ\text{C}$
130	2,13	2,56	2,59
220	2,79	3,37	3,91
420	3,65	4,49	5,12
500	3,91	4,65	5,44
1000	4,42	5,12	6,16
1500	4,47	5,45	6,63

Bu Çizelgedeki T_{ky} , külün yumuşama sıcaklığını göstermektedir.

Çizelge 5.4. Bazı yakıt çeşitleri için hacimsel ısı yük değerleri [MW/m³]

Yakıt	Kuru Cürüflü Yanma Odası	Ergimiş Cürüflü Yanma Odası		
		Açık Yanma Odası	Yarı Açık Yanma Odası	Cüruf Havuzlu Yanma Odası
Antrasit	0,110 – 0,140	< 0,145	< 0,169	0,523 – 0,598
Yarı Antrasit	0,116 – 0,163	0,151 – 0,186	0,163 – 0,198	0,523 – 0,698
Taş Kömürü	0,140 – 0,200			
Fuel-Oil	0,230 – 0,350			

Linyit	0,090 – 0,150	< 0,186	< 0,198	0,523 – 0,640
Gaz Yakıt	0,350			

Bu Çizelgeleri referans alarak ve kullanılan paket program vasıtasıyla, kazan özelliklerine göre ısı kapasiteler aşağıdaki gibi belirlenmiş olur.

$$q_F = 2,81 \text{ [MW/m}^2\text{]} \quad q_V = 0,42 \text{ [MW/m}^3\text{]}$$

$$A_{YO} = Q_{YO} \text{ [MW]} / q_F \text{ [MW/m}^2\text{]} = 84,76 \text{ [m}^2\text{]} \quad (5.48)$$

$$V_{YO} = Q_{YO} \text{ [MW]} / q_V \text{ [MW/m}^3\text{]} = 76,87 \text{ [m}^3\text{]} \quad (5.49)$$

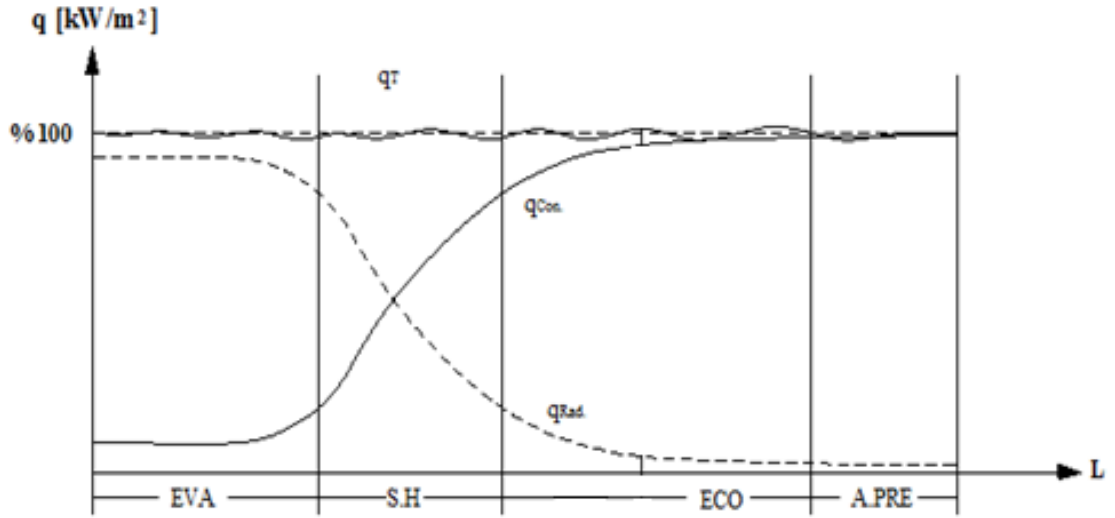
Bulunan bu değerler 5.45 ve 5.46 numaralı eşitliklerde yerlerine konulursa;

$$a = b = 3,34 \text{ [m]} \quad h = 7 \text{ [m]} \quad \text{olarak bulunur.}$$

Bulunan bu değerler uygulamadaki santral kazan yanma boyutlarıyla uyum içinde olduğu görülmüştür.

5.4. Akışkan Yataklı Buhar Kazanı Isıtma Yüzeylerinin Boyutlandırılması

Isı aktarımı ve boyutlandırma hesaplarının temelini ısı aktarım katsayıları hesaplanması oluşturur. İş akışkanına bir ısı aktarımı söz konusu ise, o akışkana ne şekilde bir ısı aktarımı (ışınım, taşınım, iletim, karmaşık) yapıldığının belirlenmesi ve bütün bu aktarım çeşitlerinin tek bir ortak katsayıda (U) toplanabilmesi gerekmektedir. Her bir ısı değiştirgecinde etkili olan ısı aktarımları, Şekil 5.7'de açıkça görülmektedir.



Şekil 5.7. Isı değiştirgeçlerinde ışınım ve taşınım ile ısı aktarımının toplam ısı aktarımındaki payları

Görüldüğü üzere yanmanın gerçekleştiği ve yanma gazının en yüksek sıcaklığının görüldüğü buharlaştırıcıda ışınım ile ısı aktarımının etkisi çok fazla iken, kızdırıcıda iki çeşit aktarımdan da söz etmek mümkün olacaktır. Diğer ısı değiştirgeçlerinde ise artık büyük oranda zorlanmış taşınım görülmektedir.

Elektrikte voltaj farkı ΔU 'da elektrik akımı, küttelede basınç farkı ΔP 'de kütle akımı oluşumuna benzer biçimde sıcaklık farkı ΔT 'de A kesitli ısıl direnç R_t üzerinden Q ısı akar. Elektrik ve ısı akımı ile ilgili, akışları oluşturan potansiyeller (ΔU_{el} , ΔT_t), akışlar (I_{el} , q_t) ve dirençler (R_{el} , R_t) arasındaki ilişkiler aşağıdaki gibi yazılabilir:

$$\Delta U_{el} = I_{el} \cdot R_{el} \quad (5.50)$$

$$\Delta T_t = q_t \cdot R_t \quad (5.51)$$

Böylelikle kavraması çok zor olan ısı transferi süreçleri ve akımları, kavraması çok daha kolay olan elektrik akımı ve devreleri biçiminde ele alınıp kolayca anlaşılabilir ve hesaplanabilir hale gelebilir.

Herhangi bir kazan ısıtma yüzeyinde diğer bir deyişle bir ısı değiştiricinin boyutlandırılması için aşağıdaki elektrik yaklaşım ile ilgili eşitlikler kullanılabilir.

$$Q = AU \cdot \Delta T_m \Rightarrow \Delta T_m = Q / AU \Rightarrow \Delta T_m = q/U \Rightarrow \Delta T_m = q \cdot R_t \Rightarrow R_t = 1/U \quad (5.52)$$

Burada $1/U$, ısı transferi sürecinde toplam ısıl direnci gösterir ve gaz tarafı R_G , iletim direnci R_K ve iş akışkanı tarafı ısıl direnci R_{ia} toplamında oluşur. Isıtma yüzeyi toplam ısıl direnci (R_t) aşağıdaki gibi yazılabilir;

$$R_t = R_G + R_K + R_i \quad (5.53)$$

Isıtma yüzeyleri toplam ısı transferi katsayısı U ; h_g , boru dışı gaz tarafı ısı transferi katsayısını, h_{ia} , boru içi iş akışkanı tarafı film katsayısını ve $\sum \frac{s}{k}$ ısıtma yüzeyi katman sayısını ve iletkenliğini belirlemek üzere, aşağıdaki gibi çeşitli ısıl dirençler biçiminde ifade edilebilir.

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_g} + \sum \frac{s}{k} + \frac{1}{h_i}} = \frac{1}{R_G + R_K + R_i} \quad (5.54)$$

Kazan ısı transfer hesaplarında çoğu kez $h_g \ll \ll \sum \frac{s}{k} \ll h_{ia}$ ve buna bağlı olarak

$R_G \gg \gg R_K \gg R_i$ olduğundan, $R_i \approx R_K \approx 0$ ve buradan $U \approx h_g$ yazılabilir. İş akışkanı ve gaz tarafı ısı geçiş sayıları h_i ve h_g çeşitli türlerden olabilir, her bir ısıtma yüzeyi ve ısı geçiş türleri için ayrı ayrı hesaplanması gerekir. Kazan ısıtma yüzeylerinin boyutlandırılmasına esas olan su/buhar ve gaz tarafı ısı geçiş sayıları h 'nın hesaplanmasında kullanılan denklemlerde, içinden soğuk akışkan olarak iş akışkanın (su/buhar), dışından ise sıcak akışkan yanma gazlarının geçtiği boru modeli alınmıştır. Bu modeller yardım ile ısı aktarım katsayıları h , boyutsuz parametreler (Re , Pr , Nu vb.) biçiminde ifade edilmiştir.

Kazan ısıtma yüzeyleri ise düz bir boru olmayıp dallı budaklı karmaşık akış ve yapılı boru demetlerinden oluşmaktadır. Bu nedenle karmaşık yapıdaki kazan ısıtma yüzeylerinde ısı transferini, düz boru modeli yaklaşım ile hesaplanabilir hale getirilebilmesi için, söz konusu ısıtma yüzeylerinde yıllardır yapılan deneysel çalışmalar kullanılarak boyutsuz benzeşim ve ölçeklendirme çalışmalar sonunda, amaç doğrultusunda yararlanabilecek çeşitli boyutsuz parametreler denklemleri türetilmiş veya sonuçları doğrudan tablolar biçimde belirlenmiş [65].

Isı değiştirgeçlerinin ısıtma yüzeylerinin hesabı yapılırken, öncelikle ısı değiştiricilerden geçecek gazın ve iş akışkanının sıcaklıklarının (Şekil 5.3) ve hızlarının belirlenmesi gerekmektedir. Bu çalışmada ısı aktarım katsayısının belirlenmesinde kullanılacak baca gazı ve iş akışkanı hızları Çizelge 5.5'te verilmiştir.

Çizelge 5.5. Uygulamada kullanılan baca gazı ve iş akışkanı hız değerleri [29]

Isı Değiştirgeci	Baca Gazı Hızı (m/s)	İş Akışkanı Hızı (m/s)
Buharlaştırıcı	5-20	5-10
Kızdırıcı	15-25	10-25
Ara Kızdırıcı	15-25	10-25
Ekonomizer	10-25	0,75-2

5.4.1. Buharlaştırıcı için ısıtma yüzeyinin boyutlandırılması

Buharlaştırıcı boyutlandırılmasında kullanılan, ısı transferi denklemi, Eş. 5.55 uyarınca aşağıdaki gibidir:

$$Q_{Buh} [MW] = A_{Buh} \cdot U_{Buh} \cdot (\Delta T_m)_{Buh} \quad (5.55)$$

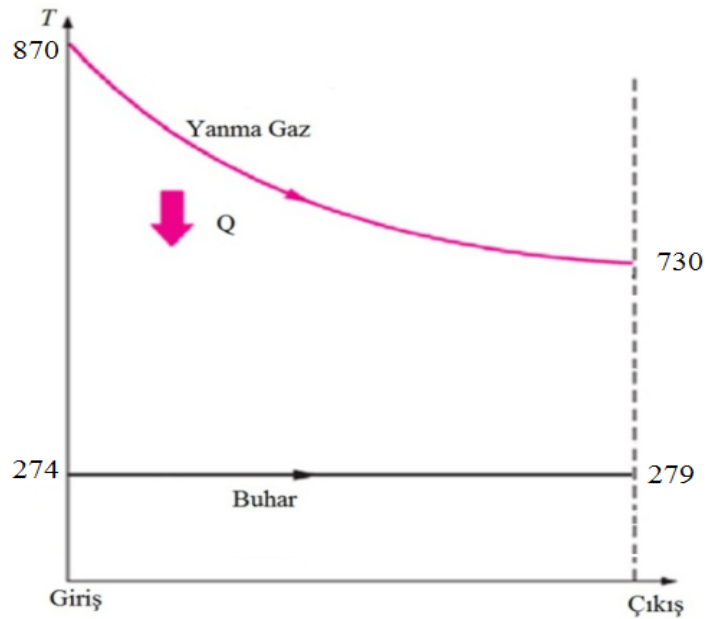
Toplam ısı transferi katsayısı ise eşitlik 5.56 uyarınca aşağıdaki biçimi alır

$$U_{Buh} [W/m^2 \cdot C] = \frac{1}{\frac{1}{h_{GR}} + \frac{1}{h_{GK}} + \sum \frac{s}{k} + \frac{1}{h_i}} \quad (5.56)$$

Eş. 5.56'da görüldüğü gibi iş akışkanı tarafında buharlaşma ısı transferi türü, gaz tarafında ise konveksiyon ve radyasyon türleri oluşmaktadır. Buharlaştırıcı ısı transferi alanı, A_{buh} 'nın hesaplanması için önce ΔT_m , ardından buhar ve gaz tarafı ısı aktarım katsayıları hesaplanmıştır.

Logaritmik sıcaklık farklarının belirlenmesi

Kazan genel ısı transfer eğrisinde (Şekil 5.5) elde edilen buharlaştırıcı ısı transferi Şekil 5.8'de verilmiştir.



Şekil 5.8. Buharlaştırıcıdaki sıcaklık farkları

Şekil 5.8'de görüldüğü gibi ısıtma yüzeyi boyunca sıcak akışkandan soğuma olan ısı transferi miktarına gösteren sıcaklık farkı değişmektedir. Tüm yüzey üzerindeki toplam ısı transferini hesaplamak için genel ısı transferin denkleminin entegralinin alınması gerekir veya bu sıcaklık farkına eş değer tüm yüzey üzerine sabit bir sıcaklık farkı doğrudan kullanılabilir. Bu sabit sıcaklık farkı, ΔT_m (logaritmik

sıcaklık farkı), ısıtma yüzeyi giriş ve çıkışındaki sıcaklık farkları ΔT_1 ve ΔT_2 değerleri kullanılarak aşağıdaki gibi hesaplanabilir. Bu eşitlik literatürde logaritmik sıcaklık farkı veya LMTD olarak isimlendirilir.

$$\Delta T_m [^{\circ}\text{C}] = \Delta T_{lm} [^{\circ}\text{C}] = (\Delta T_1 - \Delta T_2) / \ln(\Delta T_1 / \Delta T_2) \quad (5.57)$$

Bu eşitlik paralel ekseninde akış gösteren doğru ve ters akışlı ısı değiştirgeçleri için geçerlidir. Sıcak ve soğuk akışkanların, eksenlerinin paralel olmadığı, çapraz akışlı vb. karmaşık akışlı ısı değiştirgeçlerde (örn. kabuk-boru) ısıtma yüzeylerinde, gerçek lm paralel, akım için geliştirilen ΔT_{lm} ile sistem yapısı ve akış özelliklerine göre deneysel olarak belirlenen, literatürde verilen, bir düzeltme faktörü F ile çarpılarak bulunur [9].

$$\Delta T_m [^{\circ}\text{C}] = \Delta T_{lm} \cdot F \quad (5.58)$$

F düzeltme faktörü ile ilgili yaklaşık eşitlikler literatürden elde edilebilir[38, 65] ΔT_m eşitliği buharlaştırıcıya uygulanarak aşağıdaki sonuç elde edilmiştir.

$$(\Delta T_m)_{Buh} = \frac{(T_{G,g} - T_{S,g}) - (T_{G,\varphi} - T_{S,\varphi})}{\ln \frac{T_{G,g} - T_{S,g}}{T_{G,\varphi} - T_{S,\varphi}}} = 533 [^{\circ}\text{C}] \quad (5.59)$$

Gaz tarafının ısı aktarım katsayısının (h_G) bulunması

Yanma odası su duvarı (water wall) diye isimlendirilen yanma odası yüksekliğindeki buharlaştırıcı boruların yan yana kaynaklanmasıyla oluşturulan, ve kazana monte edilen panel düzlemlerden oluşur. Yanma odası 4 tane panelin birleştirilmesinden oluşan dikdörtgen prizma biçimindeki bir hacimdir. Yanma odası atlarına çeşitli düzlemler konumunda yerleştirilen kömür brülörlerinden verilen öğütülmüş linyit ve hava tutuşur ve yanarak oluşan yanma gazları yukarı doğru su duvarlarını yalayarak yükselir, ısınıp buharlaştırıcı boru içerisinde önceden doyma sıcaklığı noktasına getirilmiş besleme suyunun buharlaştırılması için iş akışkanına verir. Kazan doğal dolaşım olduğu için, buharlaştırıcıdaki iş akışkanı hızı kızdırıcı ve ara kızdırıcıya

göre çok daha düşüktür. Isı transfer mekanizması su duvarı içinde bulunan boru içinde yukarı doğru akan doymuş suyun, iç panel yüzeyinden aynı yönde yukarı doğru akan sıcak yanma gazları ile buharlaşmasını tanımlar. Bir dikey düzlemde paralel akışlı doymuş su/yanma gazı ısı transferi yöntemi hesaplamaya esas alınır. Boru içinde dik yönde akan doymuş suyun çok karmaşık habbecik/film buharlaşma süreçlerinde oluşan, boru boyunca (burada 7 m) ortalama buharlaşma ısı transfer katsayısının belirlenmesi ancak deneylerle elde edilen amperik denklemler yoluyla yaklaşık olarak hesaplanabilir. Yanma odası sıcaklığı 870 °C olması, yanma gazları ışıma yapan 3 atomlu gazlar (CO₂, H₂O) ve kok, kül kurum ve benzeri partiküller içermekte olup, ancak konveksiyon ısı transferi, radyasyon ısı transferine göre çok daha etkindir.

Isı ışıma film katsayısını (h_{GR}) hesaplanması:

Işımanın genel ısı transfer eşitliği aşağıda verilmiştir;

$$h_{GR} \text{ [W/m}^2\text{ }^\circ\text{C]} = \frac{\varphi\sigma\varepsilon(T_{\text{Buh/G}}^4 - T_Y^4)}{(T_{\text{Buh/G}} - T_Y)} \quad (5.60)$$

Burada, φ ; ışıma yapan yüzeylerin birbirine karşı konumunu belirleyen ışıma faktörünü (dikdörtgen prizma yanma odası biçimi için $\varphi=0,9$ [15] alınmıştır), σ ; Stefan-Boltzman sabitini ($5,67 \times 10^{-8}$ [W/m²K⁴]), ε ; yüzeysel ışıma yayılma özelliğini (emmisivity) tanımlar [38]. Bileşkesel emisivitesi ε aşağıdaki gibi ifade edilebilir:

$$\varepsilon = \frac{1}{\frac{1}{\varepsilon_G} + \frac{1}{\varepsilon_Y} - 1} \quad (5.61)$$

Burada, ε_G ; yanma gazını içerdiği ışıma özellikli gaz (CO₂, H₂O, CO, NH₃, C_mH_n) emisivitesini ve ε_Y ; ısıtma yüzeyinin yüzey emisivitesini göstermektedir (su boruları için $\varepsilon_Y=0,38$ [20]). Bu çalışmada sadece CO₂ ve H₂O ışıma yapan gazlar

dikkate alınmıştır. Bu değerler, kaynak sağlanmıştır [65]. Gazlar için bileşkesel toplam ışıınım katsayısı, aşağıdaki eşitlik kullanılarak belirlenmektedir [65]:

$$\varepsilon_G = \varepsilon_{CO_2} + \varepsilon_{H_2O} - \Delta\varepsilon \quad (5.62)$$

Burada ε_{CO_2} ve ε_{H_2O} emisiviteleri ilgili gazların kısmi basınçları, sıcaklıkları ve eşdeğer tabaka kalınlığına (s_{ed}) bağlı olarak ilgili tablolardan hesaplanabilir [65].

Teorik yoldan, gazın kendi ışıınımını yutması önemsiz olduğundan eşdeğer tabaka kalınlığı (s_{ed}) yaklaşık olarak aşağıdaki gibi ifade edilebilir:

$$s_{ed} [m] = 0,9 \frac{4V}{A} \quad (5.63)$$

Burada V, alevin yanma odasını tamamen doldurduğu varsayımından hareketle yanma odası hacmini, A ise dikdörtgenler prizması şeklindeki yanma odasının toplam yüzey alanını oranını ifade etmektedir. $\Delta\varepsilon$ ise iki gazın birbirlerinin ışıınımını kısmen yutmalarından kaynaklanan bir zayıflamayı ifade eden bir terimdir ve yaklaşık olarak kaynak [20]'in Kc bölümünden elde edilebilir. Bir gaz karışımı içindeki bileşenlerinin yayıcılığı ve emiciliği onun yoğunluğuna bağlıdır ve diğer taraftan bu yoğunluk da gazın sıcaklığının ve kısmi basıncının fonksiyonudur. Buna göre kaynak [65]'de verilen tablolardan ε_{CO_2} ve ε_{H_2O} değerlerinin elde edilebilmesi için ilgili gazlarının kısmi basınçlarının aşağıdaki gibi önceden hesaplanması gerekir.

$$P_{CO_2} = \frac{V_{CO_2}}{V_G} P_{Yo} = \frac{0,3684}{2,908} \times 1bar = 0,127 [bar] \quad (5.64)$$

$$P_{H_2O} = \frac{V_{H_2O}}{V_G} P_{Yo} = \frac{0,8204}{2,908} \times 1bar = 0,282 [bar] \quad (5.65)$$

$$s_{ed} = 0,9 \frac{4V}{A} = 0,9 \frac{4(12 \times 12 \times 30)}{((2 \times 12 \times 12) + (4 \times 12 \times 30))} \approx 9 \text{ [m]} \quad (5.66)$$

$$P_{CO_2} \cdot s_{ed} = 0,127 \cdot 9 = 1,143 \text{ [bar m]} \quad (5.67)$$

$$P_{H_2O} \cdot s_{ed} = 0,282 \cdot 9 = 2,538 \text{ [bar m]} \quad (5.68)$$

Bu çalışmada yanma odası basıncı atmosfer basıncında olup 1 bar ve ortalama gaz sıcaklığı 870 °C alınmıştır. Böylelikle elde edilen verileri kullanılarak bulunan bireysel emisivite, zayıflama faktörü, bileşkesel emisivite ve toplam yüzey emisivite aşağıda verilmiştir.

$$\varepsilon_{CO_2} = 2 \quad \varepsilon_{H_2O} = 3,6 \quad \Delta\varepsilon = 0,06 \quad \varepsilon_G = 5,54 \quad \varepsilon = 0,55$$

Yukarıdaki emisivite verileri kullanılarak toplam ısı ışıyım film katsayısı aşağıdaki gibi bulunmuştur:

$$h_{GR} = \frac{\varphi \sigma \varepsilon (T_{Buh,G}^4 - T_Y^4)}{(T_{Buh,G} - T_Y)} = 117 \text{ [W / m}^2 \text{ °C]}$$

Kül ve kömür partiküllerinden kaynaklanan, partiküsel ışıma etkisi, ısıtma yüzeylerin boyutlandırılmasında dikkate alınmamıştır.

Isı taşınım film katsayısını (h_{GK}) hesaplanması

h_{GK} değeri ise yanma gaz tarafının ısı transfer katsayısıdır. Bu katsayı değerinin analitik olarak hesaplanması son derece karmaşık ve zor olduğu için, uygulamalarda deneysel çalışmalar sonucu belirlenmiş boyutsuz Nusselt (Nu), Reynolds (Re) ve Prandtl (Pr) sayılarına bağlı olarak film katsayısını veren ifadeler kullanılmaktadır.

Nusselt sayısı (Nu): Akışkanın ısıyla ilgili bir ısıtma yüzeyindeki taşınım-iletimsel oranı (davranışı) belirler ve akışkanın iletim katsayısı k , akışım olduğu boru çapı D ve ısı transfer film katsayısı h 'ya bağlı olarak aşağıdaki gibi hesaplanır:

$$Nu = \frac{hD}{k} \quad (5.69)$$

Reynolds sayısı (Re): Akışla ilgili atalet-sürtünme kuvveti oranını tanımlar ve akışkanın ortalama hızı V , kinematik viskozitesi ν ve akışkanın aktığı borunun uzunluğu yardımı ile aşağıdaki gibi hesaplanır:

$$Re = \frac{Vl}{\nu} \quad (5.70)$$

Prandtl sayısı (Pr): Akışkanın maddesel özelliğini tanımlar ve akışkanın özgül ısı C_p , dinamik viskozite (μ) ve ısı iletim katsayısı k 'ya bağlı olarak aşağıdaki gibi hesaplanır:

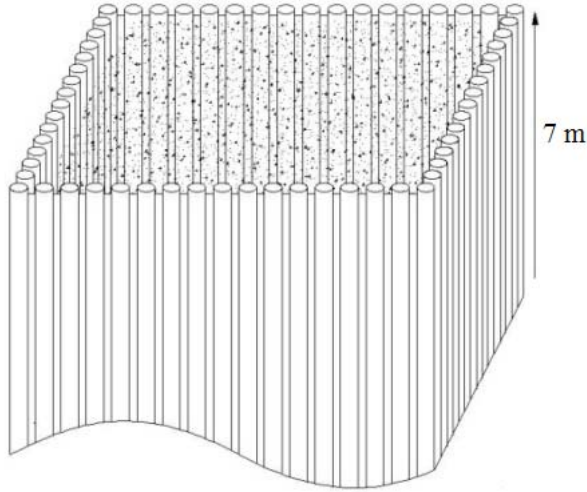
$$Pr = \frac{\mu \times C_p}{k} \quad (5.71)$$

Gaz tarafının yukarıda verilen ve ısı taşınım film katsayısının belirlenmesinde kullanılan yukarıdaki boyutsuz sayıların hesaplanabilmesi için, yanma hesaplarıyla elde edilen yanma gazı bileşenlerinin hacimsel (molar) oranlarının önceden bilinmesi gerekir. Tek bileşen suya kıyasla yanma gazlarıyla ilgili ısıtma yüzeylerinin ortalama yanma gazı sıcaklıklarına bağlı boyutsuz parametrelerinin hesaplanması çok karmaşık ve zordur. Yanma gazı bileşenleri biliniyor ise, ilgili yanma gazı özellikleri (ρ , μ , C_p ve k) literatürde verilen paket programlar kullanılarak kolayca elde edilebilir [66]. Bu veriler kullanılarak, paralel konumdaki boru düzenli buharlaştırıcı ısıtma yüzeyinde yanma gazı boyutsuz parametreleri aşağıdaki gibi hesaplanmıştır:

$$Re = \frac{Vl}{\nu} = 1762413$$

$$Pr = \frac{\mu \times C_p}{k} = 1,310$$

Burada; V_G , 9 m/s ve l ise 6 m alınmıştır. Buharlaştırıcı boru düzeni ve bunlarla ilgili boru düzeni parametreleri D_i , D_o , ve l ile ilgili açıklamalar, verileri ve ilişkiler aşağıda gösterilmiştir (Şekil 5.9):



Şekil 5.9. Kazanın yanma odasına su duvarları olarak konumlanan boru plakaları ($D_i = 0.05$ [m], $D_o = 0.054$ [m], $l = 7$ [m])

Nusselt sayısını ise Wärmeratlas [65] kitabındaki Gd 5 tablosu kullanılarak hesaplamak mümkündür:

$$Nu_{l,0} = 2700$$

Aynı şekilde boru dışı yaklaşık sıcaklığı içinde ($T_{Buh,D} = 764$ K), Wärmeratlasdaki

tabloları kullanabilmek için $\frac{Pr}{Pr_w}$ sayısının hesaplanması gerekir:

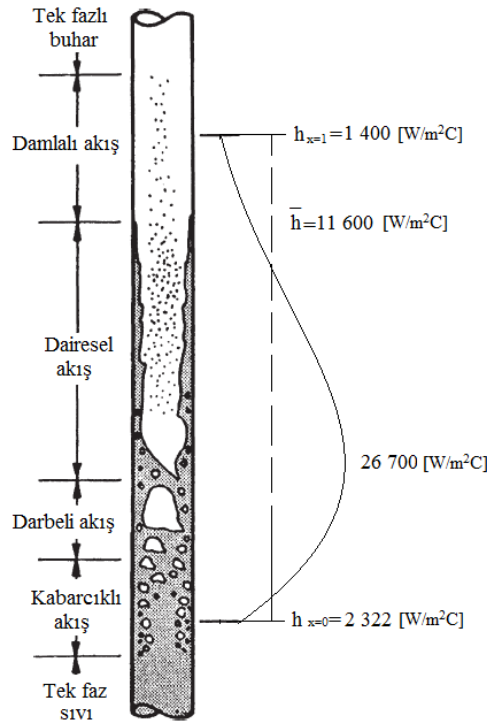
$$Nu_l = Nu_{l,0} \cdot \left(\frac{Pr}{Pr_w} \right)^{0,25} = 2711 \quad (5.72)$$

Bu bilgilerden faydalanılarak h_{KG} değeri aşağıdaki gibi bulunabilir.

$$h_{KG} = \frac{kNu_l}{l} = 11.1 \text{ [W/m}^2\text{°C]}$$

Buhar tarafının ısı aktarım katsayısının (h_i) bulunması

İş akışkanı buharlaştırıcıya doymuş su olarak girdiğini ve her bir dolaşımında bir bölüm suyun doymuş buhar olarak çıktığını, buharlaşmayan doymuş suyun soğuk düşme borusu üzerinden yeniden buharlaştırıcı girişine gönderildiği kabul edilmiştir. Buharlaşma oranı, buharlaştırıcı dolaşım sayısı vb. birçok tasarım ve işletme parametrelerine bağlıdır. Buharlaştırıcı borusu boyunca (6 m) su yavaş yavaş buharlaşarak çeşitli buharlaşma mekanizmalarından (habbecikli, film vb. buharlaşma türleri) geçer ve buharlaştırıcı boyunca ısı direnç değişir. Habbecikli buharlaşma özelliğine göre ısı direnç gedikçe azalır, belli bir noktada minimum değere ulaşır (maksimum ısı transferi) ardından yavaş yavaş film türü buharlaşma mekanizması oluşarak, boru yüzeyi-su arasında, ısı transferi direncinin yüksek olduğu sürekli bir buhar tabakası yer alır ve ısı transferi katsayısı minimuma düşer. Buharlaştırıcı boyutlandırılmasında yaklaşık doyma sıcaklığında giren suyun, belli bir buharlaşma oranında ayırım deposuna (dram veya dom) girer. Doymuş su doğrudan düşme borusuna giderken, doymuş buhar bölümünün içerdiği su damlacıkları drum içine konumlanan separatörlerle tutularak, kızdırıcıya gitmesi önlenir. Aksi takdirde bu tanecikler, kızdırıcı yüzeyinde ani buharlaşma ile ısı şokları ve malzeme ısı yorulmasına neden olur.



Şekil 5.10. Buharlaştırıcı borusu boyunca, buharlaşma ısı transferi katsayısının değişimi

Şekil 5.10'da bir dikey buharlaştırıcı borusu boyunca, buharlaşma ısı transferi katsayısının değişimi ve boru üzerinde, ısıtma yüzeyinin boyutlandırılmasında kullanılan ortalama ısı transferi katsayısı kesitli olarak gösterilmiştir. Söz konusu ortalama ısı transferi katsayısının hesaplanmasına yönelik literatürde çeşitli çok karmaşık ve deneysel olarak elde edilen eşitlikler verilmiştir [38,63]. Bu çalışmada kaynak [67]'de verilen ve uygulamada görülen ortalama ısı transfer katsayısı değeri alınmıştır.

$$\bar{h}_i = 11600 [W/m^2 \cdot C]$$

Toplam ısı aktarım katsayısını (U_{Buh}) hesaplanması

Böylelikle buharlaştırıcı toplam ısı aktarım katsayısının belirlenmesi için gerekli değerler elde edilmiş olur ve U_{Buh} ifadesi aşağıdaki şekilde bulunabilir.

$$U_{\text{Buh}} = \frac{1}{\frac{1}{h_{GR}} + \frac{1}{h_{GK}} + \sum \frac{s}{k} + \frac{1}{h_i}} = \frac{1}{R_G + R_K + R_i} = 14,06 [W / m^2 \cdot ^\circ C]$$

Buradan görüldüğü gibi buharlaştırıcılarda toplam ısı transferi katsayısı gaz tarafı ısı geçiş direnci yani gaz tarafı ısı geçiş katsayısı tarafından belirlenmektedir. Bu nedenle özellikle buharlaştırıcılarda, buharlaşma ısı geçiş katsayısı hesabındaki hata ve belirsizliklerin boyutlandırmaya etkisi %1'in çok altındadır. Buharlaştırıcı yüzeylerinin boyutlandırılmasının sadece gaz tarafı ısı geçiş sayısı dikkate alınarak kolayca yapılabilir ve böylelikle boyutlandırılma hesapları oldukça basitleştirilmiş olur.

Su tarafı ısı direnci ve boru duvarı ısı direnci, kazan işletmesi, enerji verimliliği ve işletme emniyeti yönünden önemlidir. Su tarafı boru kireçleşmesi (kışır) ve gaz tarafı kül kurum vb. yanma ürününler birikimleri boru ısı direncini artırarak, boru patlamalarına (burn out) ve ısı transferi engellenerek kazan veriminin düşmesine neden olur.

Isı aktarımı yüzey alanlarının ve boru boylarının belirlenmesi

Kazan içindeki ısı değiştirgeçlerinin ısı aktarım yüzey alanları, aşağıdaki gibi elde edilir.

$$A [m^2] = \frac{Q}{U \cdot \Delta T_m} \quad (5.73)$$

Buharlaştırıcıdaki Isı Aktarımı Yüzey Alanlarının ve Boru Boylarının Belirlenmesi

$$A_{\text{Buh}} = \frac{Q_{\text{Buh}}}{U_{\text{Buh}} \cdot \Delta T_{m / \text{Buh}}} = 32,48 [m^2]$$

5.4.2. Kızdırıcı için ısıtma yüzeyinin boyutlandırılması

Kızdırıcıda da aynen buharlaştırıcıda olduğu gibi yanma gazı tarafında ısı aktarımı hem ışımaya ve hem de taşınım ile yapılmaktadır. Kazan içinde kızdırıcının konum bölgesi Şekil 5.5’de verilmiştir. Bu bölgede yanma gaz sıcaklığı 730 – 555 °C, buhar sıcaklığı ise 279-510 °C arasında değişmektedir. Kızdırıcı ısıtma yüzeyleri; ters çapraz akış düzeninde boru demetleri biçiminde, yanma gazı sıcaklıkları ile boru içi iş akışkan sıcaklığı arasındaki alanların en aza indirilmesi (ısı transferi ekserji kayıplarının azaltılması) amacı ile, konveksiyon ısıtma yüzeyleri (kızdırıcı ve EKO) çeşitli paket bölümlere ayrılarak, yanma gazları (duman gazları) kanallarının içine uygun biçimde konumlanır. Bu çalışmada kızdırıcı yüzeyini tek boru paketten oluştuğu kabul edilmiştir. Bu nedenle ısı transfer ekserji kayıplarının doğal olarak daha yüksek çıkması beklenmektedir. Yanma gazı sıcaklıkları gaz ve partikül radyasyonlarının oluştuğu yüksek sıcaklıklarında bulunduğu için, gaz tarafı ısı transferi hesaplarında radyasyonun etkisi dikkate alınmıştır.

Isıtma yüzeyleri ısı yüklerinin kazan boyunca ola bildiğince sabit tutulması için Şekil 5.7 radyasyondaki azalmaya oranla konveksiyon ısı transferi artırılması gerekir. Bu ise ancak yanma gazı ve buhar hızlarının artırılması ile sağlanabilir. Bunun için yanma odası çıkışından bacaya kadar yanma gazı kanalları kademeli olarak daraltılır.

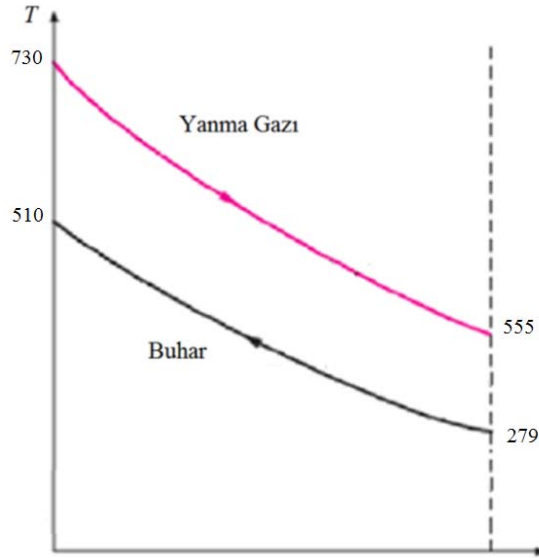
Kızdırıcı boru çapları ise düşürülür. Bu çalışmada kızdırıcı *boru çapı* (D_0) 38,1 [mm] ve ΔT_m için düzeltme faktörü, $F=1$ alınmıştır. *Yanma gazı ve buhar hızları* 12 [m/s] alınmıştır.

$$Q_K [\text{MW}] = U_K \cdot A_K \cdot (\Delta T_m)_K \quad (5.74)$$

$$U_K [\text{W/m}^2 \cdot \text{C}] = \frac{1}{\frac{1}{h_{KG}} + \frac{1}{h_{RG}} + \frac{s}{k} + \frac{1}{h_i}} = \frac{1}{R_G + R_K + R_i} \quad (5.75)$$

Kızdırıcı ile ilgili yukarıdaki ortalama sıcaklık ve dirençler ayrı ayrı hesaplanarak ilgili ısıtma alan yüzeyi hesaplanır.

Logaritmik sıcaklık farklarının belirlenmesi

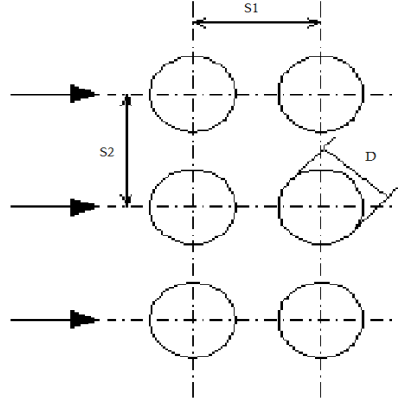


Şekil 5.11. Kızdırıcıdaki sıcaklık farkları

$$(\Delta T_m)_K = \frac{(T_{G/g} - T_{S/g}) - (T_{G/\zeta} - T_{S/\zeta})}{\ln \frac{T_{G/g} - T_{S/g}}{T_{G/\zeta} - T_{S/\zeta}}} F = 402,5 \text{ [}^\circ\text{C]} \text{ burada } F=1 \text{ alınmıştır.}$$

Boru demeti yanma gazı tarafı ısı aktarım katsayısının (h_G) hesaplanması

Kızdırıcı paketlerinde, gaz tarafı ısı transferi hesaplanmasında esas olan; boru düzeni ve ilgili boyutlar Şekil 5.12’de verilmiştir.



Şekil 5.12. Kızdırıcı boru demeti ve boru konumlama düzeni ($D_i = 0.0339$ [m],
 $D_o = 0.038$ [m], ve $l = 0.02$ [m])

Yanma gazı tarafında ısı transferi konveksiyon ve ışıma olmak üzere iki türden oluşur, bunlar aşağıda ayrı ayrı hesaplanmıştır.

Kızdırıcı dış yüzeyi ışıma film katsayısını (h_{GR}) hesaplanması

Duman kanalına konumlanan kızdırıcı demetinin dış yüzeylerine olan ışıma film katsayısı aynen (h_{dr}) buharlaştırıcıda olduğu gibi burada da, boru demetinde yanma gazı ve boru yüzeyleri arasındaki gaz radyasyonuna esas olan, gaz ve boru yüzeyi emisivitelerinden hesaplanan bileşkesel emisivitenin sağlanması ile hesaplanabilir.

Duman kanalları boyunca kazana hava sızması olmadığı varsayılarak, yanma odasında olduğu gibi burada da ilgili ışıma gazları kısmi basınçları aynıdır. İlgili gazların kızdırıcı bölümündeki kısmi basınçları ile kızdırıcı boru demetiyle ilgili yanma gazı eşdeğer ışıma tabaka kalınlığı s_{ed} bilinmesi gerekir (Eş. 5.63). Boru demetleri gibi karmaşık geometrilerde ise; karakteristik uzunluk S (boru demetinde borular arası en kısa mesafe) ve eşdeğerlik faktörü δ yardımıyla aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$s_{ed} = S\delta \text{ [m]} \quad (5.76)$$

Şaşırtmasız boru düzenli ısıtma yüzeyleri demetleri için kaynak [65] bölüm Kc3 tablo 12'den δ değeri 3,5 alınmıştır ve $s_{ed} = S\delta = 3,5 \cdot 0,066 = 0,231$ bulunmuştur.

Böylece:

$$P_{CO_2} \cdot S_{ed} = 0,127 \cdot 0,231 = 0,03 \text{ [bar m]} \quad P_{su} \cdot S_{ed} = 0,282 \cdot 0,231 = 0,06 \text{ [bar m]}$$

Ve $T_{kızdırıcı,g} = 730 \text{ [}^\circ\text{C]} = 1003,15 \text{ K}$ ortalama yanma gaz sıcaklığı değerleri kullanılarak ilgili diyagramlardan gaz emisivite ve emisivite düzeltme faktörü aşağıdaki gibi bulunmuştur.

$$\varepsilon_{CO_2} = 0,78 \quad \varepsilon_{H_2O} = 0,93 \quad \Delta\varepsilon = 0,06$$

Ardından $\varepsilon_G = 1,65$ hesaplanmıştır. ε_G ve ε_Y ($\varepsilon_Y = 0,377$) Eş. 5.61'e konularak bileşkesel kızdırıcı emisivitesi $\varepsilon = 0,44$ bulunmuştur. Yukarıdaki emisivite verileri kullanılarak kızdırıcı için toplam ısı ışıyım film katsayısı aşağıdaki gibi hesaplanabilir:

$$h_{GR} = \frac{\varphi \sigma \varepsilon (T_{KG}^4 - T_{KY}^4)}{(T_{KG} - T_{KY})} = 26,32 \text{ [W / m}^2 \text{ }^\circ\text{C]}$$

Burada ise $T_{KY} = 800 \text{ K}$ (boru dış yüzey sıcaklığı), $\varphi = 0,95$ [65] ve $\sigma = 5,67 \times 10^{-8} \text{ [W/m}^2\text{K}^4]$ alınmıştır.

Kızdırıcı dış yüzeyi taşınım film katsayısını (h_{GK}) hesaplanması

Kızdırıcı yanma gaz tarafı konveksiyon ısı aktarımı için esas olan ortalama sıcaklık aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$T_{GK} = \frac{T_{kızdırıcı,g} + T_{kızdırıcı,ş}}{2} = \frac{730 + 555}{2} = 642,5 \text{ [}^\circ\text{C]} \quad (5.77)$$

$T_{\text{kızdırıcı,g}} = 730 \text{ [}^\circ\text{C]}$ deki yanma gazı sıcaklığına göre:

$$\text{Re} = \frac{Vl}{\nu} = 4550$$

$$\text{Pr} = \frac{\mu \times C_p}{k} = 0,7424$$

Re ve Pr sayıları kullanılarak, gaz tarafı laminar ve türbülans akış koşullarındaki Nusslet sayısı (Nu):

$$\text{Nu} = 25,79$$

Buradan kızdırıcı yüzeyi yanma gazı tarafı ortalama taşınım ısı transfer katsayısı aşağıdaki gibi hesaplanmıştır

$$h_{\text{GK}} = 67,17 \text{ [W / m}^2 \text{ }^\circ\text{C]}$$

Buhar tarafının ısı aktarım katsayısının (hi) bulunması

Nu sayısının hesaplanmasında kaynak [65] Ga 6 'da verilen eşitlik ve ilgili diyagram kullanılmıştır.

$$T_{\text{KB}} = \frac{279 + 510}{2} = 394,5^\circ\text{C} \text{ kızdırıcı ortalama sıcaklığı için buhar termodinamik}$$

verileri kullanarak:

$$\text{Re} = \frac{VD}{\nu} = 486217$$

$$\text{Pr} = \frac{\mu \times C_p}{k} = 1,032$$

Boru iç duvarı yaklaşık sıcaklığı:

$$T_{\text{KBW}} = 403,9 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$\text{Nu} = 823,7$$

Buradan da buhar tarafı ısı iletim katsayısı h_i aşağıdaki gibi hesaplanır:

$$h_i = \frac{k \times Nu}{D_i} = 1473.8 [W / m^2 \cdot ^\circ C]$$

Toplam ısı aktarım katsayısını (U) hesaplanması

Böylelikle kızdırıcı toplam ısı aktarım katsayısının belirlenmesi için gerekli değerler elde edilmiş olur ve U_K aşağıdaki şekilde hesaplanır.

$$U_K = \frac{1}{\frac{1}{h_{KG}} + \frac{1}{h_{RG}} + \frac{s}{k} + \frac{1}{h_i}} = 59,47 [W / m^2 \cdot ^\circ C]$$

Buradan görüldüğü gibi kızdırıcılarda da toplam ısı transferi katsayısı gaz tarafı ısı geçiş direnci yani gaz tarafı ısı geçiş katsayısı tarafından belirlenmektedir. Kızdırıcı yüzeylerinin boyutlandırılmasının sadece gaz tarafı ısı geçiş sayısı dikkate alınarak kolayca yapılabilir ve böylelikle boyutlandırılma hesapları oldukça basitleştirilmiş olur. Su tarafı ısıl direnci ve boru duvarı ısıl direnci, kazan işletmesi, enerji verimliliği ve işletme emniyeti yönünden önemlidir. Su tarafı boru kireçleşmesi (kışır) ve gaz tarafı kül kurum vb. yanma ürününler birikimleri boru ısıl direncini artırarak, boru patlamalarına ve ısı transferi engellenerek kazan veriminin düşmesine neden olur.

Kızdırıcı ısı aktarımı yüzey alanlarının hesaplanması

$$A_{kızdırıcı} = \frac{Q_K}{U_K \cdot \Delta T_{mK}} = 339,3 [m^2]$$

$$L_K = \frac{A_K}{\pi \cdot D_o} = 2,56 [m]$$

5.4.3. Ekonomizer için ısıtma yüzeyinin boyutlandırılması

$$Q_{EKO} = U_{EKO} \cdot A_{EKO} \cdot (\Delta T_m)_{EKO} \quad \text{ve} \quad U_{EKO} = \frac{1}{\frac{1}{h_{GK}} + \frac{s}{k} + \frac{1}{h_i}} \quad (5.78)$$

Ekonomizer dış yüzeyi taşınım film katsayısını (h_{GK}) hesaplanması

$T_{\text{ekonomizer,g}} = 555$ [°C] deki yanma gazı sıcaklığına göre:

$$Re = \frac{Vl}{\nu} = 5088 \quad Pr = \frac{\mu \times C_p}{k} = 0,7569$$

Re ve Pr sayıları kullanılarak, gaz tarafı laminar ve türbülans akış koşullarındaki Nusslet sayısı (Nu):

$$Nu = 41,33$$

Buradan ekonomizer yüzeyi yanma gazı tarafı ortalama taşınım ısı transfer katsayısı aşağıdaki gibi hesaplanmıştır

$$h_{GK} = 58,56 [W / m^2 \cdot ^\circ C]$$

Su tarafının ısı aktarım katsayısının (h_i) bulunması

Nu sayısının hesaplanmasında kaynak [65] Ga 6 'da verilen eşitlik ve ilgili diyagram kullanılmıştır.

$$T_{EKO,S} = \frac{107 + 274}{2} = 190,5^\circ C \text{ kızdırıcı ortalama sıcaklığı için buhar termodinamik}$$

verileri kullanarak:

$$Re = \frac{VD}{\nu} = 201237$$

$$Pr = \frac{\mu \times C_p}{k} = 0,9315$$

Boru iç duvarı yaklaşık sıcaklığı:

$$T_{EKO BW} = 129 [^{\circ}C]$$

$$Nu = 393,1$$

Buradan da buhar tarafı ısı iletim katsayısı h_i aşağıdaki gibi hesaplanır:

$$h_i = \frac{k \times Nu}{D_i} = 9479 [W / m^2 \cdot ^{\circ}C]$$

Toplam ısı aktarım katsayısını (U) hesaplanması

Böylelikle kızdırıcı toplam ısı aktarım katsayısının belirlenmesi için gerekli değerler elde edilmiş olur ve U_K aşağıdaki şekilde hesaplanır.

$$U_{EKO} = \frac{1}{\frac{1}{h_{KG}} + \frac{1}{h_{RG}} + \frac{s}{k} + \frac{1}{h_i}} = 42,77 [W / m^2 \cdot ^{\circ}C]$$

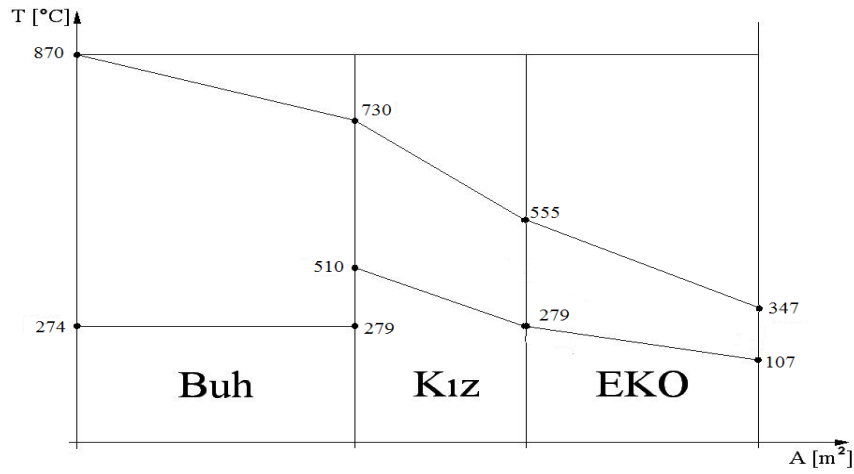
Ekonomizer ısı aktarımı yüzey alanlarının hesaplanması

$$A_{ekonomizer} = \frac{Q_{EKO}}{U_{EKO} \cdot \Delta T_{mEKO}} = 509,4 [m^2]$$

$$L_K = \frac{A_K}{\pi \cdot D_o} = 2,23 [m]$$

5.5. Tasarımlanan Araştırma Buhar Kazanının Isıtma Yüzeyi Düzeni ve Boyutları

Bütün ısı değiştirgeçlerin yüzey alanları belirlendikten sonra, santral kazanında yanma gazı ile iş akışkanı arasındaki ısı aktarımını gösteren T-A diyagramını Şekil 5.13'deki gibi çizebiliriz.



Şekil 5.13. Santral kazanında yanma gazı ile iş akışkanı arasındaki ısı aktarımını gösteren T-A diyagramı

Tasarımlana kazan ile ilgili her bir ısıtma yüzeyinin tasarım ve boyutlandırılma verileri, ısı geçiş ve toplam ısı geçiş katsayıları, ortalama log. Sıcaklık farkları, ısı yükleri ve boyutları Çizelge 5.6'da verilmiştir.

Çizelge 5.6. Tasarımlanan kazanın ilgili ısıtma yüzeylerinin tasarım ve boyutlandırma verileri

Isı. Yüz.	Hızlar [m/s]		h [W/m ² °C]		R [m ² °C/W]			U [W/m ² °C]	ΔT_m [°C]	Q [MW]	A [m ²]
	V _G	V _{su}	h _d	h _i	R _d	R _k	R _i				
Buh.	9	8	117	11 600	0,09	0,8E-3	0,9E-4	14,06	533	18,79	32,48
Kız.	12	11	68	1167	0,02	0,8E-3	1,76E-4	59,43	403	4,968	339,4
EKO	10	1,3	57	10948	0,009	0,8E-3	1,7E-4	40,33	203	5,593	509,4

5.6. Sıcak Su Eşanjörü İçin Isıtma Yüzeyinin Boyutlandırılması

$$\dot{m} = v \times \rho$$

Burada; \dot{m} kütleli akış hızı (kg/s), v hacimsel akış hızı (m^3/s), ρ akışkan yoğunluğu (kg/m^3)

$$Q = \dot{m} \times c_p \times \Delta T$$

Q , ısı enerjisi kW
 c_p , özgül ısı kapasitesi
 ΔT , sıcaklık farkı

$$\text{Sıcak akışkan tarafından verilen ısı: } Q_{\text{sıcak}} = \dot{m}_{\text{sıca}} \times c_p \times (T_{\text{sıcak,çıkış}} - T_{\text{sıcak,giriş}})$$

$$\text{Soğuk akışkan tarafından alınan ısı: } Q_{\text{soğuk}} = \dot{m}_{\text{soğuk}} \times c_p \times (T_{\text{soğuk,çıkış}} - T_{\text{soğuk,giriş}})$$

$$\text{Isı kaybı: } Q_{\text{kayıp}} = Q_{\text{sıcak}} - Q_{\text{soğuk}}$$

$$\text{Toplam ısı verim: } \eta = \frac{Q_{\text{sıca}}}{Q_{\text{soğsoğ}}} \times 100(\%)$$

$$\Delta T_m = \frac{\Delta T_{\text{sıca}} - \Delta T_{\text{soğsoğ}}}{\ln \frac{\Delta T_{\text{sıca}}}{\Delta T_{\text{soğsoğ}}}} = 9,5C$$

$$U = \frac{Q_{\text{sıca}}}{A \cdot \Delta T_m} = 2943$$

$$A = \pi \cdot d_m \cdot L = 270 \text{ m}^2$$

6. SANTRAL SOĞUTMA SİSTEMİNİN TASARIMI

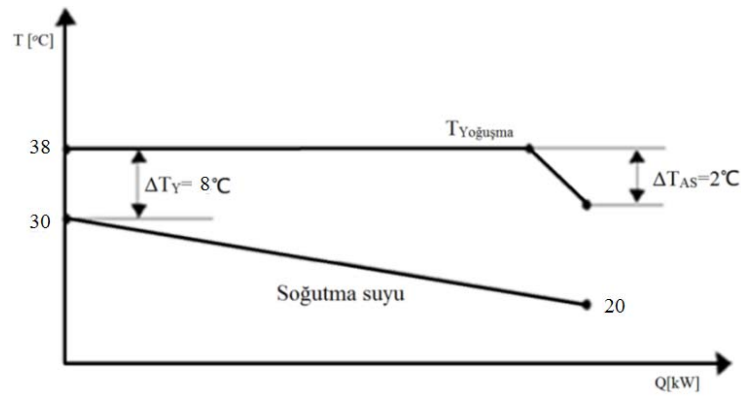
Soğutma sistemi yoğuşturucu ve soğutma kulesinden oluşur.

6.1. Yoğuşturucu Tasarım Verilerinin Belirlenmesi

Bileşik ısı-güç çevrimi düşük basınç türbini genleşme eğrisi çıkışındaki entalpi h , sıcaklık T ve buhar yaşlık derecesi x , türbin kademe verimleri dikkate alınarak hesaplanmıştır. Türbin ortalama kademe verimi % 90 alınmıştır.

$$h = 2305 \text{ [kJ/kg]} \quad T = 38 \text{ [}^{\circ}\text{C]} \quad x = 0,88$$

Titreşim, malzeme yorulma ve aşınma bağlamından uygun işletme yönünden $x > 0,85$ olması gerektiğinden, türbin çıkış nem oranı uygun bölgede bulunmalıdır. Yukarıdaki türbin çıkışı buhar termodinamik verileri kullanılarak, yoğuşturucu ısı transferi (soğutma-ısınma) eğrisi çizilerek, yoğuşturucu ve soğutma kulesi ısı yükleri ve tasarım için diğer veriler elde edilir (Şekil 6.1). Türbin çıkış kuruluk derecesi 1'den küçük olduğundan çürük buhar, yaş buhar biçimindedir ve yoğuşturucuda kızgınlık almak söz konusu değildir.



Şekil 6.1. Yoğuşturucu ve soğutma kulesinden oluşan soğutma sisteminin ısı transferi eğrisi ve ilgili tasarım verileri

Yoğuşturucu giriş çıkış entalpileri ve çürük buhar debisi üzerinden yoğuşturucu ısı yükü $Q_Y = \dot{m}_{\text{ÇB}} (h_{\text{ç}} - h_{\text{g}}) = 7,189 \text{ MW}$ bulunmuştur. Tasarım abağından çürük buhar debisi aşağıdaki gibi hesaplanmıştır:

$$\dot{m}_{\text{ÇB}} = 3,35 \text{ [kg/s]}$$

6.2. Soğutma Kulesi Tasarım Verilerinin Belirlenmesi

Santralde elektrik üretimi doğrudan yoğuşturucu basınç ile ilgilidir. Bu basınç ne kadar düşük ise elektrik üretimi ona göre artar. Şekil 6.1’de görüldüğü gibi yoğuşma basıncı doğrudan yoğuşturucudan ısınarak çıkan soğutma suyunun sıcaklığına ve seçilen yaklaşım sıcaklığına bağlıdır. Yoğuşma sıcaklığını düşürebilmek için, soğutma suyu yoğuşturucu çıkış sıcaklığının ve yaklaşım sıcaklığının olabildiğince düşürülmesi gerekir. Bu ise bir yandan yoğuşturucu yatırım maliyetini (daha büyük ısıtma yüzeyi) diğer yönden ise soğutma kulesi soğutma aralığının düşürülerek, soğutma suyu debisinin (pompa elektrik tüketimi) ve soğutma kulesi yatırımının aşırı artmasına neden olur.

Soğutma kuleleri soğutma etkinliğine göre yaş ve kuru diye ikiye ayrılır. Arabadaki radyatör prensibine göre çalışan hava soğutmalı soğutma kuleleri, buharlaşmadan kaynaklanan soğutma suyu azalmasını karşılayacak su kaynağı bulunmaması veya petrol fiyatlarının düşük olduğu çöl özelliğine sahip yörelerde kullanılabilir. Su soğutmalı yaş soğutma kuleleri soğutma etkinliği yönünden hava soğutmalıya kıyasla çok yüksektir. Sistemin kurulacağı yörede buharlaşmadan kaynaklanan soğutma suyu kayıplarını telafi edebilecek boyutta yeterli yerüstü ve yeraltı suların bulunması gerekir. Kurulacak yerin iklim koşulları (kuru ve yaş termometre sıcaklıkları, nem, vb.) uygulanacak yaş soğutma kulesinin soğutma aralığının seçiminde dikkate alınır.

Tasarımda soğutma aralığı $\Delta T_{\text{SK}} = 10^\circ\text{C}$ seçilmiştir (Şekil 6.1). Soğutma kulesi soğutma suyunun yaklaşım sıcaklığı dikkate alınarak, soğutma suyu yoğuşturucu

giriş ve çıkış sıcaklıkları belirlenir. Bu çalışmada yoğuşturucu yaklaşım sıcaklığı (Δt_Y) 10 °C alınmıştır.

Soğutma kulesi soğutma aralığı, yoğuşturucu T – Q eğrisi ve enerji – kütle dengesi yardımı ile soğutma kulesinin tasarımı esas olan termodinamik verileri ve ısı yükleri hesaplanabilir. Borulama ısı kayıpları dikkate alınmazsa yoğuşturucu ve soğutma kulesi ısı yükleri eşit alınabilir. Böylece, $Q_Y \approx Q_{SK} = m_{CB} \cdot \Delta T_{SK}$. Cp eşitliğinden, soğutma suyu debisi $m_{SK} = 226$ kg/s bulunur. Soğutma suyu debisinin çürük buhar debisine oranı yaklaşık 57, yani çürük buharın yoğuşturulabilmesi için 57 kat soğutma suyu gerekmektedir.

6.3. Soğutma Sisteminin Boyutlandırılması

6.3.1. Yoğuşturucunun boyutlandırılması

Yoğuşturucularda yoğuşma tarafı ve soğutma suyu tarafı ısı geçiş hesapları kaynak [65]'te sırasıyla Ja ve Ga bölümlerde verilen yöntemlere göre yapılmıştır. Yoğuşma hesabı yatay borulu ısıtma yüzeyli yoğuşturucular için hesaplanmıştır. Bu yöntemde; soğutma kulesinden gelen su sıcaklığını, soğutma kulesi girişi sıcaklığına (soğutma aralığı) yükselten bir yatay bakır boru esas alınarak yapılmıştır. Yatay borunun hızı ve çapı önceden belirlenmiş ve birim boru başına ısı yükü, q_a , birim boru başına yoğuşan buhar debisi m_f , aşağıdaki boru enerji denklemi yardım ile hesaplanmıştır.

$$q_a = \dot{m}_{sk} cp_{sk} \Delta T_{sk} = m_f (h_{12} - h_{13}) = aU\Delta T_m \quad (6.1)$$

Birim boru yoğuşma tarafı ısı geçişi, toplam ısı transferi ve birim boru alanı için gerekli Re, Nu, h_d , U ve a_y verilerinin hesabında aşağıda eşitliklere kullanılmıştır:

$$Re = \frac{m_f}{L\mu} \quad (6.2)$$

$$Nu = 0,954 \frac{1}{Re^{1/3}} \quad (6.3)$$

$$h_d [\text{W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}] = Nu \frac{k}{(v^2/g)^{1/3}} \quad (6.4)$$

$$U [\text{W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}] = \frac{1}{1/h_i + s/k + 1/h_d} \quad (6.5)$$

$$a [\text{m}^2] = \frac{q_a}{U\Delta T_m} \quad (6.6)$$

Yoğuşma tarafı ısı geçiş sayısı hesabına esas olan Re sayısı hesabında; boru boyu L [m] ve yoğuşan buhar debisinin (m_f) kg/s değerleri bilinmesi gerekmektedir. Başlangıçta bir L değeri Kabul edilir, buradan Re, Nu sayıları ve bunlara bağlı olarak h_d hesaplanır, U'da yerine konularak, L uzunluğundaki borunun alanı (a) bulunur, elde edilen alandan yeni L değeri hesaplanarak, bulunan bu değer kabul edilen değere, kabul edilebilecek bir sapma içerisinde eşit oluncaya kadar devam edilir. Yoğuşturucu birim boruda sıcaklığın 20°C'den 30 °C'ye 10°C ısıtılabilmesi için söz konusu boru boyunun yaklaşık 3,3 m olduğu hesaplanmıştır, bu uzunluk aynı zamanda yoğuşturucu boyunu belirler. Sonuçta bulunan U değeri L uzunluğundaki birim yoğuşturucu borunun alanının hesaplanmasında kullanılır. Bulunan bu birim boru alanı a, toplam yoğuşturucu ısıl yükü (Q_Y) ve birim boru ısıl yükü (q_a) kullanılarak, yoğuşturucu ünitesinin toplam ısıl transferi alanı A aşağıdaki gibi hesaplanır:

$$A [\text{m}^2] = a \frac{Q_Y}{q_a} \quad (6.7)$$

Çürük buhar ve soğutma suyu sıcaklığı arasındaki ortalama sıcaklık farkı $\Delta T_m = 8^\circ\text{C}$ çok küçük olduğundan, $Q_Y=7,9 \text{ MW}_t$ yoğuşma yükünün kıs mende olsa hızlandırılabilmesi için ısıl dirençlerin düşürülmesi gerekir. Isıl geçiş dirençleri tasarım verileriyle belli olduğu için, yapılacak yegâne iş ısıtma yüzeyi ısı iletim direncinin uygun malzeme seçimi ile düşürülmesi gerekir. Bu nedenle yoğuşturucularda ısıtma yüzeyi boruları olarak bakır boru kullanılması bir zorunluluktur. Yoğuşturucuda biriken korozyon etkili gazların (CO_2 , O_2 vb.), bakırda

koroziona neden olmamaları için, bu gazların su/buhar, hava etkili emeç pompalarıyla sürekli tahliye edilmesi gerekir. Korozif gazlar ve azot gibi diğer gazlar yoğunmadıkları için, yoğunlaşma basıncının sürekli artmasına ve ısı transferinin azalmasına neden olurlar. Bu ise elektrik üretimini azaltır, korozyon ise yoğunlaştırucuda arızalara, santralin sık sık ve uzun süre devreden çıkmasına neden olur. Yapılan hesaplar sonucu, elde edilen ısı taşınım iletim katsayıları ve yoğunlaştırucu soğutma yüzeyi ile toplam boru boyu Çizelge 6.1’de verilmiştir.

Çizelge 6.1. Yoğuşturucu tasarım, işletme, ısı transferi verileri ve ısıtma yüzeyi Boyutları

Parametre	Değer	Parametre	Değer
Boru iç çapı (D_i)	17,63 [mm]	Buhar tarafı ısı aktarım katsayısının (h_o)	15353 [W/m °C]
Boru dış çapı (D_o)	19,05 [mm]	Yoğuşturucu toplam ısı aktarım katsayısının (U_{Yog})	3229 [W/m °C]
Soğutucu su hızı (V_{sk})	1,5 [m/s]	Logaritmik sıcaklık Farkları ($\Delta T_{m/Yog}$)	8 [°C]
Boru ısı iletim katsayısı ($K_{Bakır}$)	386 [W/m °C]	Yoğuşturucu soğutma yüzeyi (A_{Yog})	202 [m ²]
Su tarafı ısı aktarım katsayısının (h_i)	6394 [W/m °C]	Toplam boru boyu (L_{Yog})	3352 [m]

6.3.2. Soğutma kulesinin boyutlandırılması

Yukarıda belirtilen soğutma kulesinin tasarımı ve işletilmesi ile ilgili veriler kullanılarak soğutma kulesi için ihale dosyası hazırlanır ve ihaleye çıkarılır.

7. AKIŞKAN YATAKLI TERMİK ISI - GÜÇ SANTRALİ İÇİN PERFORMANS ANALİZLERİ

Enerji dönüşüm sistemlerle ilgili performans analizleri; ısı performans ve çevresel performans olmak üzere iki grup altında toplanır. Isıl performans analizleri; enerji dönüşüm sistemi birim çıktısı başına kullanılan birincil enerji miktarı ile ilgilidir. Bu günümüzde enerji verimliliği ve enerji optimizasyonu adı altında incelenmekte ve çok güncel bir konudur. Son yıllarda ikinci yasa analizleri veya ekserji analizleri söz konusu enerji verimliliğinin gerçekçi biçimde ele alınmasında ve sonuçlandırılmasında önemli katkılar yapmaya başlamıştır.

Isıl performans analizleri ise; enerji dönüşüm sistemlerinde söz konusu üretimlerin, yerel, küresel ve çevresel mevzuların yerine getirerek gerçekleştirilmesi anlamına gelmektedir. Bunun için sistem tarafından çevreye salınan hava, su ve toprak kirletici atıkların, mevcut yönetmenlikler uyarınca çevreye olan olumsuz etkilerin yönetilebilir ve kabul edilebilir olduğunun kanıtlanmasıdır. Bileşik ısı-güç santrali bağlamında, çevresel performans analizleri baca ve soğutma sistemlerinden havaya yayılan hava kirletici emisyonların kontrolüdür. Emisyon performansının oluşturulmasında en etken yöntem yatırım öncesinde yer seçimi arkasından, çevresel etki değerlendirme raporlarının hazırlanarak, ön görülen yakıt yakma ve emisyon kontrol sistemlerinin, kazan ve santral teknolojisinin, yönetmelik koşullarını karşılayabileceğini en baştan kanıtlanmasıdır. Yanma hesapları ile oluşabilecek hava kirletici emisyonların hesaplanması bazı koşullarda mümkünse de, işletme izni alınması anlamına gelen emisyon izninin alınması, santral işletmeye alındıktan sonra, ilgili baca emisyonlarının ölçülerek, emisyon salınımının yönetmenlik sınır değerlerinin altında tutulduğunun kanıtlanması zorunludur.

Bu çalışmada deneysel emisyon performans analizleri kapsam dışıdır. Sadece ekserji yaklaşımli enerji verimliliği seçeneklerinin ilgili emisyonlardaki azalmalar, ilgili bölümlerde ele alınmıştır.

7.1. Tasarımlanan Santralde Brüt Elektrik Üretimi

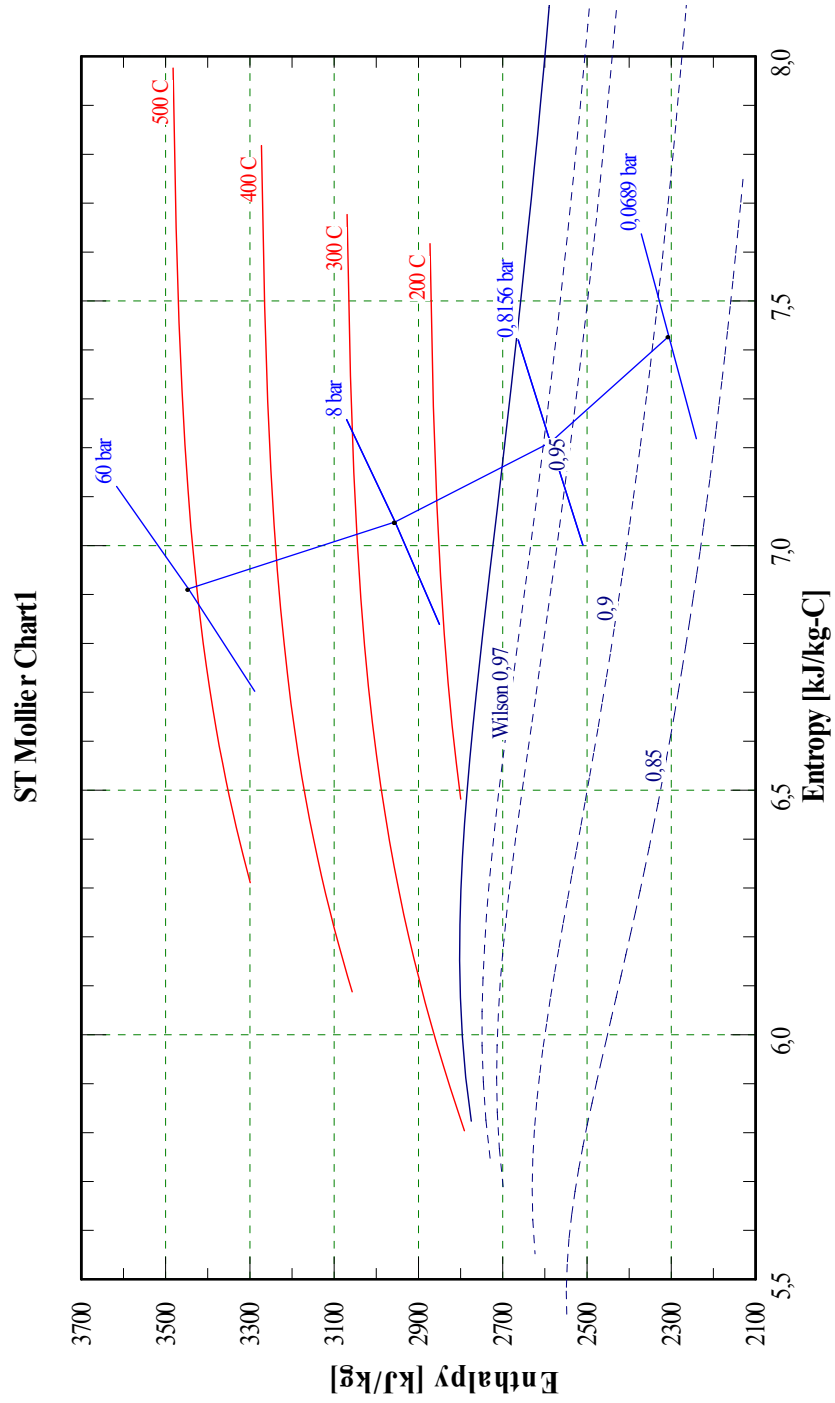
Söz konusu bileşik ısı - güç santralinde, Kangal linyitinin yakılmasıyla üretilen kızgın buhar, yüksek basınç türbin bölümüne gönderilir ve basıncı 8 bara kadar düşürülmektedir. Kızdırıcıdan çıkan buhar orta ve düşük basınç türbin bölümlerinde yoğuşturucu basıncına kadar basıncı düşürülerek çürük buhar olarak yoğuşturucuya verilir. Yatırım ve ekserji ekonomisi yönünden, türbin bölümlerinin çeşitli yerlerinden alınan 3 adet ara buhar ile yoğuşturucu çıkışındaki yoğuşmuş su, ilgili ön ısıtıcılarda (degazör ve ekonomizer) ısıtılarak, kazan giriş sıcaklığı olan 272 °C'ye kadar ısıtılır. Santralle ilgili çevrim yapısı ve türbinlerdeki genleşme süreçleri Şekil 7.1'de verilmiştir. Üretilen brüt elektrik, buhar debisinin sabit olduğu her bir bölümdeki debi (m_{bi}), türbin bölümü işi Δw_{ti} , türbin-jeneratör bağlantı kayıplarını belirleyen türbin mekanik verimi (η_m) ve jeneratör verimi (η_j) kullanılarak aşağıdaki toplamsal denklem yardım ile hesaplanabilir.

$$P_{el}[kW] = \left(\sum_{i=1}^8 m_{bi} \Delta w_{ti} \right) \eta_m \eta_j \quad (7.1)$$

Santralde mevcut ve buhar debilerin sabit olduğu 8 adet türbin bölümündeki özgül iş veya mekanik enerji, türbin bölümü girişi ve çıkışındaki entalpiler (h_g ve h_c) yardım ile aşağıdaki gibi hesaplanabilir.

$$\Delta w_i [kJ/kg] = \Delta h_{ti} = (h_{tg} - h_{tc})_i \quad (7.2)$$

Eş. 7.1 ve 7.2'nin hesaplanmasına esas olan türbin bölümleri debiler ve entalpileri Çizelge 7.1'de verilmiştir.



Şekil 7.1. Bileşik ısı-güç santrali brüt elektrik üretiminin hesaplanmasına esas olan buhar türbin bölümleri, çekilen ara buharlar ve ilgili türbin genişleme eğrileri

Çizelge 7.1. Bileşik ısı - güç santrali brüt elektrik üretimine esas olan türbin bölümlerindeki buhar debileri, giriş ve çıkış entalpileri

Türbin bölümleri	\dot{m}_b [kg/s]	h_g [kJ/kg]	h_c [kJ/kg]	P_{el} [kW]
1	7,5	3445,46	2954,98	3669
2	6,8	2954,98	2586,59	2498
3	0,8	2586,59	2305,67	942,7
Toplam güç				7109,7

Çizelgede verilen değerler Eş.7.1 ve 7.2'ye konularak tasarımılanan santralin brüt elektrik üretimi yaklaşık 7,1097 MW olarak bulunmuştur.

Şekil 7.1'de görüldüğü gibi türbin çıkışındaki çıkış buharın kuruluk derecesi (x), % 88 dolayındadır. Türbin kanat titreşimi, yorulma ve aşınma (erozyon) sorunlarının önlenmesi için çürük buhar kuruluk derecesinin % 85'in üzerinde olması gerekir. Bu koşulda tasarımılanan bileşik ısı-güç santrali sağlanmıştır.

7.2. Tasarımlanan Bileşik Isı-Güç Santralinin İç Elektrik Tüketimlerinin ve Net Elektrik Hesaplanması

Bileşik ısı - güç santrallerinin ürettiği brüt elektriğin bir bölümü iç tüketim olarak, pompa, kömür değirmeni, fan ve santralin benzer diğer motorlarında kullanılır. Bunlar çıkarılarak şebekeye verilen enerji net elektrik enerjisi olarak tanımlanır. Brüt ve net elektriğin esas alınmasına göre santral veriminde brüt santral verimi ve net santral verimi diye ikiye ayrılır. Bu çalışmada örnek olması amacıyla sadece besleme suyu ve kondens pompalarının tam yük koşullarında tükettiği güç hesaplanmıştır.

7.2.1. Santral iç elektrik tüketimlerinin belirlenmesi

Pompalardaki elektrik tüketimi

Bileşik ısı-güç santrallerindeki başlıca pompalar besleme suyu ve kondens pompalarıdır. Bir pompadaki elektrik tüketimi; pompalanan suyun debisi (\dot{m}_{pompa}) kg/s, pompada basınç artışı (Δp) N/m², pompalanan suyun yoğunluğu (ρ_w) kg/m³ ve tasarımcı tarafından verilen ve motor-pompa bağlantı kayıplarında içeren pompa verimi (η_{pompa}) % kullanılarak aşağıdaki gibi hesaplanır:

$$\dot{W}_{pompa} = P_{pompa/el} = \dot{m}_{pompa} \frac{\Delta P}{\rho_{su} \eta_{pompa}} [kW_{el}] \quad (7.3)$$

Pompa hesaplarında basınç yükselme, pompa çıkış ve giriş basınçları farkı olarak alınır. Pompa giriş veya emiş basıncının; kavitasyonun (buharlaşma) önlenmesi için, emişteki su sıcaklığına tekabül eden su doyma basıncının oldukça üzerinde tutulması gerekir. Pompa giriş ve çıkış basınçları, giriş ve çıkış su hatları üzerinde bilinen bir basınç referans alınarak, ilgili basınç düşmeleri ilave edilerek veya çıkarılarak gerekli pompa giriş ve çıkış basınçlarına ulaşılır.

Kondens pompası (pompa 1)

Yoğuşturucuda yoğuşan çürük buhar debisi doğrudan kondens pompasından geçtiği, düşük basınç ara buhar kondensleri toplanarak kondens çıkışına bağlandığı varsayılırsa kondens pompasının elektrik tüketimi Eş. 7.4 uyarınca aşağıdaki gibi hesaplanır:

$$P_{el/Pompa1} [kW] = \dot{m}_{pompa1} \frac{\Delta P}{\rho_{su} \eta_{pompa1}} \quad (7.4)$$

$$P_{el/Pomp1} = \dot{m}_{Pomp1} \frac{P_{\zeta} - P_g}{\rho_{Su} \eta_{Pomp1}} = \dot{m}_{Pomp1} \frac{P_{Deg.} + 4dP_{\delta i.j} - P_{\zeta}}{\rho_{Su@30} \cdot \eta_{Pomp1}} = 2,64 [kW]$$

Burada; $\eta_{pump} = \%64$ alınmış, kondens pompa çıkış basıncı $P_{\text{çıkış}}$, degazöre kadar olan basınç kayıpları ve degazör basıncından hesaplanmış ve 1.241 kpa bulunmuştur [68].

Besleme suyu pompası (pompa 2)

Besleme pompasının giriş sıcaklığı 105°C buna tekabül eden doyma basıncı ise 8 bardır. Bu nedenle, kavitasyon önlenmesi için, giriş basıncı 10 bar olacak şekilde besleme tankı pompa girişinin yaklaşık 30 m yükseğine konumlanmıştır. Besleme pompası çıkış basıncı ise; türbin giriş basıncına, kazan toplam basınç kaybı eklenerek bulunmuştur. Türbin giriş basıncı 60 bar, kazan toplam basınç kaybı 2 bar eklenerek 62 bar alınmıştır. Bu değerler kullanılarak besleme pompası elektrik tüketimi aşağıdaki gibi hesaplanmıştır:

$$P_{el/Pomp2} [kW] = \dot{m}_{Pomp2} \frac{\Delta P}{\rho_{su} \eta_{Pomp2}} \quad (7.5)$$

$$P_{el/Pomp2} = \dot{m}_{Pomp2} \frac{P_g + 2dP_{\delta i} - P_{Deg}}{\rho_{su} \eta_{Pomp2}} = 83,23 [kW]$$

Soğutma suyu pompası (pompa 3)

$$P_{el/Pomp3} = 14,03 [kW]$$

Kondens, soğutma ve besleme pompaları toplam elektrik tüketimi 99,9 kW'dır.

Fanlarda elektrik tüketimi

Fanlardaki elektrik tüketimi; bu tür santraller için genelde toplam brüt tüketiminin %2,5-3 dolayında bulunmaktadır. Burada %3 alınmıştır, bu ise 213 kW etmektedir.

Kömür değirmenleri ve diğerlerindeki elektrik tüketimi

Santrallerde kömür değirmenleri genelde toplam brüt elektrik tüketiminin %1-1,5 tüketmektedir. Ölçme, kontrol vb. birimlerin tükettiği diğer elektrik tüketimlerinde göz önünde tutularak bu kalemde tüketilen elektriğin, brüt üretiminin % 1,5 olarak kabul edilmiştir. Buda 106 kW elektriğe tekabül etmektedir.

Santral toplam iç elektrik tüketimi

Araştırma santralindeki iç tüketicilerin (pompalar, fanlar, kömür değirmenleri, ölçme ve kontrol sistemleri vb.) tükettiği elektrikler yukarıda hesaplanmış ve toplamı yaklaşık 450 kW olarak bulunmuştur. Bu değer toplam brüt elektrik üretiminin % 6,3'ünü oluşturmaktadır. Böylelikle iç tüketim verimi $\eta_{it} = 100 - 6,3 = 93,7 \%$ bulunmuştur.

7.2.2. Santralin net elektrik üretiminin hesaplanması ve santral verileri

Santrallerde üretilen brüt enerjisi, iç elektrik tüketimler çıkarıldıktan sonra, tüketiciye iletmek üzere yüksek gerilim hatlarına beslenir. Elektrik iletim kayıplarının azaltılabilmesi için iletim hattı gerilimleri olabildiğince yüksek tutulması gerekir.

Santral net elektrik üretimi

Üretilen net elektrik ise trafo çıkışından şebekeye beslenerek satılan elektriktir. Santral karlılığını ve ekonomisini belirleyen üretim net elektrik üretimidir. Net elektrik üretimi, brüt elektrik üretimi, iç tüketim verimi ve trafo verimi üzerinden aşağıdaki gibi hesaplanır:

$$P_{el/net} = P_{el/brüt} \cdot \eta_{it} \cdot \eta_{tr} \quad (7.6)$$

Hesaplanan iç tüketimi verimi $\eta_{it}= 0,93$ % ve trafo verimi $\eta_{tr}= 0,98$ % kabul edilerek Eş.7.6'dan tasarımılanan santral net elektrik tüketimi 6.850 MW olarak hesaplanmıştır.

Santral brüt ve net elektrik verimleri

Santralde üretilen brüt elektriğin ($P_{elbrüt}$ MW_e), kazana beslenen ve elektrik üretimi için kullanılan yakıtın (Kangal linyiti) ısıtma ısısına ($Q_{yakıt}$) bölünmesiyle bulunur. Yakıt ısıtma ısısı ($Q_{yakıt}$ [MW_t] = $m_y \cdot Hu$); kazan ısı yükü ve kazan verimi üzerinden hesaplanan yakıt debisi m_y kg/s ile yakıt alt ısı değerinin çarpım ile hesaplanır. Buradan brüt santral verimi aşağıdaki gibi hesaplanır:

$$\eta_{ts} = \frac{P_{elbrüt} [MW_{el}]}{Q_{yakıt} [MW_t]} \quad (7.7)$$

Daha önce hesaplanan $P_{el}= 6.850$ MW ve $Q_{yakıt} = 33,51$ MW yerlerine konularak brüt santral elektrik verimi % 20,31 olarak bulunmuştur. Net elektrik verimi hesabında, Eş.7.7.'de $P_{el/brüt}$ yerine $P_{el/net}$ yazılarak hesaplanır. $P_{el/net}$, 6.850 MW olduğundan, net santral elektrik verimi % 18,5 olarak bulunmuştur.

7.2.3. Özgül ısısal ve yakıtsal santral değerlendirme verileri

Mevcut santrallerin veya yeni kurulacakların en kısa yoldan verimliliğinin ve ekonomikliliğinin karşılaştırılması amacıyla uygulamada özgül ısısal ve yakıtsal parametresel değerler kullanılmaktadır. Bunlar santral veriminin tersi alınarak, ısı yerine ilgili ısısal ve yakıtsal birimlerin yerleştirilmesi ile elde edilir. Bu kWh_e başına tüketilen ısı ve yakıt değerleri kullanılarak, yıllık kWh_e birimindeki elektrik üretimleri verilmesi durumunda, yıl boyunca tüketilen yaklaşık yakıt tüketimleri doğrudan hesaplanabilir.

Birim elektrik başına özgül ısı kullanım (ÖİK) sayısı

Özgül ısı kullanım sayısı aşağıdaki gibi santral veriminden hareket ederek ve ilgili birim dönüşümlerini yaparak belirlenir. Uygulamada genellikle kWh_e başına tüketilen kcal cinsinden ısı kullanıldığından, bu birimdeki ÖİK hesabı aşağıda verilmiştir:

$$\text{ÖİK} = \frac{1}{\eta_{tsnet}} = \frac{Q_{yakıt} [kW_t]}{P_{elbrüt} [kW_{el}]} = \frac{1}{\eta_{tsnet}} \frac{[kWh_t]}{[kWh_{el}]} = \frac{1}{\eta_{tsnet}} \frac{860 \cdot [kcal]}{[kWh_{el}]} \quad (7.8)$$

Tasarımlanan bileşik ısı - güç santralinin net verimi $\eta_{ntsnet} = 0,18$ olduğuna göre bu değer Eş. 7.8'de yerine konularak, özgül ısı tüketimi 17728 kJ/kWh_{el} bulunmuştur.

Birim elektrik başına özgül yakıt kullanım (ÖYK) sayısı

Özgül yakıt kullanım sayısı yakıt alt ısıl değeri (Hu kcal/kg) kullanılarak, ÖİK üzerinden aşağıdaki gibi hesaplanır:

$$\text{ÖYK} = \frac{\text{ÖİK}}{Hu} = \frac{1}{\eta_{tsnet}} \frac{[kWh_t]}{[kWh_{el}]} \cdot \frac{1}{Hu} \frac{[kg - yakıt]}{[kcal]} = \frac{860}{\eta_{tsnet} Hu} \frac{[kg - yakıt]}{[kWh_{el}]} \quad (7.9)$$

Tasarımlanan santralde yakılan linyitin alt ısıl değeri 1400 Kcal/kg olduğundan ÖYK sayısı 1.860 g/kWh_{el} bulunmuştur. Bu değer brüt elektrik verimi içinde hesaplanabilir.

ÖYK değeri herhangi bir santralde, bir sonraki yıl için planlanan kWh/yıl elektrik üretimi için yıl boyu gerekli kömür miktarı önceden hesaplanabilir, kömür tedariki, taşınması, depolanması ve işlenmesi ile ilgili tüm faaliyetler önceden planlanabilir.

7.3. Kabuller

- Sistem, zamanla değişmeyen sürekli akışlı açık (SASA) bir sistemdir.

- Hava ve yanma sonucu oluşan tüm gazlar ideal gaz olarak kabul edilmektedir.
- Ortam havası hacmi bazında% 79 azot ve% 21 oksijen olarak kabul edilir.
- Kabarcıklı Akışkan yataklı kazanlarda hava fazlalık katsayısı % 30 olarak kabul edilmiştir [77]
- Referans ortam sıcaklığı ve çevre basıncı 25° C ve 1.013 bar olarak kabul edilmiştir.
- Kabarcıklı akışkan yataklı kazanlarda, tipik uçucu kül aralığı % 70-90 ve dip külü ise %10-30 aralıklarında kabul edilmektedir [69]. Yakıttaki külün %80'i uçucu kül olarak kabul edilmekte olup, kalan %20 ise dip kül olarak kabul edilmiştir. Ayrıca, kül hareketsiz olarak kabul edilmiştir.
- Kabarcıklı akışkan yataklarda, dip külün sıcaklığı 600 °C olarak kabul edilmektedir. Bu değer de analizlerde kullanılan değerdir. [64]
- Yakıttaki tüm karbonun CO₂ 'ye dönüştüğü kabul edilmektedir. Kabarcıklı akışkan yataklarda, eksik yanma kaybı sıfır olarak kabul edilmektedir [64]. Ayrıca, yüksek uçucu madde içeriği nedeniyle biokütle ile birlikte yanma özelliğini artırır. Bu nedenle, yukarıdaki gerçekler görünümünde, bu varsayım oldukça geçerlidir.
- Yakıttaki tüm sülfürün SO₂ 'ye okside edildiği kabul edilmektedir. Bu SO_x emisyonlarının tek kaynağıdır. SO_x emisyonları SO₂ ve SO₃ oluşumuna bağlıdır. Ancak, kükürt tri oksit (SO₃) sadece SO_x emisyonlarının % 10'unu oluşturmaktadır [70]. Biokütle ve kömür önemsiz miktarda kükürt içerir. Bu yüzden oluşan SO₃ miktarı ihmal edilebilir.
- Yanma sürecinde oluşan NO_x emisyonları NO ve NO₂ 'den oluşmaktadır ancak NO₂ %5 gibi küçük bir kısmını oluşturmaktadır. [71-75]. Bu analizde, NO_x emisyonlarının % 96 'sının NO ve % 4'ünün NO₂ yoluyla oluştuğu varsayılmaktadır.
- Yakıttaki nitrojenin %10-50'si NO 'ya dönüştüğü kabul edilmektedir [71]. Bu çalışmada, yakıtın içerdiği nitrojenin %30'unun NO'ya dönüştüğü kabul edilmiştir.

- Buhar kazanlarında, ışıınım ve taşınım ile ısı kayıplarının oranı yakıt enerjisinin %1-2'si kadardır. Bu çalışmada, %2 olarak kabul edilmiştir.
- Külün içindeki yanıcı maddelerin yanmamış kayıpları giren yakıt enerjisinin %2'si olarak kabul edilmektedir [64]. Bu çalışmada, %2 alınmıştır.
- Buhar kazanlarında, baca çıkış sıcaklığı 120 – 180 °C arasındadır [64]. Bu çalışmada, düşük kaliteli linyit kullanıldığından 154° C olarak hesaplanmıştır.
- Buhar çevrimindeki tüm bileşenler adiyabatik sınırları varsayılmaktadır.
- Gerçek buhar türbininin izentropik verimi %60 – 90 aralığındadır. Pompalarda ise izentropik verim %75-100 aralığındadır [69]. Buhar türbinindeki izentropik verimi %85, pompalardaki izentropik verimi ise % 88 olarak alınmıştır.
- Türbinlerdeki mekanik verim % 95-99 aralığındadır [76-78]. Bu çalışmada mekanik verim %99 olarak alınmıştır.
- Jeneratör verimi %98-99 aralığında olup bu çalışmada %98 alınmıştır.
- Kinetik ve potansiyel enerjiler ihmal edilmiştir.

8. MULTI JENERASYON SANTRALİNİN PARAMETRİK OPTİMİZASYONU VE EKSERJİ ANALİZİNE YÖNELİK SANTRAL SİSTEM YAPISININ SİMÜLASYONU

Oluşturulan bileşik ısı – güç santralinin sistem yapısının analiz, tasarımsal ve işletmesel parametrelerin optimizasyonu ile ilgili tüm korelasyonlar Böl. 4-8’ lerde türetilmiş ve ayrıntılı biçimde irdelenmiştir.

8.1. Santral Sistem Yapısının Mollier Diyagramı Kullanılarak Modellenmesi ve Hesaplanması

Tasarımlanan bileşik ısı – güç santralinin sistem ve çevrim yapısı oluşturulmuş, akış ve bağlantı diyagramı çizilmiştir (Şekil 5.2). Çevrim performansının entalpiler cinsinden analizini mümkün kılan sistemin h-s diyagramı ve türbin genişleme diyagramı Şekil 7.1’de gösterilmiştir. Bu şekiller ve ilgili entalpi değerleri vb. kullanılarak tüm sistem elemanları boyutlandırılmış sistem termodinamik verileri ve performansları elle hesaplanmıştır. Mollier diyagramı kullanılarak elle yapılan modelleme hesapları ile ilgili önemli bazı santral elemanları verileri, Çizelge 8.2’de THERMOFLEX simülasyon sonuçları ile karşılaştırılmalı olarak verilmiştir. Bu tabloda ayrıca THERMOFLEX simülasyon sonuçlarının elle yapılan hesaplamalara kıyasla olan sapmaları yüzde olarak verilmiştir.

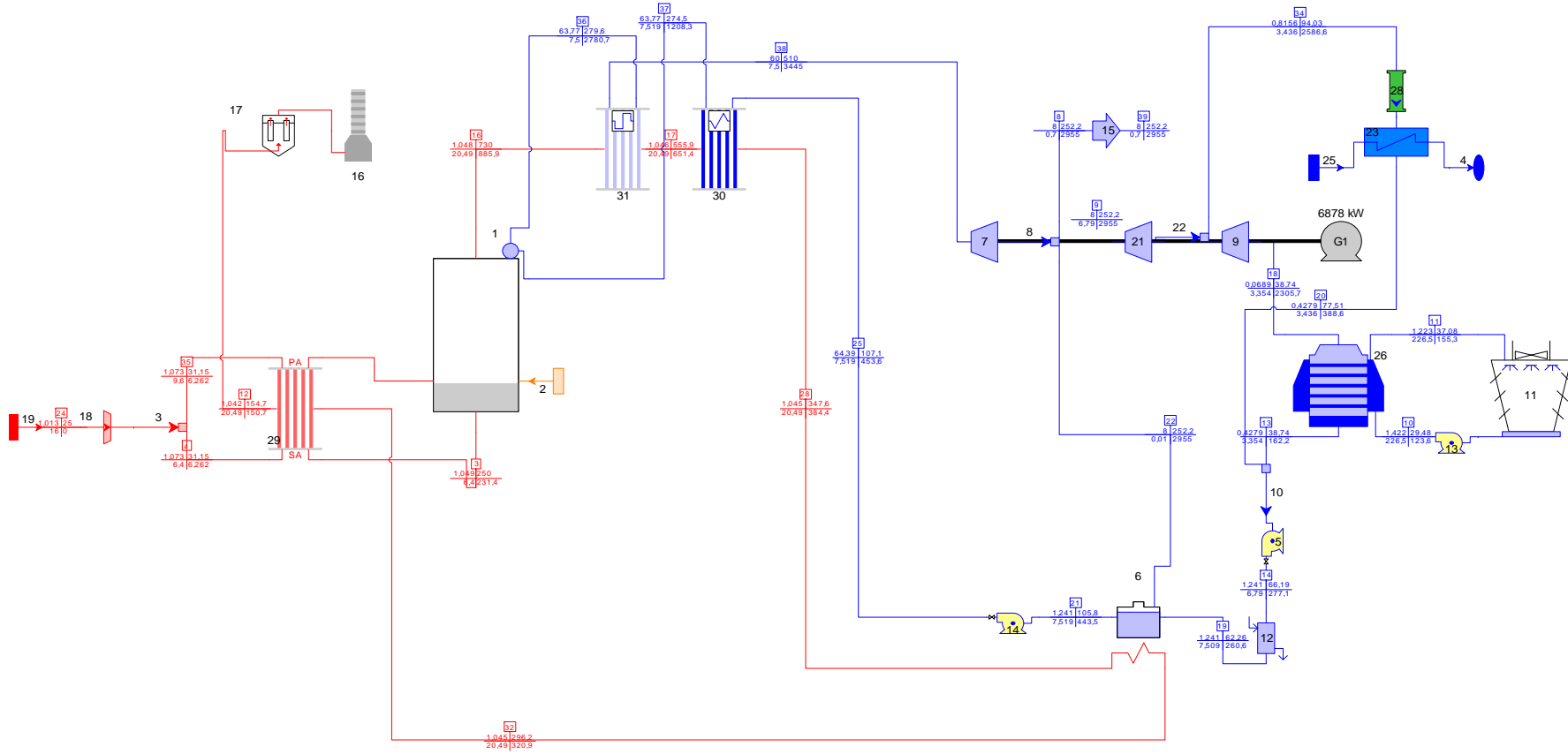
8.2. Santral Sistem Yapısının THERMOFLEX Kullanılarak Simülasyonu

Enerji verimliliğine yönelik çeşitli parametresel optimizasyon ve ekserji analizleri çok döngülü ve karmaşık modelleme ve bilgisayarda simülasyon işlemlerini gerektirmektedir. Böyle karmaşık işlemlerin yukarıda yapıldığı gibi elle gerçekleştirilmesi olanaksızdır. Bu nedenle, bu tür karmaşık bir sistem modelinin, bilgisayar da benzeşimleşmesi (programlanması), Mollier diyagramının oluşturulmasına esas olan diferansiyel denklemlerin doğrudan çözümünü zorunlu kılar. Literatürde bu denklemlerin çözümleri ile ilgili bazı paket programları verilmektedir. Bu programları da kullanılarak, buhar ısı – güç çevriminin bilgisayar da simülasyonu için kişisel özel program paketlerinin (kod) geliştirilmesi

mümkündür. Bu işlem, derin bilgisayar programlama ve nümerik çözüm bilgi, beceri ve uygulamalarına gerektirir. Uygulamacılar açısından, günümüz petrol fiyatlarına uygun yapıda ve yeni petrol koşulları ile karşılaşmadan, hızlı sistem tasarımı için, bu amaçla yazılmış ticari bilgisayar program paketlerinin (kodlarının) kullanması en etken yaklaşımdır. Bu çalışmada ticari bir program olan (THERMOFLEX) paket programı kullanılmıştır [62]. Bu program sayesinde, santral modellenip ve sistemin yapısal, işletmesel, çevresel vb. tüm tasarım parametrelerinin, çevrim verimine ve Bileşik ısı – güç kapasitesine duyarlılığı sistematik biçiminde analiz edilerek, günümüz petrol fiyatları yönünden maksimum sistem performansını sağlayacak ilgili tasarım parametreleri elde edilmiş olur. Bu amaç doğrultusunda tasarımılanan santralin sistem yapısı Thermoflex ile simülasyon çalışmaları için uygun hale getirilmiş ve blok diyagramı biçiminde Şekil 8.1’de verilmiştir. Bu Şekildeki her bir bloğun (komponent) THERMOFLEX dilinde kolayca modellenebilmekte ve bilgisayarda simülasyonu yapılabilmektedir. Tüm modelleme ve simülasyon işlemleri paket program kendisi tarafından gerekli giriş tasarım ve işletme verileri verilerek gerçekleştirilmektedir. Programa verilen giriş tasarım ve işletme verileri Çizelge 8.1’de gösterilmiştir.

Çizelge 8.1. Tasarımlanan santralin Thermoflexde similasyonu için girilmesi gereken veriler

Komponent	Gerekli girdiler
Kazan	Kazan verimi, buhar debisi ve sıcaklığı, hava fazlalık katsayısı, kömür besleme sıcaklığı ve basıncı ve kömürün özellikleri
Türbin	Türbin verimi, buhar giriş basıncı ve arabuhar basınçları
Yoğuşturucu	Yoğuşturucu basıncı, yaklaşım sıcaklığı ve aşırı soğuma sıcaklığı ve soğutma kulesinden gelen suyun sıcaklık artışı
Sıcak Su Eşanjörü	Suyun çıkış sıcaklığı ve terminal sıcaklık farkı ve pinch point
Pompalar	Pompalar verimi ve basınç artışı
Yakma havası ön ısıtıcısı	Hava çıkış sıcaklığı



Şekil 8.1 Tasarımlanan bileşik ısı - güç santralinin sistem yapısının THERMOFLEX paket program uyarınca oluşturulması ve simülasyonu

Tasarımlanan santralin THERMOFLEX'le modellenmesi ve simülasyonu için gerekli giriş verileri verilerek, elde edilen başlıca santral termodinamik ve performans verileri hesaplanmış ve sonuçlar Çizelge 8.2'de verilmiştir.

Çizelge 8.2. Tasarımlanan bileşik ısı-güç santrali ile ilgili THERMOFLEX analiz sonuçları (alt ısı değerine göre)

Parametre	Birim	Değer
Net yakıt girdisi	[kW]	31484
Brüt ısı aktarımı	[kJ/kWh]	16479
Net ısı aktarımı	[kJ/kWh]	17598
Brüt verim	[%]	21,85
Net verim	[%]	20,46
CHP verim	[%]	50,99
Brüt güç	[kW]	6878
Net güç	[kW]	6441
Toplam iç tüketim	[kW]	437,5
Net proses güç	[kW]	9613

8.3. Santral Sistem Yapısının Mollier Diyagramı ve THERMOFLEX Uygulamalı Analiz Sonuçlarının Karşılaştırılması

Böl.8.1'de doğrudan Mollier diyagramı kullanılarak elle yapılan hesap sonuçları ile Böl.8.2'de Thermoflex programının simülasyon sonuçları önemli bazı sistem elemanları için ayrı ayrı hesaplanmış ve sonuçlar Çizelge 8.3'de karşılaştırılmıştır.

Çizelge 8.3. Bileşik ısı-güç santralinin Mollier diyagramı uygulamalı elle hesaplama ve Thermoflex analizleri sonucu elde edilen bazı tasarım sonuçlarının karşılaştırılması

Parametrele	Birim	EI (E) (T)	Thermoflex	Sapmalar [%] (T-E/E*100)
Hu	[kJ/kg]	5876	5898	-0,38
\dot{m}_{BS}	[kg/s]	7,5	7,73	-2,9
Q_{EKO}	[MW]	5,594	5,826	-4
Q_{Buh}	[MW]	18,796	15,873	+18
Q_K	[MW]	5,594	5,786	-3,3
Q_{Kazan}	[MW]	29,356	29,019	+1,1
$Q_{HÖI}$	[MW]	3,629	3,91	-7,7
T_{Baca}	[°C]	154	136	+12
Q_{Yog}	[MW]	7,189	7,083	+1,4
\dot{V}_h	[Nm ³ /s]	296	249	+18,7
\dot{W}_{Turbin}	[MW]	7,109	6,988	+1,7
η_{IGS}	[%]	20,46	19,73	+3,5
\dot{m}_{Yakit}	[kg/s]	5,358	5,054	+5,6
Toplam ortalama sapma	[%]	-	-	3,36

Çizelge 8.2’de görüldüğü gibi THERMOFLEX paket programı tasarımı yapılan bileşik ısı-güç santralini davranışını, elle yapılan hesaplara kıyasla ortalama %3,36 bir sapma ile belirlemektedir. Bu sapmalar bazı sistem elemanlarında %1’e kadar düşmektedir. Bu nedenle bundan sonar yapılacak, elle yapılması mümkün olmayan çok karmaşık ve zor sistem parametrik optimizasyonları ve ekserji analizlerinin THERMOFLEX’e yapılmasının uygun olduğu kanıtlanmıştır. Bu nedenle bundan sonraki tüm analizler THERMOFLEX paket programı kullanılarak gerçekleştirilmiştir.

9. TASARIMLANAN BİLEŞİK ISI – GÜÇ SANTRALİNDE ÇEŞİTLİ YAKITLAR YAKILARAK ENERJİ VERİMLİLİĞİ VE EMİSYON KONTROLÜ AÇISINDAN EKSERJİ VE DUYARLILIK ANALİZLERİNİN YAPILMASI

Enerji tüm yaşamsal ve teknik oluşum, faaliyet, işlem ve süreçlerin gerçekleşmesinde birinci derece etken olan aracın genel ismidir. Yaşamsal süreçlerle ilgili enerji türleri biyolojik, teknik ve teknolojik süreçleri ile ilgili enerji türlerine ise teknik enerji olarak isimlendirilir. Biyolojik enerjinin ham maddesi besin (örn. ceviz), teknik enerjinin ham maddesi ise yakıttır (örn. kömür). Besinlerden ısı, düşük sıcaklık (örn. 36 °C) biyolojik yanma ile, teknik yakıtlardan ısı ise yüksek sıcaklık (örn. > 1000 °C) teknik yanma ile elde edilir. Biyolojik yanma emisyonları sadece H₂O ve CO₂ olmasına karşın, teknik yanma emisyonları ise bunlara ilave olarak, her türlü katı, sıvı ve gaz biçiminde çevre sağlığını tehdit eden karmaşık oluşum mekanizmalı ve yapıllı emisyonları içerir. Bu çalışma teknik yakıtları (katı, sıvı ve gaz), teknik yanma ve emisyonları, yakıtın içerdiği kimyasal enerjinin diğer doğrudan kullanılabilen enerji türlerini (ısı, mekanik ve elektrik enerjisi) kapsar. Enerjinin işe dönüşebilen bölümüne ekserji veya iş potansiyeli denir. Bizim amacımız tüm enerji kaynaklarının (örn. Fosil, nükleer, yenilenebilir yakıtlar) en az çevresel olumsuz etkiyle işe, yani mekanik enerjiye, dönüştürülerek ekonomik ve sosyal faaliyetlerinin sürdürülebilirliğinin sağlanmasıdır.

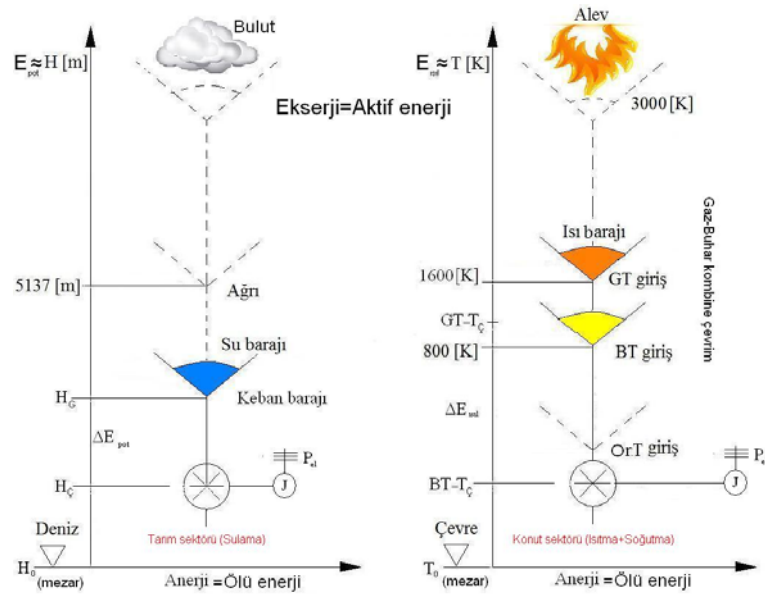
İş potansiyeli bağlamında enerji veya enerji ham maddesi olan yakıtın, işe dönüştürülebilir bölümü *ekserji* (aktif enerji), dönüştürülemeyen bölümü *anerji* (ölü enerji)'den oluşur. Anerji cevizde olduğu gibi ısı bağlamında da değeri olmayan bir kabuktur. Çevrimsel olarak giren ısının ekserjisinin, anerjiden (ısı kabuğu) ayrılarak işe dönüşümünün sürdürülebilirliğinin sağlanabilmesi için, çevrim çıkışında tamamına yakınının iş potansiyelin olmadığı ısı kabuğunun (anerji) soğutma sistemi üzerinden atılarak, döngüsel ısı ve kütleli akış dengesinin sağlanması zorunludur. Ancak kuramsal olarak düşünülebilen tersinir karnot çevrimi, çevrime sunulan ısının ekserjisini tamamen ayırarak işe dönüştürür, geri kalan anerjisini ise (ısı kabuğu) ısıl mezar olan çevreye iletir.

Isı - güç çevrimlerinde, yakıtın yanması süreci ile doğan, maddesel özelliklerden tamamen kurtulan ısı ekserjisinin işe dönüşümü, sadece güç akışkanı genişleme sürecinin gerçekleştiği türbinde oluşur ve bundan sonraki enerji dönüşüm ilişkileri ikinci yasa yani ekserji analizlerinin kapsamına girer ve birinci yasa analizleri bu ilişkilerin aydınlatılmasında yetersizdir. Yakıt ekserjisinin, mekanik enerjiye dönüşüm potansiyeli, yakıt ısısının güç akışkanı üzerinden türbine ulaşabilen bölümüne ve türbin giriş sıcaklığına bağlıdır. Yararlanabilen ekserji doğrudan sıcaklığa bağlı olduğundan, yanmada oluşan ısının tümü türbine ulaşabilir, teorik yanma sıcaklığından, türbin giriş sıcaklığına kadar olan sıcaklık düşmesi, türbin öncesi ekserji kayıplarını gösterir. Teorik yanma sıcaklıkları 2000 °C ve üzeri olabilmesine karşın, türbin malzemesi sıcaklık dayanımı neden ile türbin giriş sıcaklığı günümüzde gaz türbinlerinde en fazla 1500 °C, buhar türbinlerinde ise teknolojik nedenlerle 550 °C dolayında tutulması zorunludur. Bu nedenle esas ekserji kayıp merkezi yanmanın ve ısı transferinin olduğu yanma odaları ve kazanlardır. Soğutma sistemleri ise ısıl kabuk birikim ve aktarım üniteleridir. Bu nedenle kazanlarda ekserji kayıpları genelde % 80, soğutma sistemlerinde (yoğuşturucu-soğutma kulesi) % 5'ler dolayındadır. 1970 'lere kadar birinci yasa düşünme alışkanlığı ile bunun tam aksi algılamalar söz konusu olmasına karşın, günümüzde ikinci yasa analizleri bu gerçeği ortaya koymuştur. Enerji verimliliği olarak karşımıza çıkan yaşamsal çabaların aslında ekserji verimliliği sorunu olduğu kanıtlanmış ve gerçek enerji verimliliği çalışmalarının gerçekçi yöntem ve kapıları açılmıştır [79,80].

Bu çalışmada ilgili ve gerekli geniş kapsamlı ekserji analizleri önce tasarımılanan bileşik ısı - güç santralinde Kangal linyiti kullanıldığı esas alınarak yapılmıştır. Elde edilen enerji ekonomisi yönünden önemli veri ve bilgi birikimi kullanılarak, bu analizler aynı santral kazanında 8 çeşit biokütle ile birlikte yakılarak tekrarlanmış ve sonuçlar irdelenmiştir.

9.1. Ekserji Analizi Termodinamik Temelleri ve Kangal Linyitinin Yakıldığı Bileşik Isı - Güç Santraline Uygulanması

Kütlesel hidrolik enerjisinin işe dönüşüm potansiyeli, türbin girişi-deniz seviyesi arasındaki kütlesel düşü (yükseklik farkı) h ile ifade edildiği gibi, ısı enerjisinin iş potansiyeli (ekserjisi) benzer şekilde türbin giriş-çevre sıcaklığı arasındaki, sıcaklıksal düşü (sıcaklık farkı) T ile ifade edilir (Şekil 9.1). Yağmurdaki kütlesel hidrolik potansiyel türbin girişine kadar nasıl düşer ise, teorik yanma sıcaklığı ile doğan ısının ekserjisi de, türbin giriş sıcaklığına kadar o kadar düşer ve bu sıcaklık düşmesi sonucu büyük ekserji kayıpları oluşur. Bu hidrolik-ısı güç santralleri karşılaştırılmasından görüldüğü gibi, iş veya mekanik enerji üretimi, yüksek ekserji deposu (ısı ve hidrolik baraj) ile yüksek anerji deposu (ısı mezarı) arasında konumlanan iş üreteç (türbin) üzerinden gerçekleştirilebilir. Bunun için çevrim enerji kütle dengesi ile ekserji akışının güvence altına alınması gerekir.

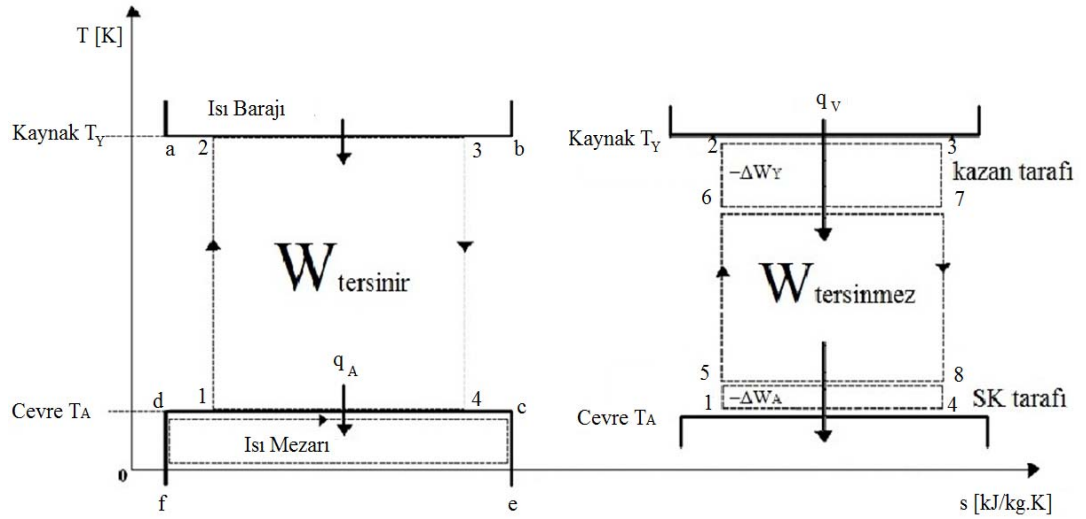


Şekil 9.1. Hidrolik ve Isı- güç santrallerinin ekserji yaklaşımı ile karşılaştırılması [81]

Şekil 9.2'de ısı transferi kaynaklı, kazan ve soğutma kulesi tarafındaki ekserji kayıpları sırasıyla $-\Delta W_Y$ ve $-\Delta W_A$ alan olarak gösterilmiştir. Bu alanlar türbin girişi öncesi ve türbin çıkışı sonrası toplam ekserji kayıplarını E_D göstermektedir.

Tersinmez (gerçek) çevrimde üretilen iş, tersinir (ideal) çevrimde üretilenin çok altındadır. Isı transferi dışında, başlıca tersinmezlik kaynakları; sürtünme, basınç, konsantrasyon, sıcaklık değişimleri vb. diğer kaynaklardır. Uygun sistem tasarımı, optimizasyonu ve sistem işletmesi ile bu tersinmezliklerden kaynaklanan ekserji kayıplarının en aza indirilmesi enerji mühendisliğin başlıca uğraş alanıdır [81].

Ekserji analizleri ve optimizasyonu, ekserji kayıplarının önemine göre sıralarının, oluşum yerlerinin ve boyutlarının belirlenmesinde, sırası ile bunların azaltılmasına yönelik mühendislik yaklaşımlarının belirlenmesi ve uygulanmasında başlıca araçtır.



Şekil 9.2. İdeal tamamen tersinir bir Carnot çevrimi ile ısı transferi kaynaklı kısmi tersinmezlik içeren tersinmez bir Carnot çevriminde üretilen mekanik enerjinin çevrim alanları yönünden karşılaştırılması [81]

Bu bölümdeki ikinci yasaya veya bir diğer tanım ile ekserji analizini gelişimine göre yapılan çalışmada, THERMOFLEX'te tasarlanan santralin verileri kullanılarak, santralin ünite-ünite ekserji analizleri yapılmıştır. Her bir komponentteki ekserji kaybı (exergy destruction, \dot{E}_D) ve ikinci yasa bağlamında ekserji verimi (ϕ) Bölüm 4'te belirtilen formüller yardımı ile hesaplanmıştır. Özgül termo-mekanik ekserji, akışkanın sırası ile kendi sıcaklığındaki ve çevre sıcaklığındaki entalpileri, h ve h_0 , aynı sıcaklıklardaki entropileri s ve s_0 ile çevre sıcaklığı (K), kullanılarak aşağıdaki gibi hesaplanır:

$$e^{TM} = h - h_0 - T_0(s - s_0) \quad (9.1)$$

Böylelikle herhangi bir noktadaki toplam ekserji aşağıda verildiği gibi hesaplanır:

$$\dot{E} = \dot{m}[h - h_0 - T_0(s - s_0) + e^{KM}] \quad (9.2)$$

Eş. 9.2’de genel özgül termo-mekanik ekserji, Eş.9.1 üzerinden herhangi bir akışkanın ve çevrenin termo-mekanik verileri kullanılarak, hesaplanabilir. Birim kütle başına özgül kimyasal-mekanik ekserjinin (e^{KM}) belirlenmesi ise, molar temeldeki kimyasal (stokiyometrik) kütle dengeleri üzerinden hesaplanmış ve sonuçları tablolar biçiminde literatürde verilmiş kaynaklardan elde edilmesi gerekir. Aynı maddeden oluşan akışkanların (besleme suyu, kızgın buhar ve yaş buhar) termo-mekanik özgül ekserjileri Mollier diyagramları vb. tablolardan, kimyasal ekserjileri ise yukarıda bahsi edilen molar bazlı özel tablolardan alınarak ilgili molar/kütlesel dönüşüm faktörleri ile çarpılarak kolayca bulunur [51,53]. Yakma havası, yanma gazları ve yakıt gibi çeşitli molekül sel karışımlardan oluşan akımlarda hem özgül termo-mekaniksel hem de özgül kimyasal ekserjilerin hesaplanması zor ve zahmetli işlemler gerektirir. Aşağıda karışimsal özgül termo-mekanik ve kimyasal ekserjilerinin hesaplanması, hava, yanma gazı ve yakıt için ayrı ayrı incelenmiştir.

9.1.1. Hava ve yanma gazı karışımlarının özgül ekserjilerinin hesaplanması

Özgül termo-mekanik ekserjinin hesaplanması

Hava ve yanma gazları termo-mekanik ekserjileri bulunabilmesi için önce ilgili gaz karışımlarının kendi sıcaklığında (T) ve çevre sıcaklığındaki (T_0) entalpi (h , h_0) ve entropilerinin (s , s_0) bulunması gerekir. Gaz karışımlarını oluşturan bileşenlerin entalpi ve entropileri molar bazda verildiği için önce bu veriler kullanılarak, ilgili karışımların entalpi ve entropileri aşağıdaki gibi hesaplanır [53]:

Karışım molar entalpisi:

$$\bar{h}_{gaz} [\text{kJ/kmol}] = \sum_k x_k \bar{h}_k \quad (9.3)$$

Bileşen molar entalpi (h_k) sıcaklığa bağlı, özgül ısı ve sıcaklığın çarpımından oluşan doğrusal olmayan bir davranış gösterdiğinden, herhangi bir sıcaklıktaki entalpinin doğrudan hesaplanmasının mümkün kılınması için, deneysel bulunan, $c_p(T)$ eğrisi, 3'üncü mertebeden eğri uydurma yaklaşımı ile elde edilen eşitlik kullanılarak, aşağıdaki gibi yaklaşık olarak hesaplanabilir [53].

$$\bar{h}_k [\text{kJ/kmol}] = c_{pk}(T).T = 10^3 \left[H^+ + a \frac{T}{1000} + \frac{b}{2} \left(\frac{T}{1000} \right)^2 - c \frac{1000}{T} + \frac{d}{3} \left(\frac{T}{1000} \right)^3 \right] \quad (9.4)$$

Eş. 9.4'deki serisel parametreler H^+ , a, b, c ve d, her bir bileşen için literatürde ayrı ayrı verilmiştir.

Karışım molar entropisi:

$$\bar{s}_{gaz} [\text{kJ/kmol K}] = \sum_k x_k \bar{s}_k \quad (9.5)$$

Karışımı oluşturan her bir bileşenin sıcaklığa ve basınca bağlı molar entropileri, basınç düzeltmesi dikkate alınarak aşağıdaki gibi hesaplanır:

$$\bar{s}_k [\text{kJ/kmol K}] = \bar{s}_k^* - \bar{R} \ln \frac{x_k P_k}{P_{ref}} \quad (9.6)$$

Eş. 9.6'da verilen, yalnız sıcaklığa bağlı bileşen entropisi (\bar{s}_k^*), sıcaklığa bağlı c_p eğrisinin, entalpidekine benzer eğri yaklaşım yöntemi ile elde edilen yaklaşım denklemi kullanılarak aşağıdaki gibi hesaplanabilir:

$$\bar{s}_k^* [\text{kJ/kmol k}] = S^+ + a \ln T + b \frac{T}{1000} - \frac{c}{2} \left(\frac{T}{1000} \right)^{-2} + \frac{d}{2} \left(\frac{T}{1000} \right)^2 \quad (9.7)$$

Eş. 9.7'deki serisel parametreler S^+ , a , b , c ve d , her bir bileşen için literatürde ayrı ayrı verilmiştir.

Özgül kimyasal-mekanik ekserjinin hesaplanması [51, 53]

Hava, yanma gazı vb. karışımların molar özgül kimyasal-mekanik ekserjileri aşağıdaki toplamsal eşitlik ile hesaplanır [51, 53]:

$$\bar{e}_{\text{Gaz}}^{\text{KM}} [\text{kJ/kmol}] = \sum_k x_k \bar{e}_k^{\text{KM}} + \bar{R}T_0 \sum_k x_k \ln x_k \quad (9.8)$$

Burada \bar{e}_k^{KM} ; k gaz bileşeni için literatürde verilen tablolarından elde edilen molar özgül kimyasal-mekanik ekserjiyi ve x_k ise bileşenin hacimsel molar oranını tanımlar.

Havanın bileşen hacimsel oranları (x_k) bilinmekle beraber, yanma gazları hacimsel oranları; yakıt, yakma sistemi ve ilgili hava fazlalık katsayıları dikkate alınarak yapılan özgül yaş yanma gazı hacmi hesaplarından elde edilir.

9.1.2. Yakıtın özgül ekserjilerinin hesaplanması

Ekserji analizlerinde sisteme beslenen yakıtlarında termo-mekanik ve kimyasal-mekanik ekserjilerinin hesaplanması gerekir. Genelde yakıtlar çevre sıcaklığına ve basıncına yakın termodinamik verilerle sisteme beslendiğinden, çevreye olan ısısal ve basınçsal iş potansiyelleri sıfır kabul edilebilir. Yakıt sıcaklık ve basıncının (örn. Kombine çevrim santralleri) çevre verilerinden çok farklı olması durumunda, bunların termo-mekanik ekserjiye olan etkileri dikkate alınmalıdır. Bu çalışmada söz konusu olan linyitler yaklaşık çevre basıncı ve sıcaklığında santrale beslediği için bunların özgül termo-mekanik ekserjileri dikkate alınmamıştır.

Linyitin özgül molar kimyasal-mekanik ekserjisinin hesaplanması

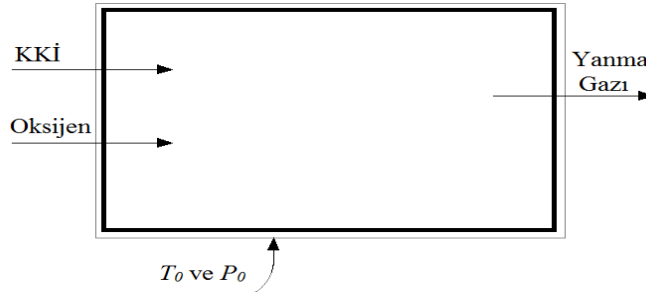
Kömürün kimyasal-mekanik ekserjisi, kuru ve kül içermeyen (KKİ) üst ısıl değeri (Ho_{KK}) ve mutlak entropisi (s_{KK}), çevre sıcaklığı ve saf kömürün teorik yanması sonucu oluşan yanma gazları ve yakma oksijeninin molar kimyasal-mekanik ekserjileri ve entropileri dikkate alınarak kaynak [53]' e göre aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$e_{KK}^{KM} \text{ [kJ/kmol]} = Ho_{KK} + [v_{CO_2} \bar{e}_{CO_2}^{CH} + v_{H_2O} \bar{e}_{H_2O}^{CH} + v_{SO_2} \bar{e}_{SO_2}^{CH} + v_{N_2} \bar{e}_{N_2}^{CH} - v_{O_2} \bar{e}_{O_2}^{CH}] - T_0 [s_{KK} + v_{O_2} \bar{s}_{O_2} - v_{CO_2} \bar{s}_{CO_2} - v_{H_2O} \bar{s}_{H_2O} - v_{SO_2} \bar{s}_{SO_2} - v_{N_2} \bar{s}_{N_2}] \quad (9.9)$$

Eş. 9.9'da verilen saf kömürün MJ/kg cinsinden üst ısıl değeri, Çizelge 9.1'de saf kömür için verilen bileşenlerin molar yüzde oranları kullanılarak, aşağıda verilen ve deneylerle doğrulanan deneysel eşitlik kullanılarak hesaplanmıştır.

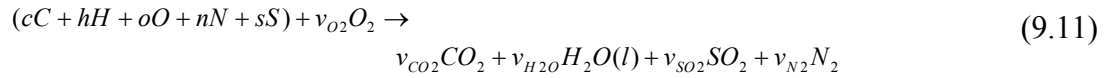
$$(Ho)_{KK} = [152,19 H + 98,767][(C/3) + H - (O - S)/8] = 23859,63 \text{ [kJ/kg]} \quad (9.10)$$

Eş. 9.10'da kömürün kimyasal-mekanik ekserjisinin hesaplanması için gerekli yanma gazı, yakma havası oksijeni parametreleri (v_{O_2} , v_{CO_2} , v_{H_2O} , v_{SO_2} ve v_{N_2}), saf kömürün Şekil 9.3'de verilen ve kimyasal-mekanik ekserjisi hesaplanmasına esas olan kontrol hacmi (yanma odası) yardım ile hesaplanır.



Şekil 9.3. Kömürün kimyasal-mekanik ekserjisi hesaplanmasına esas olan kontrol hacmi

Söz konusu ideal yalıtılmış kontrol hacmine, saf kömür ve oksijen girerek, ideal yanma koşullarında yanma reaksiyonu oluşur, açığa çıkan teorik yanma gazları, yanma odasında çıkar. İlgili yanma reaksiyonunu tanımlayan stökiyometrik kimyasal kütle denge eşitliği aşağıda verilmiştir [53]:



Bu kimyasal eşitliğin girdisel parametreleri ilgili saf kömürün bilinen kmol/kg cinsinden molar bileşen analizleri olan; c, h, o, n ve s değerlerinden (Çizelge 9.1) oluşmakta, bilinmeyen ve hesaplanması istenen, çıktısız parametreler; v_{O_2} , v_{CO_2} , v_{H_2O} , v_{SO_2} ve v_{N_2} olup, elementsel parametrik girdi, çıktı dengesi oluşturmak sureti ile Eş. 9.9'dan hesaplanmaktadır.

Çizelge 9.1. Kuru ve külsüz saf Kangal kömürünün analiz değerleri

Ham kömür bileşenleri	Ham kömür bileşen kütle oranları	Kuru ve kül içermeyen (KK) kömürün kütle ve molar bileşen oranları	
		Molar yüzde oranları	kmol/kg
C	19.7	0.617	0.0514
H	1.55	0.049	0.0485
O	8.81	0.276	0.0172
N	0.58	0.018	0.0013
S	1.29	0.040	0.0013
Kül	16.07	0	0
H ₂ O	52	0	0

Parametrik girdi-çıkı eşitlenmesi ile elde edilen çıktısız parametrelerin değerleri aşağıdaki gibi verilmiştir:

$$v_{CO_2} = c \quad v_{H_2O} = \frac{1}{2}h \quad v_{SO_2} = s \quad v_{N_2} = \frac{1}{2}n$$

$$v_{O_2} = c + \frac{1}{4}h + s - \frac{1}{2}o \quad (9.12)$$

Yanma gazların ekserjilerinin hesaplanmasında olduğu gibi burada da, Eş. 9.11'deki yanma reaksiyon sonucu oluşan gaz bileşenlerinin özgül molar kimyasal-mekanik ekserjileri ve molar entropileri hesaplanmış, sonuçlar aşağıda verilmiştir:

Kimyasal-mekanik ekserjiler;

$$\bar{e}_{O_2}^{CH} = 3,951[\text{kJ} / \text{kmol K}]$$

$$\bar{e}_{CO_2}^{CH} = 14,176[\text{kJ} / \text{kmol K}]$$

$$\bar{e}_{SO_2}^{CH} = 301,939[\text{kJ} / \text{kmol K}]$$

$$\bar{e}_{N_2}^{CH} = 0,639[\text{kJ} / \text{kmol K}]$$

$$\bar{e}_{H_2O}^{CH} = 0,045[\text{kJ} / \text{kmol K}]$$

Entropiler;

$$\bar{s}_{O_2} = 205,15 [\text{kJ} / \text{kmol K}]$$

$$\bar{s}_{CO_2} = 213,79 [\text{kJ} / \text{kmol K}]$$

$$\bar{s}_{SO_2} = 248,09 [\text{kJ} / \text{kmol K}]$$

$$\bar{s}_{N_2} = 191,61 [\text{kJ} / \text{kmol K}]$$

$$\bar{s}_{H_2O} = 69,95 [\text{kJ} / \text{kmol K}]$$

Kuru ve kül içermeyen kömür için mutlak entropi ise yaklaşık olarak aşağıdaki eşitlik kullanılarak hesaplanabilir:

$$s_{KK} = c[37,1653 - 31,4767 \exp(-0,5646 \frac{h}{c+h}) + 20,1145 \frac{o}{c+n} + 54,311 \frac{n}{c+n} + 44,6712 \frac{s}{c+n}] = 1,41[\text{kJ} / \text{kg}_{KK} \text{K}] \quad (9.13)$$

Saf kömür üst ısıl değeri, yanma gazı kimyasal-mekanik ekserji parametreleri ve entropileri, çevre sıcaklığı ve saf kömür mutlak entropisi Eş. 9.11'e konularak, saf Kangal kömürün kimyasal-mekanik ekserjisi $e_{KK}^{KM} = 26\ 000 \text{ kJ/kg}$ bulunur.

Ham kömür; yaklaşık %32 saf kömür, % 52 nem ve % 16 külden oluşmaktadır (Çizelge 9.1). Yaş kömürün kimyasal-mekanik ekserjisi ilgili ham kömür içerik oranları ve kimyasal-mekanik ekserjileri dikkate alınarak aşağıdaki gibi hesaplanır:

$$e_{HK}^{KM} [kJ / kmol] = x_{KK} \cdot e_{KK}^{CH} + x_{su} \cdot \bar{e}_{su}^{km} + x_{kül} \cdot \bar{e}_{kül}^{km} \quad (9.14)$$

Külün kimyasal-mekanik ekserjisi dikkate alınmayarak, santralde yanma odasına beslenen ham kömürün kimyasal-mekanik ekserjisi aşağıdaki gibi hesaplanabilir.

$$e_{HK}^{KM} = 0,3193 e_{KK}^{KM} + 0,52 \frac{\bar{e}_{H_2O(l)}^{KM}}{18,015} = 8\,407,2 [kJ / kg] \quad (9.15)$$

Ham kömürün gerçek kimyasal-mekanik ekserjisi, yakıt alt ısıl değeri ve hesaplanan üst ısıl değerlerinin arasında bulunmaktadır. Linyitin kimyasal-mekanik ekserji hesapları akademik yönü ağır kapsamlı hesaplamalar gerektiğinden, tasarım ve işletme ile uğraşan uygulayıcı mühendisler için bu ekserji değeri; kömür oksijen içeriğine bağlı olarak üst ve alt ısıl değerleri için belirlenmiş bir katsayı ile çarpılarak, hesaplanmış üst ve alt ısıl değerlerden doğrudan elde edilebilir. Gelecekteki bölümlerde bu ekserji değerinin alt ve üst ısıl değere bağlı olarak Kangal linyiti için nasıl belirlenebileceği incelenecektir.

Böylece santralin bütün alt ünitelerindeki giren ve çıkan ekserji değerleri hesaplanabilir. Santralin herhangi bir noktasındaki toplam ekserji değeri; o noktadaki maddesel akışın debisi, özgül termo-mekanik ve kimyasal-mekanik ekserjilerinin yardımı ile aşağıdaki gibi hesaplanabilir:

$$\dot{E}_j = \dot{m}e_j^{TM} + \dot{m}e_j^{KM} = \dot{m}[h_j - h_0 - T_0(s_j - s_0) + e_j^{KM}] \quad (9.16)$$

Eş. 9.16; santralin ekserji ekonomisi yönünden önemli tüm noktalarına uygulanmış, elde edilen ilgili tüm ekserjisel ve termodinamik verileri Çizelge 9.2’de toplu olarak verilmiştir.

Çizelge 9.1. Santralin ekserji ekonomisi yönünden önemli tüm noktalarındaki termodinamik ve ekserjisel veriler

No	Drm*	T [°C]	P [kpa]	\dot{m} [kg/s]	M [kg/kmol]	h [kJ/kg]	s [kJ/kgK]	h_o [kJ/kg]	s_o [kJ/kg K]	E^{TM} [MW]	E^{KM} [MW]	E^{Toplam} [MW]
1	Su	107,000	6439,000	7,519	18,015	448,600	1,3852	104,89	0,3674	0,30	1,30	1,60
2	Su	274,500	6377,000	7,519	18,015	1205,03	3,0117	104,89	0,3674	2,34	1,30	3,65
3	Su	274,500	6377,000	7,519	18,015	1205,03	3,0117	104,89	0,3674	2,34	1,30	3,65
4	Bu	279,600	6377,000	7,500	18,015	2779,70	5,8606	104,89	0,3674	7,78	1,30	9,08
5	Bu	510,000	6000,000	7,500	18,015	3445,88	6,9100	104,89	0,3674	10,43	1,30	11,73
6	Bu	252,000	800,000	0,700	18,015	2954,26	7,0462	104,89	0,3674	0,60	0,12	0,72
7	Bu	252,000	800,000	0,010	18,015	2954,26	7,0462	104,89	0,3674	0,01	0,00	0,01
8	Bu	92,780	77,840	3,436	18,015	2664,41	7,4438	104,89	0,3674	1,55	0,60	2,14
9	Su/Bu	77,510	42,790	3,436	18,015	389,060	1,2298	104,89	0,3674	0,09	0,60	0,69
10	Su	70,000	500,000	90,000	18,015	292,980	0,9549	104,89	0,3674	1,16	15,59	16,75
11	Su	90,000	390,000	90,000	18,015	376,920	1,1925	104,89	0,3674	2,34	15,59	17,93
12	Su/Bu	38,740	6,890	3,354	18,015	2304,26	7,4240	104,89	0,3674	0,32	0,58	0,90
13	Su	38,740	42,790	3,354	18,015	162,290	0,5556	104,89	0,3674	0,00	0,58	0,59
14	Su	37,000	123,000	226,50	18,015	155,020	0,5322	104,89	0,3674	0,23	39,23	39,45
15	Su	29,470	101,320	226,50	18,015	123,580	0,4296	104,89	0,3674	0,03	39,23	39,26
16	Su	29,480	142,200	226,50	18,015	123,630	0,4297	104,89	0,3674	0,04	39,23	39,26
17	Su	66,190	124,000	6,790	18,015	277,040	0,9081	104,89	0,3674	0,07	1,18	1,25
18	Su	25,000	101,320	0,719	18,015	104,890	0,3674	104,89	0,3674	0,00	0,12	0,12

Çizelge 9.2. (Devam) Santralin ekserji ekonomisi yönünden önemli tüm noktalarındaki termodinamik ve ekserjisel veriler

19	Su	62,260	124,000	7,510	18,015	260,600	0,8594	104,89	0,3674	0,07	1,30	1,37
20	Su	105,800	124,000	7,519	18,015	443,250	1,3800	104,89	0,3674	0,27	1,30	1,58
21	Ga	296,200	104,480	20,490	27,315	-3742,47	8,172	-4067,78	7,410	2,01	2,73	4,74
22	Ga	154,700	104,180	20,490	27,320	-3915,81	7,820	-4067,04	7,409	0,58	2,73	3,31
23	Ha	25,000	101,320	16,000	28,762	-161,82	6,927	-161,82	6,927	0,00	0,00	0,00
24	Ha	31,150	107,300	16,000	28,762	-155,58	6,931	-161,82	6,927	0,08	0,00	0,08
25	Ha	250,000	104,830	16,000	28,762	70,13	7,495	-161,82	6,927	1,00	0,00	1,00
26	Kö	25,000	104,330	5,358	-	0,000	0,000	0,000	0,000	0,00	45,05	45,05
27	Ga	347,600	104,550	20,490	27,320	-3676,77	8,280	-4067,04	7,409	2,68	2,73	5,41
28	Su	66,190	42,790	6,790	18,015	277,040	0,9087	104,890	0,3674	0,07	1,18	1,25

*Drm: durum, Bu: buhar, Kö: kömür, Ha: hava, Ga: yanma gazı

Her bir santral bölümü veya komponentindeki toplam ekserji kaybı (E_D), hesaplanmaya esas olan tüm veriler; Çizelge 9.2'den elde edilerek ve Eş. 4.50 kullanılarak hesaplanabilir. İlgili tüm santral bölümlerinde toplam ekserji kaybının hesaplanmasında aşağıdaki varsayımlar yapılmıştır;

- İlgili santral bölümü (j) dış yüzeyinden çevreye olan ısı kaybı \dot{Q}_j 'nin neden olduğu ve Eş. 4.50 'de, $(1 - \frac{T_0}{T_j})\dot{Q}_j = \eta_c \cdot \dot{Q}_j$ terimi ile tanımlanan toplam ekserji kaybın hesaplanmasında, yüzey sıcaklığının yaklaşık olarak çevre sıcaklığına eşit olduğu ($T_j \approx T_0$), dolayısıyla ekserji kaybının sıfır olarak kabul edilmiştir.
- Kazana beslenen yakıt ve yakma havasının yaklaşık çevre sıcaklığında olduğu kabul edilerek, bu akışlarla ilgili özgül termo-mekanik ekserji sıfır kabul edilmiştir.
- Kimyasal ekserji bağlamında ve bu ekserjinin oluşumuna esas olan yakma havası bileşimsel yapısı ve termodinamik koşulları, özgül kimyasal-mekanik ekserjilerin alındığı literatürde verilen tablolardaki model havanın (model I) ile aynı olduğundan, yakma havasının kimyasal-mekanik ekserji dikkate alınmamıştır [53].

Bu yaklaşım ile elde edilen tüm santral bölümü ile ilgili girdi-çıkıtsal toplam ekserjiler ile ilgili bölümde oluşan ve toplam ekserji kaybını veren ekserji denge denklemleri toplu biçimde Çizelge 9.3'de verilmiştir.

Çizelge 9.3. Bileşik ısı – güç santralinin tüm bölümlerinde ve toplamında girdi-çıkıtsal toplam ekserji değerleri, toplam iş aktarımları ve ekserji kayıplarının hesaplanmasına esas olan ekserjisel denklemler

Komponent	$\sum \dot{E}_{in}$	$\sum \dot{E}_{out}$	\dot{W}	\dot{E}_D
Hava fanı	\dot{E}_{23}	\dot{E}_{24}	\dot{W}_{fan}	$-(-\dot{W}_{fan}) + \dot{E}_{23} - \dot{E}_{24}$
Hava ön ısıtıcı	$\dot{E}_{24} + \dot{E}_{21}$	$\dot{E}_{25} + \dot{E}_{22}$	-	$\dot{E}_{24} + \dot{E}_{21} - \dot{E}_{25} - \dot{E}_{22}$
Kazan	$\dot{E}_1 + \dot{E}_{26} + \dot{E}_{25}$	$\dot{E}_5 + \dot{E}_{27}$	\dot{W}_K	$-(-\dot{W}_K) + \dot{E}_1$ $+ \dot{E}_{26} + \dot{E}_{25}$ $- \dot{E}_5 - \dot{E}_{27}$
Buhar türbini	\dot{E}_5	$\dot{E}_6 + \dot{E}_7$ $+ \dot{E}_8 + \dot{E}_{12}$	\dot{W}_T	$-(\dot{W}_T) + \dot{E}_5 - \dot{E}_6 - \dot{E}_7$ $- \dot{E}_8 - \dot{E}_{12}$
Yoğuşturucu	$\dot{E}_{12} + \dot{E}_{16}$	$\dot{E}_{13} + \dot{E}_{14}$	-	$\dot{E}_{12} + \dot{E}_{16}$ $- \dot{E}_{13} - \dot{E}_{14}$
Sıcak Su Isıtıcı	$\dot{E}_8 + \dot{E}_{10}$	$\dot{E}_9 + \dot{E}_{11}$	-	$\dot{E}_8 + \dot{E}_{10}$ $- \dot{E}_9 - \dot{E}_{11}$
Degazör	$\dot{E}_7 + \dot{E}_{19} + \dot{E}_{27}$	$\dot{E}_{20} + \dot{E}_{21}$	-	$\dot{E}_7 + \dot{E}_{19} + \dot{E}_{27}$ $- \dot{E}_{20} - \dot{E}_{21}$
Pompa1	\dot{E}_{28}	\dot{E}_{17}	\dot{W}_{P1}	$-(-\dot{W}_{P1}) + \dot{E}_{28} - \dot{E}_{17}$
Pompa2	\dot{E}_{20}	\dot{E}_1	\dot{W}_{P2}	$-(-\dot{W}_{P2}) + \dot{E}_{20} - \dot{E}_1$
Pompa3	\dot{E}_{15}	\dot{E}_{16}	\dot{W}_{P3}	$-(-\dot{W}_{P3}) + \dot{E}_{15} - \dot{E}_{16}$
Toplam santral	$\dot{E}_{26} + \dot{E}_{23} + \dot{E}_{18}$ $+ \dot{E}_{10} + \dot{E}_{15}$	$\dot{E}_6 + \dot{E}_{22} +$ $\dot{E}_{11} + \dot{E}_{14}$	\dot{W}_{net}	$-(\dot{W}_{net}) + \dot{E}_{26} + \dot{E}_{23} + \dot{E}_{18} + \dot{E}_{10}$ $+ \dot{E}_{15} - \dot{E}_6 - \dot{E}_{22} - \dot{E}_{11} - \dot{E}_{14}$

9.2. Kangal Linyiti Yakılan Bileşik Isı - Güç Santrali Örneğinde Ekserji Verimlerinin Hesaplamalarında Mühendislik Yaklaşımı

Enerji dönüşüm sistemlerinin, enerji ekonomisi (verimliliği) bağlamında termodinamiğin birinci yasası uygulanması durumunda, ısı kabuğu ile sarmalanan mekanik enerji ile bunun açığa çıkarılması için türbinlerde soyularak, soğutma kulesi üzerinden çevreye atılan ısı kabuğu eş değer sanılmaktadır. Bu nedenle birinci yasa analizleri enerji verimliliği çalışmalarını çarpıtmakta ve yanlış yön ve noktalara yöneltmektedir. Birinci yasaya kıyasla, ikinci yasa mekanik enerji dengesi üzerinde kurgulanmakta, çevreye atılan ısı kabuğu enerji kaybı olarak değil, yalnızca bu ısı kabuğunun içerdiği ekserjiyi kayıp olarak ele almaktadır. Bu nedenle tüm santralin ekserjisel verimliliği bağlamında değerlendirilebilmesi için, santrali oluşturan tüm bölümlerdeki, toplam ekserjisel çıktı ve girdi oranı üzerinden ikinci yasa verimleri hesaplanarak, ekserji ekonomisi bağlamında öncelikle ele alınması gereken bölümler belirlenir. Literatürde ekserji verimi, enerji teknolojisi tarihsel geleneği bağlamında; ürün (ikincil enerji, doğrudan kullanılabilen veya enerji taşıyan çıktı) bölü yakıt (birincil enerji, doğrudan kullanılmayan veya enerji taşıyan girdi) biçiminde ifade edilmektedir.

Bundan sonraki bu çalışmada ekserji verimi; toplam çıktısız ekserjilerin, toplam girdisel ekserjilere oranı olarak tanımlanır.

Yukarıda özetlenen mühendislik yaklaşımı ile santrali oluşturan tüm ilgili bölümlerin ve bütün santralin ekserji verimlerine (φ) esas olan girdisel (yakıt) ve çıktısız (ürün) verileri ile ilgili eşitlikler Çizelge 9.4'de gösterilmiştir.

Çizelge 9.4. Santrali oluşturan bölümler ve ekserji verimleri

Komponent	Çıkan ekserji	Giren ekserji	Ekserji verimi
Hava fanı	$\dot{E}_{24} - \dot{E}_{23}$	\dot{W}_{fan}	$\frac{\dot{E}_{24} - \dot{E}_{23}}{\dot{W}_{fan}}$
Hava ön ısıtıcı	$\dot{E}_{25} - \dot{E}_{24}$	$\dot{E}_{22} - \dot{E}_{21}$	$\frac{\dot{E}_{25} - \dot{E}_{24}}{\dot{E}_{22} - \dot{E}_{21}}$
Kazan	$\dot{E}_5 - \dot{E}_1$	$\dot{E}_{26} + \dot{E}_{25}$ $- \dot{E}_{27} + \dot{W}_K$	$\frac{\dot{E}_5 - \dot{E}_1}{\dot{E}_{26} + \dot{E}_{25} - \dot{E}_{27} + \dot{W}_K}$
Buhar türbini	\dot{W}_T	$\dot{E}_5 - \dot{E}_6 - \dot{E}_7$ $- \dot{E}_8 - \dot{E}_{12}$	$\frac{\dot{W}_T}{\dot{E}_5 - \dot{E}_6 - \dot{E}_7 - \dot{E}_8 - \dot{E}_{12}}$
Yoğuşturucu	$\dot{E}_{13} + \dot{E}_{14}$	$\dot{E}_{12} + \dot{E}_{16}$	$\frac{\dot{E}_{13} + \dot{E}_{14}}{\dot{E}_{12} + \dot{E}_{16}}$
Degazör	$\dot{E}_{20} + \dot{E}_{21}$	$\dot{E}_7 + \dot{E}_{19} + \dot{E}_{27}$	$\frac{\dot{E}_{20} + \dot{E}_{21}}{\dot{E}_7 + \dot{E}_{19} + \dot{E}_{27}}$
Sıcak su ısıtıcı	$\dot{E}_8 - \dot{E}_9$	$\dot{E}_{11} + \dot{E}_{10}$	$\frac{\dot{E}_{11} - \dot{E}_{10}}{\dot{E}_8 - \dot{E}_9}$
Pompa1	$\dot{E}_{17} - \dot{E}_{16}$	\dot{W}_{P_1}	$\frac{\dot{E}_{17} - \dot{E}_{16}}{\dot{W}_{P_1}}$
Pompa2	$\dot{E}_1 - \dot{E}_{20}$	$\dot{W}_{P_{II}}$	$\frac{\dot{E}_1 - \dot{E}_{20}}{\dot{W}_{P_{II}}}$
Pompa 3	$\dot{E}_{16} - \dot{E}_{15}$	$\dot{W}_{P_{III}}$	$\frac{\dot{E}_{16} - \dot{E}_{15}}{\dot{W}_{P_{III}}}$
Toplam santral	$\dot{W}_{net} + \dot{E}_6 +$ $(\dot{E}_{11} - \dot{E}_{10})$	$\dot{E}_{26} + \dot{E}_{18} + \dot{E}_{23}$ $+ (\dot{E}_{15} - \dot{E}_{14})$	$\frac{\dot{W}_{net} + \dot{E}_6 + (\dot{E}_{11} - \dot{E}_{10})}{\dot{E}_{26} + \dot{E}_{18} + \dot{E}_{23} + (\dot{E}_{15} - \dot{E}_{14})}$

Tüm santral bölümlerinin girdi ve çıktıkları ile ilgili olarak hesaplanan ve Çizelge 9.2’de verilen toplam ekserjiler, bu Çizelgeden alınarak; Çizelge 9.3 ve 9.4’de verilen, toplam ekserji kaybı ve ekserji verimleri denklemlerine konularak, tüm bölümlerdeki ve santralin tümündeki toplam ekserji kayıpları ve verimleri ayrı ayrı hesaplanmış ve sonuçlar toplu olarak Çizelge 9.5’de gösterilmiştir.

Çizelge 9.5. Kangal linyiti ile çalışması öngörülen santralin tümünde ve onu oluşturan tüm bölümlerdeki ekserji kayıpları, bu bölümlerdeki kayıpların toplam kayıp içindeki oranları ve ilgili ekserji verimleri

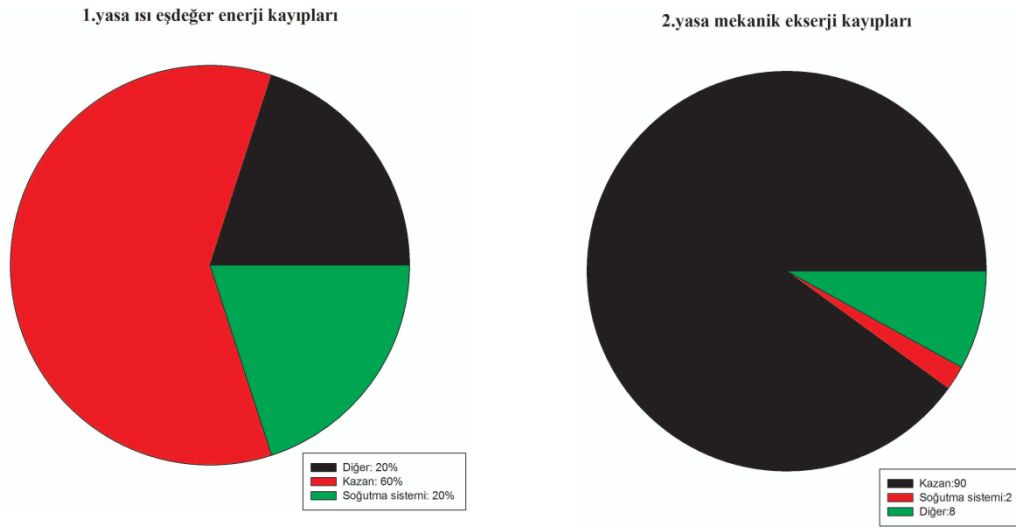
Komponent	Ekserji kaybı [MW]	Yüzde ekserji kaybı [%]	Ekserji verimi [%]
Hava fanı	0,03	0,08	74,85
Hava ön ısıtıcı	0,51	1,51	64,29
<i>Kazan</i>	<i>30,62</i>	<i>90,45</i>	<i>24,84</i>
Buhar türbin	1,07	3,17	68,15
<i>Yoğuşturucu</i>	<i>0,82</i>	<i>2,41</i>	<i>99,68</i>
Degazör	0,47	1,38	93,12
Sıcak su ısıtıcı	0,27	0,81	98,55
Pompa1	0,001	0,004	46,72
Pompa2	0,05	0,16	34,34
Pompa 3	0,01	0,03	32,66
<i>Toplam santral</i>	<i>33,85</i>	<i>100,00</i>	<i>18,40</i>

Çizelge 9.5’de sütun ikide her bir santral bölümünün ve en sonunda da tüm santralin ekserji kayıpları kazan yakma havası girişinden başlayarak sırasıyla alt alta verilmiştir. İkinci sütunun sonunda santralin toplam ekserji kaybı yaklaşık 33,85 MW_e olarak hesaplanmıştır.

Aynı çizelgenin üçüncü sütununda ise santrali oluşturan her bir elemandaki ekserji kaybının toplam santral ekserji kaybına (33,85 MW_e) oranı ayrı ayrı hesaplanarak verilmiştir. Buradan da görüldüğü gibi en büyük ekserji kayıpları sırasıyla kazan (% 90,45), türbin (% 3,17) ve yoğuşturucu (% 2,41) olmak üzere üç ana bölümde oluşmaktadır. Bu üç bölümde santral toplam ekserji kaybının yaklaşık %96,03’ü oluşmakta, diğer tüm bölümlerinin toplamında ise oluşan ekserji kaybı %3,97 dolayında kalmaktadır. Bu nedenle ekserji ekonomisi, dolayısıyla enerji verimliliği bağlamında, yanma, ısı transferi vb. çok karmaşık süreçlerin oluştuğu kazan; başlıca üzerinde durulması gereken santral bölümünü oluşturmaktadır. Kazanda ekserji kaybının azaltılarak enerji verimliliğinin artırılması, bundan sonra gelecek tüm

kuşakları uğraştıracak bir bilimsel ve teknolojik sorun olarak insanlığın önünde bulunmaktadır.

Ayrıca tasarımı yapılan bileşik ısı-güç santrali ile ilgili hesaplanan enerji ve ekserji kayıplarının santral elemanları arasındaki dağılımı ve bunların toplam santral ekserji kaybındaki payları Şekil 9.4'te gösterilmiştir.



Şekil 9.4. Tasarımlanan Kangal linyiti ile çalışan 6,41 MW kurulu kapasitedeki bileşik ısı-güç santralinin enerji ve ekserji kayıplarının toplam santral kayıpları içerisindeki oranları

Birinci yasa uyarınca bulunan enerji kayıpları ısı kabuğu bağlamında ekserji içeriği minimum düzeyde olan ısı kayıplarını (Şekil 9.4), ikinci yasa bağlamında ekserji analizi ile elde edilen ekserji kayıpları ise doğrudan elektriğe dönüştürülebilen, mekanik enerji kayıplarını göstermektedir. Mühendisin görevi, ısı kabuk veya çöpleri ile uğraşmak değil, doğrudan elektrik enerjisi kaybı anlamına gelen, ekserji kayıplarına odaklanmaktır. Şekil 9.4 'de görüldüğü gibi, santraldeki enerji ve ekserji kayıplarının tamamına yakını santralin kazan ve soğutma sisteminde (yoğuşturucu ve soğutma kulesi) görülmektedir. Ne yazık ki birinci yasanın ısı ve mekanik enerjileri iş potansiyeli bağlamında eşit kabul etmesi, bizim için önemli olan mekanik enerji kayıplarını geri kazanma bağlamındaki çalışmalarımızı, yanlış yön ve noktaya götürerek soğutma sistemine odaklanmamıza neden olmuştur. Şekil 9.4 'de

görüldüğü gibi mekanik enerji kaybına eşit olan ekserji kaybı, soğutma sisteminde yaklaşık % 2 kazanda ise % 90 dolayında olmaktadır. Bu nedenle gerçek enerji verimliliği çalışmaları birinci konumda kazanlarda yapılması bir zorunluluktur. Çizelge 9.5'in dördüncü sütununda ise tüm santral elemanları ve santralin tümü ile ilgili ekserji verimleri yüzde olarak verilmiştir. Bu sütundan görüldüğü gibi ekserji verimliliği yönünden en olumsuz bölümler sırası ile kazan, pompa 3 ve 2 dirler. Birinci yasa uyarınca; verimi genelde % 87 dolayında olan kazanın, ekserji verimi % 24,81 olmakta, yine birinci yasa uyarınca enerji verimi % 48 dolayında olan soğutma sisteminin ekserji verimi ise % 99,68 olarak görülmektedir.

Bu çalışmada incelenen bileşik ısı-güç santrali çok düşük kaliteli bir linyitle çalıştırıldığından kazandaki toplam ekserji kaybı yukarıdada ifade edildiği gibi %90 dolayında bulunmuştur ve literatürde hesaplanan ekserji kayıp değerleri ile uyum içerisindedir.

9.3. Tasarımlanan Bileşik Isı - Güç Santrallerinde Linyit ve Biokütlelerin Birlikte Yakılması Durumunda Santralin Ekserji ve Performans Analizleri

Bölüm 9.1 ve 9.2'deki analiz ve mühendislik yaklaşımları uygulanarak, söz konusu bileşik ısı - güç santralinde 8 çeşit biokütle ile Kangal linyitinin birlikte yakılması amaçlanarak benzer hesaplamalar yapılmıştır. İlgili analizlerde, elle yapılan hesaplamalar sonucunda uygunluğu kanıtlanan THERMOFLEX paket programı kullanılmıştır. Santral ekserji performans analizlerine esas olan linyitlerin elementel analizleri ve alt ısıl değerleri (Hu) Çizelge 9.6'da verilmiştir.

Çizelge 9.6. Tasarımlanan bileşik ısı - güç santralinin ekserji ve performans analizlerine esas olan linyit ile birlikte yakılan biokütlelerin elementel analizleri ve alt ısıl değerleri

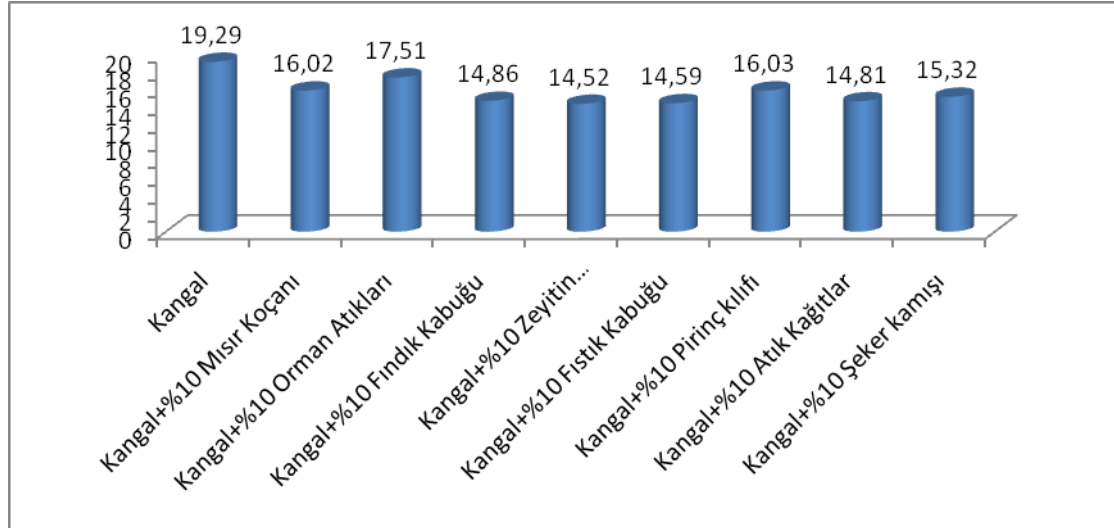
Linyit	C [%]	H [%]	O [%]	S [%]	N [%]	W [%]	A [%]	Hu [kJ/kg]
Kangal linyiti	19,70	1,55	8,81	1,29	0,58	52,00	16,07	5876,3
Kangal+%10 Mısır Koçanı	14,9	57,88	26,63	0,29	0,31	48,3	14,6	6684,71
Kangal+%10 Orman Atıkları	25,69	2,35	20,41	0,06	0,53	48,91	2,03	8594
Kangal+%10 Fındık Kabuğu	23,02	1,95	10,67	1,16	0,66	47,72	14,81	7069
Kangal+%10 Zeytin Çekirdeği	49,57	6,28	35,94	0,05	0,42	6,08	1,62	18758
Kangal+%10 Fıstık Kabuğu	46,42	5,84	38,06	0,2	0,64	7,54	1,3	18,211
Kangal+%10 Pirinç kılıfı	34,58	4,23	31,69	0,05	0,46	10,94	18,05	12916
Kangal+%10 Atık Kağıtlar	22,11	2	11,29	1,16	0,53	47,68	15,22	7031
Kangal+%10 Şeker kamışı	43,59	5,26	38,39	0,04	0,14	10,39	2,19	15587

Çizelge 9.6’da özellikleri verilen yerli linyitlerin tasarımı yapılan bileşik ısı-güç santralinde yakılması durumunda her bir yakıt için üretilen güç (P_{el}), toplam ekserji kaybı (E_D), 2. yasa temelli ekserji verimi (φ), 1. Yasaya dayanan, alt ısıl temelli enerji verimleri (η_{IHu}) ve ekserji veriminin alt ısıl temelli enerji verimi oranı (D_{η_u} , φ / η_{IHu}) ayrı ayrı hesaplanarak Çizelge 9.7’de verilmiştir. Bu hesaplarda üretilen buhar miktarının sabit kalması ve gücün yaklaşık sabit kalması sağlanarak, mekanik enerji eşdeğer toplam ekserji kayıpları, toplam enerji salımına esas olan yakıt tüketimleri (Şekil 9.5) ayrıca hesaplanmıştır.

Çizelge 9.7. Tasarımlanan santralde çeşitli yakıtların yakılması durumunda hesaplanan ekserji ve performans analiz sonuçları

Yakıt	P_{el} [MW]	E_D [MW]	φ [%]	η_{IHu} [%]	φ / η_{IHu} (D_{η_u})
Kangal linyiti	6,41	33,85	18,40	50,99	0,360
Kangal+%10 Mısır Koçanı	6,404	32,35	19,16	53,84	0,355
Kangal+%10 Orman Atıkları	6,396	30,55	19,88	53,54	0,370
Kangal+%10 Fındık Kabuğu	6,436	30,20	20,35	54,99	0,370
Kangal+%10 Zeytin Çekirdeği	6,445	28,80	21,12	55,58	0,379
Kangal+%10 Fıstık Kabuğu	6,449	28,18	21,47	55,71	0,385
Kangal+%10 Pirinç kılıfı	6,421	29,28	20,72	54,71	0,378

Kangal+%10 Atık Kağıtlar	6,442	28,71	21,15	55,51	0,381
Kangal+%10 Şeker kamışı	6,436	29,17	20,84	55,06	0,378
Ortalama	6,426	30,122	20,343	54,436	0,372



Şekil 9.5. Tasarımlanan bileşik ısı-güç santralinde çeşitli biokütlelerin ve kangal linyitinin yakılması durumunda t/h cinsinden yakıt tüketimleri

Ülkemizde ve Avrupa ülkelerinde, alt ısı esaslı enerji verimleri kullanılmaktadır. Bunların gerçek durumu gösteren ve yeni uygulanmaya başlanan ekserji verimi ile ilişkileri ve ilgili sapmalar bilinmemektedir. Bu belirsizlik, küresel düzeyde, uygulayıcı mühendisler arasında sorunlara ve kafa karışmalarına neden olmaktadır. Bu ilişkilerin belirlenmesi, en azından akademik tarafı ağır basan ve karmaşık modelleme ve analizleri üzerinden elde edilen ekserji verimlerinin yaklaşık olarak, alt ısı temelli enerji verimleri kullanılarak bir düzeltme katsayısı ile eldesini sağlamak amacı ile hesaplanmıştır. Genelde düşük kaliteli Türk linyiti ve çeşitli biokütleler için kullanılacak ortalama düzeltme katsayıları (D_{η_u}) hesaplanmıştır. Bu katsayılar kullanılarak düşük kaliteli Türk linyiti ve çeşitli biokütleler ile çalışan bileşik ısı-güç santrallerinin ekserji verimleri alt ısı temelli enerji verimleri kullanılarak aşağıdaki gibi hesaplanabilir:

$$\eta_{II} = D_{\eta_u} \cdot \eta_{IH_u} \quad (9.17)$$

Burada ilgili ekserji hesaplama katsayısı $D_{\eta u} = 0,37$ 'dir. Düşük kaliteli yerli linyitler için hesaplanan bu ortalama ekserji verimlilik katsayısının belirlenmesinde, ilgili yakıtların MTA tarafında belirlenerek yayınlanan gerçek değerleri kullanılmıştı.

İlave yakıt gerektirmeksizin enerji verimliliği çalışmaları ile ilave elektrik üretimi için esas olan temel faktör, toplam ekserji kayıplarıdır. Çizelge 9.7'de görüldüğü gibi, en fazla ekserji kayıpları sırası ile Kangal linyiti, Kangal linyiti+ mısır koçanı ve Kangal linyiti + orman atıkları kullanılması durumunda oluşmaktadır. En az ekserji kaybı ise Kangal linyiti +fıstık kabuğu yakılması durumunda oluşmaktadır. Kangal linyiti, Kangal linyiti+ mısır koçanı ve Kangal linyiti + orman atıkları kullanılması durumunda toplam ekserji kayıplarının fazla olmasının başlıca nedeni yüksek nem ve kül içerikleridir.

Ekserji ve çeşitli türdeki enerji verimlilikleri kapsamında görülen, küresel düzeyde, uygulayıcı mühendisler arasında kafa karışmalarına neden olan sorunların benzeri, yakıt kimyasal-mekanik ekserji (e^{KM}) ve yakıt üst ve alt ısı değerleri (H_o , H_u) arasında da mevcuttur. Kimyasal-mekanik ekserjinin hesaplanması, uygulayıcı mühendisler için ele alınması söz konusu olmayan, akademik tarafı ağır basan kapsamlı, karmaşık ve zor işlemleri gerektirdiğinden, yakıt ekserjisinin bir katsayı uygulaması ile, mevcut alt ve üst ısı değerlerinden hesaplanması önemli bir konudur. Burada düşük kaliteli Kangal linyiti ve çeşitli biokütlelerin ortalama yakıt ısı değerleri kullanılarak, hesaplanan kimyasal-mekanik ekserji ile oranlanarak ilgili yakıtsal dönüşüm faktörleri (D_{y_o} ve D_{y_u}) belirlenmiş ve ilgili analiz sonuçları topluca Çizelge 9.8'de verilmiştir.

Çizelge 9.6. Tasarımlanan bileşik ısı-güç santralinde kullanılan çeşitli yerli linyitlerin alt ve üst ısıl değerleri, özgül kimyasal-mekanik ekserjiler ve yakıt kimyasal-mekanik ekserjilerinin belirlenmesinde yakıtsal dönüşüm faktörleri

Linyit	Ho [kJ/kg]	Hu [kJ/kg]	e ^{KM} [kJ/kg]	e ^{KM} /Ho (D _{yo})	e ^{KM} /Hu (D _{yu})
Kangal linyiti	7557	5876,30	8407	1,11	1,43
Kangal+%10 Mısır Koçanı	8291,07	6684,71	9711,48	1,17	1,45
Kangal+%10 Orman Atıkları	7766,29	6148,04	8556,54	1,10	1,39
Kangal+%10 Fındık Kabuğu	8661,47	7069,27	9893,44	1,14	1,40
Kangal+%10 Zeytin Çekirdeği	8763,85	7164,43	9765,51	1,11	1,36
Kangal+%10 Fıstık Kabuğu	8705,94	7112,55	9561,36	1,09	1,34
Kangal+%10 Pirinç kılıfı	8146,8	6580,26	8990,82	1,10	1,37
Kangal+%10 Atık Kağıtlar	8632,2	7031,29	9559,25	1,11	1,36
Kangal+%10 Şeker kamışı	8438,00	6850,31	9370,32	1,11	1,37
Ortalama	8329,18	6724,12	9312,85	1,11	1,38

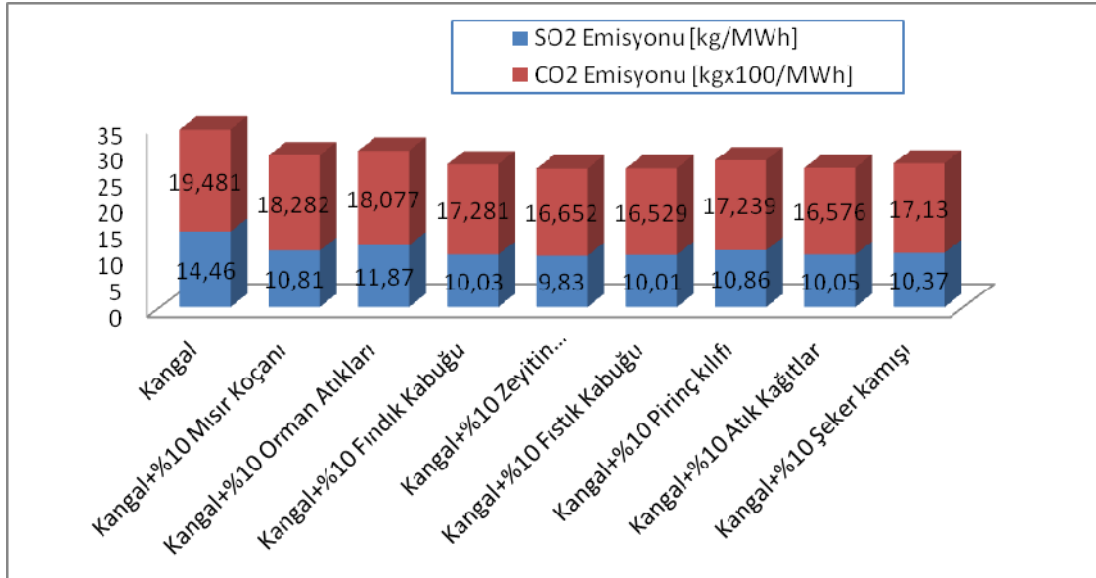
Bu yakıtsal düzeltme katsayıları kullanılarak düşük kaliteli Kangal linyiti ve çeşitli bioküteller ile çalışan bileşik ısı-güç santrallerinin özgül kimyasal-mekanik ekserjileri, bilinen yakıt alt ve üst ısıl değerleri kullanılarak yaklaşık olarak aşağıdaki gibi hesaplanabilir:

$$e^{KM} = D_{yo} \cdot Ho = D_{yu} \cdot Hu \quad (9.18)$$

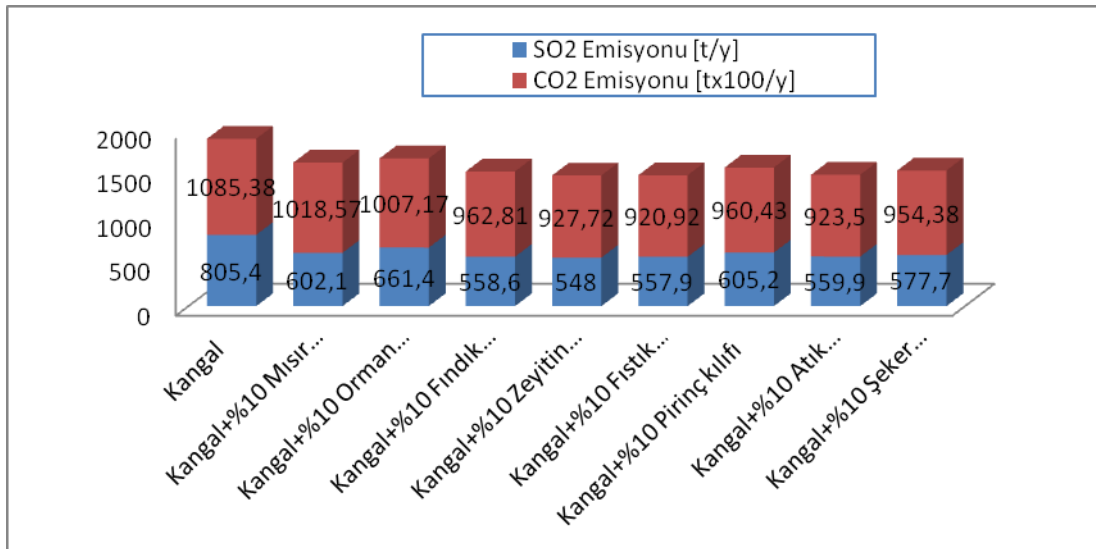
Burada özgül kimyasal-mekanik ekserjilerin belirlenmesine yönelik söz konusu yakıtsal dönüşüm faktörleri; $D_{yo} = 1,11$ ve $D_{yu} = 1,38$ olarak bulunmuştur. Buradan görüldüğü gibi özgül kimyasal-mekanik ekserji e^{KM} ile Ho arasındaki sapma, Hu 'ya kıyasla daha küçüktür. Ho ve Hu kullanımı durumunda e^{KM} hesaplanmasındaki sapma % 13 dolayındadır.

SO_2 ve CO_2 emisyon hesapları Thermoflex programı kullanılarak kg/MWh_e cinsinden hesaplanmış ve sonuçlar Şekil 9.6'da verilmiştir. Bu sonuçlar ilgili

dönüşüm faktörleri kullanılarak, uygulayıcılar tarafından kullanılan t/h birimlerine dönüştürülmüş sonuçlar Şekil 9.7’de verilmiştir.



Şekil 9.6. Tasarımlanan bileşik ısı-güç santralinde Kangal linyiti ve çeşitli biokütlelerin yakılması durumunda açığa çıkan özgül SO₂ ve CO₂ emisyonları



Şekil 9.7. Tasarımlanan bileşik ısı-güç santralinde Kangal linyiti ve çeşitli biokütlelerin yakılması durumunda saatte ton başına açığa çıkan SO₂ ve CO₂ emisyonları

Şekil 9.6 ve 9.7’de görüldüğü gibi en fazla SO₂ emisyonu Kangal linyiti yakılması ve en düşük ise Kangal linyiti+%10 zeytin çekirdeği salınmaktadır. SO₂ salımını kömür kükürt oranına ve toplam ekserji kaybına göre yakılan yakıt miktarı tarafından

belirlenmektedir. CO₂ emisyonları için ise, en fazla yine Kangal linyiti yakılması ve en düşük ise Kangal linyiti+%10 fıstık kabuğu durumunda salınmaktadır. Bu emisyonda yakıt karbon oranına ve ilgili santralin verimine bağlı olarak tüketilen yakıt miktarına bağlıdır.

9.4. Kangal Linyitinin Yakıldığı Bileşik ısı-güç Santralinde Ekserji Veriminin Artırılmasına Yönelik Duyarlılık Analizleri

Bu bölümde tasarımı yapılan bileşik ısı-güç santralinde Kangal linyitinin yakılması durumunda, tam yük koşullarında, santral ısı ve çevresel performans parametrelerinin, başlıca etken işletme parametrelerinin değişimlerine duyarlılığı, ekserji analizleri yardımı ile ayrıntılı bir biçimde incelenmiştir.

Isıl ve çevresel santral performansını etkileyen başlıca etken parametreler Çizelge 9.9, ikinci sütununda toplu halde verilmiştir. İlgili analizler; yalnızca ekserji verimliliği artırma amacı ile yapıldığından, ilgili parametre değişimleri bu amaca yönelik biçimde yapılmıştır. Bu parametre değişimleri kullanılarak yukarıdaki bölümlerde ayrıntıları verilen ekserji verimlilik analizleri yardımı ile ilgili duyarlılık analizleri gerçekleştirilmiş, hesaplama sonuçları karşılaştırmalı olarak toplu halde, Çizelge 9.9'da verilmiştir.

Çizelge 9.9. Kangal linyitinin yakıldığı santralde tam yük işletme koşullarında etken işletme parametrelerinin değişimlerinin; santral ekserji verimi, elektrik üretimi, yakıt tüketimi, CO₂ ve SO₂ emisyonlarının değişimine etkisi

No.	Etken işletme parametreleri	Birim	Parametrik değişimler	$\Delta \eta_{II}$ [%]	ΔP_{el} [%]	ΔCHP [%]	$\Delta \dot{m}_f$ [%]	ΔCO_2 [%]	ΔSO_2 [%]
1	Hava fazlalık Katsayısı	[%]	20-40	0,05	-0,19	-2,73	2,59	2,65	2,58
2	Yakma havası sıcaklığı	[°C]	150-350	1,15	0,14	2,76	-2,78	-2,79	-2,79
3	EKO Tasarım Subcooling Sıcaklığı	[°C]	1-9	0,20	-0,03	-1,97	0,67	0,66	0,66
4	Kızgın buhar sıcaklığı	[°C]	490-530	0,83	1,5	0,69	0	0	0
5	Kızgın buhar basıncı	[bar]	40-80	0,07	1,70	4,51	-4,20	-4,21	-4,21

Çizelge 9.9. (Devam) Kangal linyitinin yakıldığı santralde tam yük işletme koşullarında etken işletme parametrelerinin değişimlerinin; santral ekserji verimi, elektrik üretimi, yakıt tüketimi, CO₂ ve SO₂ emisyonlarının değişimine etkisi

6	Yoğuşturucu basıncı	[kPa]	6-7	0,28	-0,09	-0,04	0	0	0
7	Kazan Çıkış sıcaklığı	[°C]	700-800	0,27	-0,22	-5,16	4,83	4,83	5,16
8	BT Kuuruluk Verimi	[%]	70-90	0,14	1,58	0,53	0	0	0

Çizelge 9.9’da görüldüğü gibi; hava fazlalık katsayısının normal koşulların üzerinde artırılması, küçükte olsada (%0,05) ekserji verimini artırmakta, buna bağlı olarak yakıt tüketimi ve CO₂ ve SO₂ emisyonlarında önemli düşmelere neden olmaktadır. İlave fazla hava ile düşen yakıt miktarı dikkate alınarak yanma odası sıcaklığı azalmakta, sıcaklık düşüşünün 4. kuvvetindeki ışıma ısı aktarım azalması buhar entalpisinde küçük azalmalara neden olmaktadır. Bu da, elektrik üretiminde kısmi bir düşme (%0,19) sonucunu doğurmaktadır.

Yakma havası sıcaklığının artırılması ile kazana ilave ısı aktarıldığından, yakıt tüketiminde kısmi bir düşüş, diğer taraftan, %0,14 gibi cüzi bir elektriksel yükselmede de görülmektedir.

Ekserji veriminin artmasına karşın elektrik üretiminin düştüğü bir diğer parametre değişimi ise ekonomizer yaklaşım sıcaklığında görülmektedir. Ekonomizer yaklaşım sıcaklığı arttıkça, yakıt debisi de artmaktadır. Söz konusu bileşiksel etkiler altında yakıt tüketiminde %0,67 artma, net elektrik üretiminde ise %0,03 küçük bir azalma meydana gelmekte ve ekserji veriminin de % 0,2 dolayında bir artış oluşmaktadır.

Elektrik üretim ve verim artışları, yakıt tüketiminin azalmasına yol açmakta, CO₂ ve SO₂ emisyonun düşmelerine neden olmaktadır. Yoğuşturucu basıncının düşmesi ile yakıt tüketiminde değişme oluşmadan santral veriminde ve elektrik üretiminde net artış oluşmakta, emisyonlar ise değişmemektedir.

Diğer parametrelerin net duyarlılığı ise beklendiği gibi, aksi yönlerde oluşan duyarlıkların karşılıklı etkileşim değerleri etkisi ile kolayca izah edilebilmektedir.

10. SONUÇLARIN İRDELENMESİ VE İLERİYE DÖNÜK ÖNERİLER

Bu çalışmada, literatürlerde verilerin veri aralığına göre gerçek işletme parametrelerinin seçilmesine çaba gösterilmiştir. Enerji üretimlerinde kullanılan düşük kaliteli linyitlere bağımlılıkta dünyanın başta gelen ülkelerinden olan Türkiye'de bu tür santrallerin enerji ve çevresel performanslarının nasıl iyileştirilebileceği ve çok daha verimli yeni tür sistemlerin nasıl geliştirilebileceği konusunda, gerekli mühendislik yaklaşımı ele alınmıştır. Bu tür düşük kaliteli linyitlerden elektrik, proses buhar ve sıcak su üretimlerinde uygun bir sistem yapısına sahip multi enerji (6,5 MW_e, 2,5 t/h proses buhar ve 7,5 MW_t sıcak su) üretimi için bir bileşik ısı – güç santrali tasarlanmış ve sistem yapısı oluşturulmuştur. Tasarımlanan bileşik ısı – güç santralinin sistem yapısı ve tasarıma esas olan sistem parametreler ise Böl.5 ve Böl. 6'da gösterilmiştir.

10.1. Sonuçların İrdelenmesi

Ar-Ge amaçlı tasarımılanan bu santralde, günümüz Türkiye'sinde kullanılan Kangal linyiti gibi çok düşük kaliteli bir yakıtın yakıldığı kabul edilerek santrale enerji ve ekserji analizi yapılmıştır. Ayrıca Türkiye'de kullanılabilen çeşitli biokütlelerin de linyitle birlikte yakılmasıyla santrale kapsamlı ekserji ve duyarlılık analizleri yapılmıştır. Başlıca tasarım ve işletme parametrelerinin santralin enerji ve çevresel performansına etkileri araştırılmış, etkin enerji verimliliği uygulamaları için yaklaşımlar getirilmiş ve sonuçlar irdelenmiştir.

Böl. 8'de gösterildiği gibi, THERMOFLEX paket programında tasarımılanan bileşik ısı – güç santralinin davranışı, elle yapılan hesaplara kıyasla ortalama % 3,36 bir sapma göstermiştir. Bu sapmalar bazı sistem elemanlarında % 1'e kadar

düşmektedir. Böylece, elle yapılması mümkün olmayan çok karmaşık ve zor sistem parametrik optimizasyonlarının ve ekserji analizlerinin THERMOFLEX ile yapılmasının uygun olduğu kanıtlanmış ve bunun ardından, tüm analizler THERMOFLEX paket programı kullanılarak gerçekleştirilmiştir.

Isı ve mekanik enerjinin eşdeğer kabul edildiği 1.yasa uyarınca bulunan enerji kayıpları; ekserji içeriği minimum düzeyde olan ısı kayıplarını (Böl. 9); 2. yasa bağlamında ekserji analizi ile elde edilen ekserji kayıpları ise; doğrudan elektriğe dönüştürülebilen, mekanik enerji kayıplarını göstermektedir.

Enerji mühendisinin görevi, enerji kaybı bağlamında soğutma kulesinden atılan, tamamına yakını enerjiden oluşan, ısı kabuğu veya çöpleri ile uğraşmak değil, doğrudan elektrik enerjisi kaybı anlamına gelen, özellikle kazan ekserji kayıplarına odaklanmaktır. Böl. 9'da görüldüğü gibi, santraldeki enerji ve ekserji kayıplarının tamamına yakını santralin kazan ve soğutma sisteminde (yoğuşturucu ve soğutma kulesi) görülmektedir. Ne yazık ki; 1. yasanın ısı ve mekanik enerjileri iş potansiyeli bağlamında eşit kabul etmesi, bizim için önemli olan mekanik enerji kayıplarını geri kazanma bağlamındaki çalışmalarımızı, yanlış yön ve noktaya götürerek soğutma sistemine odaklanmamıza neden olmuştur. Şekil 9.3'de görüldüğü gibi mekanik enerji kaybına eşit olan ekserji kaybı, soğutma sisteminde yaklaşık % 2, kazanda ise % 90 dolayında olmaktadır. Bu nedenle, gerçek ve etken enerji verimliliği çalışmalarının birinci derecede ekserji kaybı (\approx % 90) kaynağı olan kazanlarda yapılması bir zorunluluktur.

Böl. 9.2, Çizelge 9.5'in dördüncü sütununda tüm santral elemanları ve santralin tümü ile ilgili ekserjisel verimler % olarak verilmiştir. Bu sütundan görüldüğü gibi ekserji verimliliği yönünden en olumsuz bölümler sırası ile kazan, pompa 2 ve pompa 3 tür. 1. yasa uyarınca; verimi genelde % 87 dolayında olan kazanın, ekserji verimi yaklaşık % 25 olmakta, yine 1. yasa uyarınca enerji verimi % 50 dolayında olan soğutma sisteminin ekserji verimi ise % 99 dolayında bulunmaktadır.

Literatürde verilen araştırılmalarındaki ekserji kayıp analizlerinde, en büyük iş potansiyeli kaybına neden olan, kazanlarda hesaplanan kazan ekserji kayıpları %87-%57 arasında bulunmuştur. Yakıt kalitesi düştükçe kazan ekserji kayıpları artmaktadır. Bu çalışmada incelenen bileşik ısı-güç santralinde düşük kaliteli Kangal linyiti yakıldığından kazandaki toplam ekserji kaybı %90 dolayında bulunmuştur. Bu sonuç literatürde verilen ilgili araştırma sonuçları ile uyum içindedir.

Böl. 9'da özellikleri verilen Kangal linyiti ile biokütlelerin birlikte; tasarımı yapılan bileşik ısı-güç santralinde yakılması durumunda her bir yakıt için üretilen güç (P_{el}), toplam ekserji kaybı (E_D), 2. yasa temelli ekserji verimi (η_{II}), 1. yasaya dayanan, alt ısı temelli enerji verimleri (η_{IIHu}), ekserji veriminin, alt ısı temelli enerji verimine oranı (D_{η_u} , η_{II} / η_{IIHu}) ayrı ayrı hesaplanarak, Böl. 9.3, Çizelge 9.7'de verilmiştir. Yapılan bu hesaplarda, üretilen gücün yaklaşık sabit kalması sağlanarak, mekanik enerji eşdeğer toplam ekserji kayıpları, tam yük işletme koşullarındaki ilgili kömür tüketimleri (Şekil 9.5) ayrıca hesaplanmıştır.

Ülkemizde ve Avrupa ülkelerinde, alt ısı esaslı enerji verimleri temelli enerji verimleri kullanılmaktadır. Bunların, gerçek enerji verimliliği durumu gösteren ve yeni uygulanmaya başlanan ekserji verimi ile ilişkileri ve ilgili sapmalar bilinmemektedir. Bu belirsizlik, küresel düzeyde, uygulayıcı mühendisler arasında sorunlara ve yanlış anlamalara neden olmaktadır. Bu ilişkilerin belirlenmesi, en azından akademik tarafı ağır basan ve karmaşık modelleme ve analizleri üzerinden elde edilen ekserji verimlerinin (η_{II}), yaklaşık olarak, alt ısı değer temelli enerji verimleri (η_{IIHu}) kullanılarak, bir düzeltme katsayısı (D) üzerinden eldesini sağlamak amacı ile, kullanılan yakıtlar için, bu düzeltme katsayısı ayrı ayrı hesaplanmıştır.

Genelde düşük kaliteli Türk linyiti ve biokütleler için, alt ısı değer esaslı 1. yasa verimleri (η_{IIHu}) kullanılarak, 2. yasa verimlerinin (η_{IIHu}) hesaplanmasında kullanılan ilgili ortalama düzeltme katsayıları (D_{η_u}) hesaplanmıştır. Bu katsayılar kullanılarak, düşük kaliteli Türk linyiti ve biokütleler ile çalışan santrallerin ekserji verimlerinin, yakıt alt ısı değer temelli enerji verimleri ile bu katsayıların çarpımı, yaklaşık olarak

doğrudan ısı - güç santralin ekserji verimini (η_{II}) verir. Düşük kaliteli Kangal linyiti ve çeşitli biokütleler için ilgili katsayılar; $D_{\eta_{II}} = 0,37$ bulunmuştur.

İlave yakıt gerektirmezsiniz, enerji verimliliği çalışmaları ile ilave elektrik üretimi için esas olan temel faktör, toplam ekserji kayıplarıdır. Böl. 9'da görüldüğü gibi, en fazla ekserji kayıpları; sırası ile Kangal linyiti, Kangal linyiti+ mısır koçanı ve Kangal linyiti + orman atıkları kullanılması durumunda oluşmaktadır. En az ekserji kaybı ise Kangal linyiti +fıstık kabuğu yakılması durumunda oluşmaktadır. Kangal linyiti, Kangal linyiti+ mısır koçanı ve Kangal linyiti + orman atıkları kullanılması durumunda toplam ekserji kayıplarının fazla olmasının başlıca nedeni yüksek nem ve kül içerikleridir.

Ayrıca hesaplanması çok karmaşık olan ve kapsamlı akademik yaklaşımlar gerektiren kömür özgül kimyasal-mekanik ekserjilerinin, doğrudan yakıt alt ısı değer ve üst ısı değerinin kullanılarak, uygulayıcı mühendisler tarafından yaklaşık olarak bir katsayı ile (D_Y) çarpılarak kolayca hesaplanabilmesine yönelik, yakıtsal dönüşüm faktörleri hesaplanmıştır. Bu faktörler ülkemizdeki mevcut santrallerde kullanılan linyit ve biokütleler için; yakıtın üst ısı değer ve alt ısı değer esaslı olarak, sırasıyla $D_{y_0} = 1,11$ ve $D_{y_u} = 1,38$ biçiminde bulunmuştur. Buradan görüldüğü gibi, özgül kimyasal-mekanik ekserji e^{KM} ile H_o arasındaki sapma, H_u 'ya kıyasla daha küçüktür.

Her bir yakıt için tüketilen saatlik yakıt miktarları ve birim yakıt başına ilgili SO_2 ve CO_2 emisyon faktörleri kullanılarak, saatte atmosfere yayılan ilgili emisyonlar kullanılabilir. Emisyon hesapları Thermoflex programı kullanılarak kg/MWh cinsinden hesaplanmış ve sonuçlar Böl. 9.3, Şekil 9.6'da verilmiştir. Bu sonuçlar ilgili dönüşüm faktörleri kullanılarak, uygulayıcılar tarafından kullanılan t/h birimlerine dönüştürülmüş sonuçlar Böl. 9.3, Şekil 9.7'de sunulmuştur.

Şekil 9.6 ve 9.7'de görüldüğü gibi, en fazla SO_2 emisyonu Kangal linyiti yakılması ve en az ise Kangal+%10 zeytin çekirdeği yakılması durumunda salınmaktadır. SO_2 salımını kömür kükürt oranına ve toplam ekserji kaybına göre yakılan yakıt miktarı

tarafından belirlenmektedir. CO₂ emisyonları için ise, en fazla yine Kangal linyiti yakılması ve en düşük ise Kangal linyiti+%10 fıstık kabuğu durumunda salınmaktadır. Bu emisyonda yakıt karbon oranına ve ilgili santralin verimine bağlı olarak tüketilen yakıt miktarına bağlıdır.

Böl. 9.4, Çizelge 9.9'da görüldüğü gibi; hava fazlalık katsayısının normal koşulların üzerinde artırılması, küçükte olsa (% 0,05) ekserji verimini artırmakta buna bağlı olarak yakıt tüketimi ve CO₂ ve SO₂ emisyonunlarında önemli düşmelere neden olmaktadır. İlave fazla hava ile düşen yakıt miktarı dikkate alınarak, yanma odası sıcaklığı azalmakta, sıcaklık düşüşünün 4. kuvvetindeki ışıma ısı aktarım azalması buhar entalpisinde küçük azalmalara neden olmaktadır. Bu da, elektrik üretiminde kısmı bir düşme (%0,05) sonucunu doğurmaktadır.

Ekserji veriminin artmasına karşın elektrik üretiminin düştüğü bir diğer parametre değişimi ise ekonomizer yaklaşım sıcaklığında görülmektedir. Ekonomizer yaklaşım sıcaklığı arttıkça, yakıt debisi de artmaktadır. Söz konusu bileşiksel etkiler ardında yakıt tüketiminde %0,67 artma, net elektrik üretiminde ise %0,03 küçük bir azalma meydana gelmekte ve ekserji veriminin de % 0,2 dolayında bir artış oluşmaktadır.

Elektrik üretim ve verim artışları, yakıt tüketiminin azalmasına yol açmakta, CO₂ ve SO₂ emisyonun düşmelerine neden olmaktadır. Yoğuşturucu basıncının düşmesi ile yakıt tüketiminde değişme oluşmadan santral veriminde ve elektrik üretiminde net artış oluşmakta, emisyonlar ise değişmemektedir. Diğer parametrelerin net duyarlılığı ise beklendiği gibi, aksi yönlerde oluşan duyarlıkların karşılıklı etkileşim değerleri etkisi ile kolayca izah edilebilmektedir.

Bileşik ısı - güç santrallerinde aynı yükte ve aynı miktarda yakıt kullanımında elektrik üretiminin artırılması ve çevre kirleticisi emisyonların azaltılması için yegane çıkış yolu, santral alt sistemlerinde oluşan ekserji (iş potansiyeli) kayıplarının gerekli yatırım harcamaları ile azaltılmasıdır. Bunun için santral alt sistemlerinde en yüksek ekserji kaybı olanlardan başlayarak aşağıya doğru gidilmesi gerekir. Bu durumda kazan %90 ekserji kaybıyla en başta ele alınması gerekmektedir. Bunu sırası ile

türbin, yakma havası önısıtıcısı, yoğuşturucu vb. alt sistemler takip etmektedir. Ekserji geri kazanım çalışmalarında, yapılması gereken yatırım harcamaları ile nereye kadar gidilebileceği, durulması gereken kırmızı (yasak) çizgiler, ancak ilgili marjinal ekonomik analiz sonuçları yardımı ile belirlenebilir. Bu analizleri etkileyen en önemli faktör elektrik fiyatlarındaki artış eğilimidir. Özellikle nükleer enerjiden kaçış, yüksek birim elektrik üretim maliyetli yenilebilir (biyokütle, rüzgar, güneş vb.) enerjilere bağımlı olma sürecinde, elektrik satış maliyetlerinin uzun bir süre artması kaçınılmazdır. Bu olgu, santrallerde özellikle kazanlarda ekserji geri kazanım yatırımlarını zorunlu ve cazip bir hale getirmektedir. Marjinal ekonomik analizde; ekserji geri kazanım ile üretilen fazla elektriğin satılması ile sağlanan yıllık getirinin, ekonomik koşulların yön verdiği geri ödeme süreleri veya amortisman süreleri dikkate alınarak belirlenecek ilave yıllık yatırım amortismanı, işletme vb. yıllık toplam giderin, üzerinde olduğu sürece ekserji geri kazanım yatırımlarına devam edilmelidir. Söz konusu kırmızı çizgi yıllık marjinal elektrik getirisinin, yıllık marjinal amortisman vb. toplam giderine eşit olduğu başbaşa noktasıdır. Bu noktada her bir ekserji geri kazanım uygulamasında durulmalı, elektrik satış fiyatlarındaki artışa bağlı olarak en uygun yatırım zamanı beklenmelidir. Ekonomik ve politik koşullardaki gelişmelere bağlı olarak, elektrik satış fiyatları projeksiyonları yapılarak ve belli risklerde alınarak daha optimum düzeyde ekserji geri kazanım yatırımları yapılmalıdır.

10.2. İleriye Dönük Öneriler

1970'lerdeki 1. ve 2. Enerji krizleri ardından petrol buna bağlı olarak tüm enerji fiyatlarındaki aşırı artışlar, petrol ve doğal gazın oldukça kısa kabul edilen bir gelecekte tükenmesi bilinci insanlık beynine yerleştirilmiş, insanlarda post modern kömür çağının yeniden başlaması fikrini yaratmıştır. İyi kaliteli ve kolayca çıkarılabilen kömürlerin çoğunun tüketilmiş olması sonucu, bu çağı kömür değil, düşük kaliteli linyit çağı olarak isimlendirmek daha doğru olacaktır. Bu çağ ile sürdürülebilirlik doğrudan düşük kaliteli kömür esaslı temiz kömür teknolojilerin (akışkan yatak, gazlaştırma, süper kritik kazan, bileşik ısı güç, kombine çevrim, gazlaştırıcı kombine çevrim, CO₂ arıtma ve depolama vb.) geliştirilmesine ve

uygulanabilmesine bağlıdır. Tüm bu teknolojilerin iyileştirilmesi ve geliştirilmesinde ekserji ekonomisi analizleri, bu analizlerin sistem tasarım, optimizasyon ve uygulamasında başak bir işlev görmesi beklenmektedir. Bu nedenle bu gelişmeler bağlamında, bu çalışmada geliştirilen yaklaşımlar kullanılarak aşağıdaki çalışmaların yapılması önerilmiştir. Bu çalışmalar aşağıda başlıklar halinde verilmiştir:

- Düşük kaliteli linyitler ile çalışan akışkan yataklı kazanların ekserji ekonomisi yönünden analizi ve sonuçların alışılmış yakma sistemli kazanlar ile karşılaştırılması.
- Doğal dolaşimli ve zorlanmış geçişli (Benson veya Sulzer tipi) kazanlarda ekserji ekonomisi analizlerinin yapılması ve düşük kaliteli linyit kullanımında ilgili kazanların üstünlük ve sakıncalarının araştırılması.
- Kritik üstü basınçlı (süper kritik) kazanlarda ekserji ekonomisi analizlerinin yapılması ve bunların düşük kaliteli linyit kullanımı durumunda elektrik üretim maliyetinin en aza indirilmesi bağlamındaki özellik ve üstünlüklerinin araştırılması.
- Bileşik ısı - güç (kojenerasyon) ve kombine çevrim santrallerinde ekserji ekonomisi analizleri uygulanarak, elektrik üretim maliyetinin ve emisyonların azaltılmasındaki yöntemlerin ve sonuçlarının araştırılması ve irdelenmesi.
- Düşük kaliteli linyitler ile çalışan gazlaştırmalı kombine çevrim santrallerinde ekserji ekonomisi analizi ve uygulamaları ile elektrik üretim maliyetleri ve emisyonların en aza indirilmesi ile ilgili araştırma ve geliştirme çalışmalarının yapılması.

KAYNAKLAR

1. Erdem H. H., “Türkiye’de Alternatif Santral Kapasitelerinin ve Bölgelere Göre Dağılımlarının Optimizasyonu”, Doktora Tezi, *Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, 32-76 (2002).
2. Sevilgen, S. H., “Enerji Üretim Sistemlerinin Eksergoekonomik Analizi”, Doktora Tezi, *İstanbul Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, 61-82 (2002).
3. Dincer, I., “The role of exergy in energy policy making” , *Energy Policy*, 30(2): 137- 149 (2002).
4. Aras, H., “Condition and development of the cogeneration facilities based on otoproduction investment model in Turkey” , *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 7: 553-559 (2003).
5. Hemmes, K., Zachariah-Wolff JL, Geidl, M., Andersson, G., "Towards multi-source multi-product energy systems", *Hydrogen Energy*, 32: 1334-1336 (2006).
6. Erdem, H. H., Sevilgen, S. H., Çetin, B., And Akaya, A.V., “Kojenerasyon Sistemlerinin Yakıt Fiyatlarının ve Birim Yakıt Maliyetlerinin Analizi”, *Sigma Mühendislik ve Fen Bilimleri Dergisi*, 1: 128-138 (2004).
7. Goodell, M., "Trigeneration advantages for commercial & industrial clients",12-18, (2006).
8. Godefroy, J.*, Boukhanouf, R., Riffat, S., "Testing, simulation and analysis of a small-scale trigeneration system", *Institute for Sustainable Energy Technologies, School of the Built Environment, University of Nottingham*, paper No. 17 5-8 (2006).
9. Rosen, A. M., Le, N. M., Dincer, I., “ Efficiency analysis of a cogeneration and district energy system” , *Applied Thermal Engineering*, 25: 147-159 (2005).
10. Dias, R. A., Balestieri, J. A. P., “Energetic and exergetic analysis in a firewood boiler” , *Revista De Cienci& Tecnologia*, 12(23): 15-24 (2004).
11. Loo, S. and Koppejan, J., “The Handbook of Biomass Combustion and Co-firing”, *Earthscan*, London, 28-32 (2008).
12. Ajans-Türk Basın ve Basım A.Ş., "Türkiye’ nin Enerji Sorunları ve Çözüm Önerileri", *TÜGIAD*, 15-26, (2004).
13. White, L.P. and Plaskett, L.G., "Biomass As Fuel", *Biomass Energy*, London Academic Press, 44-51 (1981)

14. Klass, D.L., "Biomass for Renewable Energy", *Fuels and Chemicals*, London Academic Press, 23-32 (1998)
15. Munir, S., Daod, S.S., Nimmo, W., Cunliffe, A.M., Gibbs, B.M., "Thermal analysis and devolatilization kinetics of cotton stalk, sugar cane bagasse and shea meal under nitrogen and air atmospheres", *Bioresour. Technol.*, 100: 1413–1418 (2009).
16. Hein K.R.G., Bemtgen J.M., "EU clean coal technology—co-combustion of coal and biomass", *Fuel Process Technol*, 54: 159–169 (1998).
17. Sharma, R.K., Bakhshi, N.N., "Upgrading of Wood-Derived Bio-Oil Over HZSM-5", *Bioresource Technology*, 35: 57-66 (1991).
18. Spliethoff, H., Hein, K.R.G., "Effect of co-combustion of biomass on emissions in pulverized fuel furnaces", *Fuel Processing Technology*, 54: 189-205 (1998).
19. Cordero, T., Rodriguez-Mirasol, J., Pastrana, J., Rodriguez, J.J., "Improved solid fuels from co-pyrolysis of a high-sulphur content coal and different lignocellulosic wastes", *Fuel*, 83: 1585- 1590 (2004).
20. Basu, P., Butler, J., Leon, M. A., "Biomass Co-firing Options on the Emissions Reduction and Electricity Generation Costs in Coal-Fired Power Plants", *Renewable Energy*, 36 (1) : 282-288 (2011).
21. Berkowitz, N., "Chemistry of Coal Science and Technology", *Elsevier*, Amsterdam, 4-6 (1985).
22. Haykiri-Acma, H., Yaman, S., "Synergy in devolatilization characteristics of lignite and hazelnut shell during co-pyrolysis", *Fuel*, 86: 373-380 (2007).
23. Demirbas, A., "Combustion Characteristics of Different Biomass Fuels", *Progress in Energy and Combustion Science*, 30: 219-230 (2004).
24. Baxter, L., "Biomass-coal co-combustion: opportunity for affordable renewable energy", *Fuel*, 84: 1295-1302 (2005).
25. Demirbaş, A., "Sustainable cofiring of biomass with coal", *Energy Conversion and Management*, 44: 1465-1479 (2003).
26. Haykiri-Acma, H. and Yaman, S., "Effect of co-combustion on the burnout of lignite/biomass blends: A Turkish case study", *Waste Management*, 28: 2077-2084. (2008).
27. Meyers, R.A., "Coal Structure", *Coal*, New York Academic Press, 23-25 (1982).

28. Ghani, W.A., Alias, A.B., Savory, R.M., Cliffe, K.R., “Co-combustion of agricultural residues with coal in a fluidised bed combustor”, *Waste Management*, 29: 767–773 (2009).
29. Varol, M., Atımtay, A.T. , Bay, B., Olgun, H., “Investigation of co-combustion characteristics of low quality lignite coals and biomass with thermogravimetric analysis”, *Thermochimica Acta*, 510: 195-201 (2010).
30. Temir, G. And Bilge, D., “Thermodynamic Analysis of a Trigeration System” , *Applied Thermal Engineering*, 24: 2689-2699 (2004).
31. Huang Y.C., Hung C.I. ve Chen C.K., (2000), “Exergy Analysis for a Combined System of Steam-injected Gas Turbine Cogeneration and Multiple-effect Avaporation”, *Proc Instn Mech. Eng. Part A: Journal of Power and Energy*, 214: 64-70 (2000).
32. Çomaklı, K., “Atatürk Üniversitesi Isıtma Merkezinin Enerji ve Ekserji Analizi”, Doktora Tezi, *Atatürk Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, 64-82 (2003).
33. Arpacı, İ., “Doğal Gazlı Kojenerasyon Sistemlerinde Exergy Analizi” , Yüksek Lisans Tezi, *Marmara Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, 72-84 (2002).
34. Ebadi, M. J., Gorji-Bandpy, M., “Exergetics analysis of gas turbine plants” , *International Journal of Exergy*, 2(1): 285-290 (2005).
35. Sue, D. C., Chuang, C. C., “Engineering design and exergy analyses for combustion gas turbine based power generation system” , *Energy*, 29: 1183-1205 (2004).
36. Silveira, J. L., Tuna, C. E., “Thermoeconomic analysis method for optimization of combined heat and power system” , *Progress In Energy and Combustion Science*, 29: 479-485 (2003).
37. Bilgen, E., “Exergetic and engineering analyses of gas türbine based cogeneration systems” , *Energy*, 25: 1215-1229 (2000).
38. Huang, F. F., “Performance assesment parameters of a cogeneration system”, **In Proceeding of ECOS'96**, Stockholm 1-3, (1996).
39. Çengel, Y. A., Boles, M. A., “Mühendislik yaklaşımıyla Termodinamik”, *Literatür Yayıncılık*, ISSN 9775-8431-91-9 (1996)
40. Tekeli, Ç., “Gaz Türbinli Bileşik Isı-Güç Üretim Sisteminin Termodinamik Çözümlemesi”, Yüksek Lisans Tezi, *Gebze Yüksek Teknoloji Enstitüsü, Mühendislik ve Fen Bilimleri Enstitüsü*, 71-82 (2003).

41. Buckley, R.,. “Overview of Cogeneration At LSU”, Yüksek Lisans Tezi, **Louisiana State University, Department of Chemical Engineering, Baton Rouge**, LA 70803 (2006).
42. Skodras, G., Grammelis, P., Samaras, P., Vourliotis, P., Kakaras, E., Sakellaropoulos, G. P., “Emissions Monitoring during Coal Waste Wood Co-combustion in an Industrial Steam Boiler” , **Fuel**, 81 (5): 547-554 (2002).
43. Zuwala, J. And Sciazko, M., “Full Scale Co-firing Tests of Sawdust and Bio-waste in Pulverized Coal-fired 230 t/h Steam Boiler” , **Biomass and Bioenergy**, 34 (8): 1165-1174 (2010).
44. Martin, C., Villamanan, M. A., Chamorro, C. R., Otero, J., Cabanillas, A. And Segovia, J. J., “Low-grade Coal and Biomass Co-firing on Fluidized Bed: Exergy Analysis” , **Energy**, 31 (2-3): 330-344 (2006).
45. Lin, L., Wang, Y., Al-Shemmeri, T., Ruxton, T., Turner, S., Zeng, S., Huang, J., He, Y., Huang, X., “An experimental investigation of a household size trigeneration” , **Applied Thermal Engineering**, 27: 576-585 (2007).
46. EDUCOGEN. 2001. “The European Educational Tool on Cogeneration. Second Edition“, **COGEN**, 22-30 (2001).
47. Sürer, F., “Kombine Gaz/Buhar Türbinli Kojenerasyon Sistemlerinin Termodinamik ve Ekonomik Analizi” , Yüksek Lisans Tezi, **Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü**, 81-88 (2003).
48. Arpacı, İ., “Doğal Gazlı Kojenerasyon Sistemlerinde Exergy Analizi” , Yüksek Lisans Tezi, **Marmara Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü**, 62-69(2002)
49. Dincer, I., Cengel, Y. A., “Energy, Entropy and Exergy Concepts and Their Roles in Thermal Engineering”, **Entropy**, 3: 116-149 (2001).
50. Moran M. J., “Engineering Thermodynamics”. **Mechanical Engineering Handbook**, Ed. Frank Kreith, Boca Raton: CRC Press LLC. (1999)
51. Moran, M. J. And Shapiro, H. N., “Fundamentals of engineering thermodynamics 4th ed.”, **John Wiley&Sons**, 5-9, (2000).
52. Kotas T. J., “The Exergy Method of Thermal Plant Analysis”, **Anchor Brendon Ltd, Tiptree**, Essex., 8-11, (1985).
53. Colpan OC., "Exergy analysis of combined cycle cogeneration systems", Yüksek lisans tezi, **Orta Doğu Teknik Üniversitesi**, 72-76 (2005).
54. Bejan A., Tsatsaronis G., Moran M., “Thermal Design and Optimization”, **Jhon Wiley& Sons, Inc**, 20-48 (1996).

55. Ahrendts, J., "Reference states", *Energy-Int.J.* 5: 667-677 (1980).
56. Russel, L. D., Adebisi, G. A., "Classical Thermodynamics" , *Sounders College Publishing*, 4-6, (1993).
57. Stepanow, V. S., "Chemical energies and exergies of fuels" , *Energy*, 20: 235-242 (1995).
58. Rakopoulos, C. D., Giakoumis, E. G., "Second-Law analysis applied to internal combustion engines operations" , *Progress in Energy and Combustion Science*, 32: 2-47 (2006).
59. Balli, O. And Aras, H., "Energetic and exergetic performance evaluation of a combined heat and power system with the micro gas turbine(MGTCHP)" , *International Journal of Energy Research*, 31: 425-440 (2007).
60. Balli, O. And Aras, H., "Energetic Analyses of the combined heat and power(CHP) system" , *Energy Exploration&Exploitation*, 25(1): 39-62 (2007).
61. Balli, O., Aras, H., Hepbasli, A., "Exergetic performance evaluation of a combined heat and power (CHP) system in Turkey" , *International Journal of Energy Research*, 31(9): 849-866 (2007).
62. Ercan, Y., Durmaz, A., Çürüksulu, M., "Türkiye Çimento Sektöründe Enerji Verimliliğinin Artırılması ve Sera Gazı Emisyonlarının Azaltılması İle İlgili Fayda-Maliyet Analizleri", *TOBB Ekonomi ve Teknoloji Üniversitesi*, 55-59 (2006).
63. Kıyıkım, C., "Öğütülmüş Linyit ile Çalışan Bir Termik Santral Kazanı Tasarımı ile İlgili Bilgisayar Programı Geliştirilmesi", Yüksek Lisans Tezi, *Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Ankara, 62-79 (2003).
64. Kakaç, S., Arıncı, F., "Örneklerle Mühendislik Isı Transferinin Esasları", *Pelikan Yayıncılık*, 249-383 (2004).
65. Basu, P., Kefa, C., Jestin, L., "Boiler and Burners: Design and Theory", *Springer Verlag*, 128-211 (2000).
66. Verein Deutscher Ingenieure, VDI-GesellschaftVerfahrenstechnik und Chemieingenieurwesen (GVC),VDI-Warmeatlas, *Springer-Verlag*, Berlin (2006).
67. Rahim, M.A., " Combined Cycle Power Plant Performance Analyses Based on the Single-Pressure and Multipressure Heat Recovery Steam Generator", *Journal of Energy Engineering*, 138: 138-140 (2012).

68. Ledinegg, M., "Dampferzeugung, Dampfkessel und Feuerungen", *Springer-Verlag*, 1-255 (1966).
69. Thermoflow. Inc., "Thermoflex Version 23", 29 *Hudson Road Sudbury*. MA 01776 · USA, (2013).
70. Drbal, L. F., Boston, P.G., Westra, K. L., "Power Plant Engineering", *1st ed. Chapman and Hall*, New York, (1996).
71. Bellhouse G. M., and Whittington, H. W., "Simulation of Gaseous Emissions from Electricity Generation Plant" *Electrical Power and Energy Systems* 18.1: 501-507(1996).
72. Sarofim, A. and Flagan, R. C., "NO_x Control for Stationary Combustion Sources" *Progress in Energy and Combustion Science*, 2.1: 1-25 (1976).
73. Durmaz, A., "Türkiye'de Enerji ve Ar-Ge Çalışmaları", Konferans, *Gazi Üniversitesi*, Ankara, 2-65 (2008).
74. Phong-Anant, D., Wibberley, L. J., Wall, T. F., "Nitrogen Oxide Formation from Canadian Coals" *Combustion and Flame*, 62.1: 21-30 (1985).
75. Miller, A. and Bowman, C. T., "Mechanism and Modeling of Nitrogen Chemistry in Combustion" *Progress in Energy and Combustion Science*, 15.4: 287-238 (1989).
76. Grass, S. W., Jenkins, B. M., "Biomass Fluidized-Bed Combustion – Atmospheric Emissions, Emissions Control Devices and environmental Regulations" *Biomass and Bioenergy*, 6.4: 243-260 (1994).
77. Suresh, M. V. J. J., Reddy, K. S., and Kolar, A. K., "3-E Analysis of Advanced Power Plants Based on High Ash Coal", *International Journal of Energy Research*, 34.8: 716-735 (2010).
78. Ajundi, I. H., "Energy and Exergy Analysis of a Steam Power Plant in Jordan" *Applied Thermal Engineering*, 29.2-3: 324-328 (2009).
79. Tsatsaronis, G. and Winhold, M., "Exergoeconomic Analysis and Evaluation of Energy-Conversion Plants—II. Analysis of a coal-fired steam power plant" *Energy*, 10.1: 81-94 (1985).
80. Nag P.K., "Power Plant Engineering", *Tata McGraw-Hill Publishing Company Limited*, 7 West Patel Nagar, New Delhi, 110, (2008).
81. Rosen M.A., Dinçer İ., "Exergy as the Confluence of Energy, Environment, and Sustainable Development", *Exergy-an International Journal*, 1: 3-13 (2000).

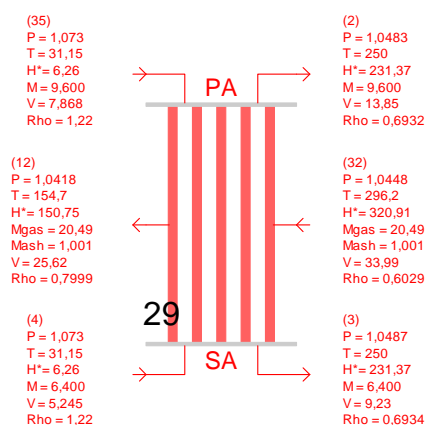
82. Durmaz, A., “Düşük Kaliteli Linyitlerin Elektriğe Dönüşümünde Yanma-Emisyon Sorunları ve Yanma Optimizasyonu”, *EÜAŞ Genel Müdürlüğü Semineri*, Ankara, 1-12 (2005).

EKLER

EK-1 Tasarlanan sistemin detayları

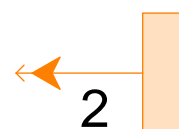


P[bar] T[C] H[kJ/kg] M[kg/s] V[m³/s] Rho[kg/m³]
 Gas/Air Source[19]
 Gas composition [Mole %]
 O₂ = 20,557% CO₂ = 0,030% H₂O = 1,875% N₂ = 76,616% Ar = 0,923% SO₂ = 0,000%



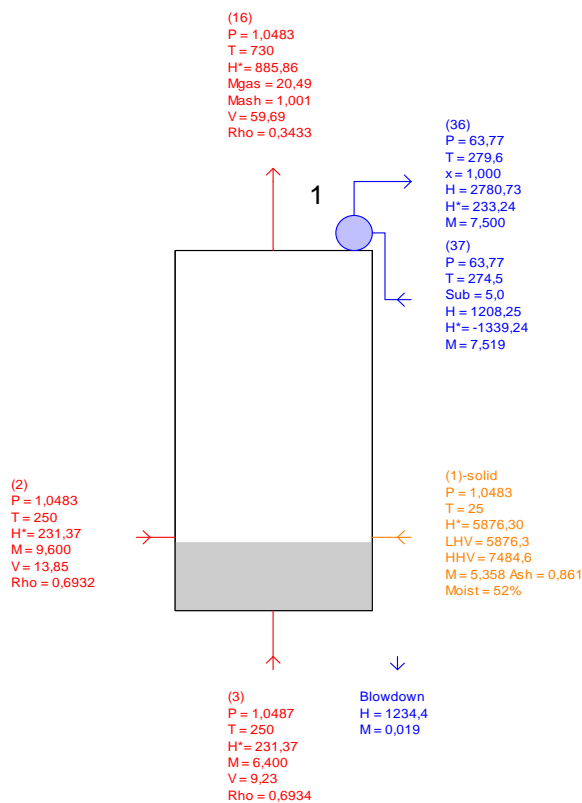
P[bar] T[C] H[kJ/kg] M[kg/s] V[m³/s] Rho[kg/m³]
 Parallel Tubular Air Heater[29]
 Mode: Engineering Design
 Heat transfer to SA in tubes = 1440,7 kW
 Heat transfer to PA in tubes = 2161 kW
 Heat loss = 27,01 kW
 Heat transfer from gas outside tubes on SA side = 1451,5 kW
 Heat transfer from gas outside tubes on PA side = 2177,2 kW
 Total heat transfer from gas outside tubes 3629 kW
 Pressure drop outside tubes = 2,78 millibar
 SA pressure drop = 25,48 millibar
 PA pressure drop = 25,83 millibar
 External gas sulphur dewpoint = 141 C

(1)-solid
 P = 1,0483
 T = 25
 H* = 5876,30
 LHV = 5876,3
 HHV = 7484,6
 M = 5,358 Ash = 0,861
 Moist = 52%

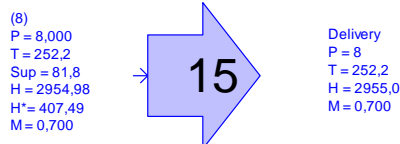


P[bar] T[C] H[kJ/kg] M[kg/s] LHV[kJ/kg] HHV[kJ/kg]
 Fuel Source[2]
 Fuel type = Solid Fuel name = Mixed Fuel

EK-1 (Devam) Tasarlanan sistemin detayları



P[bar] T[C] H[kJ/kg] H*[kJ/kg] M[kg/s] V[m³/s] LHV[kJ/kg] HHV[kJ/kg] Rho[kg/m³]
 Bubbling Fluidized Bed[1]
 Mode: Engineering Design
 Furnace gage pressure = 35,07 millibar, excess air = 30 %
 Bed temperature = 871,1 C, furnace exit = 730 C, freeboard waterwall surface = 480,4 C
 Heat transfer to freeboard waterwall = 3538 kW, in-bed evaporator = 5455 kW, bed waterwall/waterfloor = 2801,2 kW
 Heat losses = 471,8 kW
 Fuel input (LHV) = 31,48 MW, (HHV) = 40,1 MW
 Fuel delivery power = 106,3 kW
 SO₂ removal efficiency = 80 %, sulfur removed = 0,0553 kg/s
 Reagent consumption = 0,566 kg/s, inert bed material feed = 0 kg/s
 Bottom ash mass flow = 0,4289 kg/s, fly ash mass flow = 1,001 kg/s, unburned C in ash = 0,1056 kg/s
 Flue gas composition [Mole %]
 O₂ = 3,517% CO₂ = 11,295% H₂O = 27,493% N₂ = 56,953% Ar = 0,684% SO₂ = 0,057%
 SO₃ ppm = 4,4



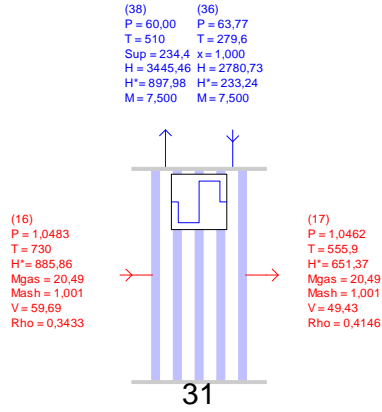
P[bar] T[C] H[kJ/kg] H*[kJ/kg] M[kg/s]
 Process[15]
 Delivery steam flow = 0,7 kg/s, pressure = 8 bar, temperature = 252,2 C
 Process output = 2068,5 kW (2068,5 kW)

Ek-1 (Devam) Tasarlanan sistemin detayları

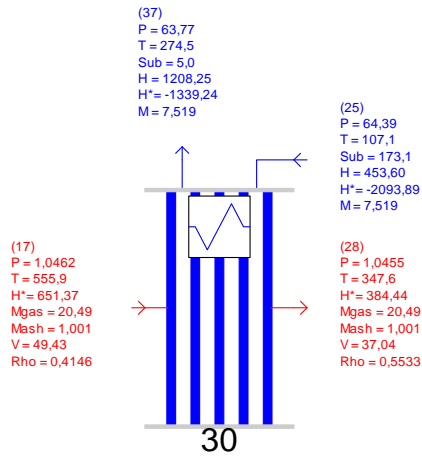
Ek-1 (Devam) Tasarlanan sistemin detayları

Ek-1 (Devam) Tasarlanan sistemin detayları

EK-1 (Devam) Tasarlanan sistemin detayları

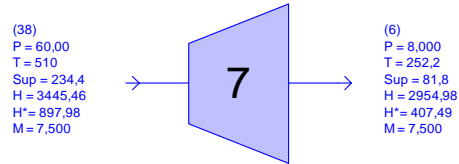


P[bar] T[C] H[kJ/kg] H*[kJ/kg] M[kg/s] V[m³/s] Rho[kg/m³]
 Superheater(PCE)[31]
 Mode: Engineering Design
 Flow arrangement - Counter flow
 Approach = 220 C
 Heat transfer to water/steam = 4986 kW, Heat loss = 37,39 kW
 Heat from gas = 4806 kW, Heat from ash = 217,3 kW
 Gas-side pressure drop = 2,116 millibar
 Water-side pressure drop = 3,774 bar

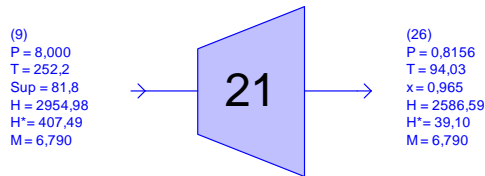


P[bar] T[C] H[kJ/kg] H*[kJ/kg] M[kg/s] V[m³/s] Rho[kg/m³]
 Economiser(PCE)[30]
 Mode: Engineering Design
 Flow arrangement - Counter flow
 Heat transfer to water/steam = 5674 kW, Heat loss = 42,56 kW
 Heat from gas = 5470 kW, Heat from ash = 246,3 kW
 Gas-side pressure drop = 0,7987 millibar
 Water-side pressure drop = 0,6222 bar
 Dew point = 68,16 C, Sulfur dew point = 141,1 C, Minimum tube surface temperature = 129,4 C

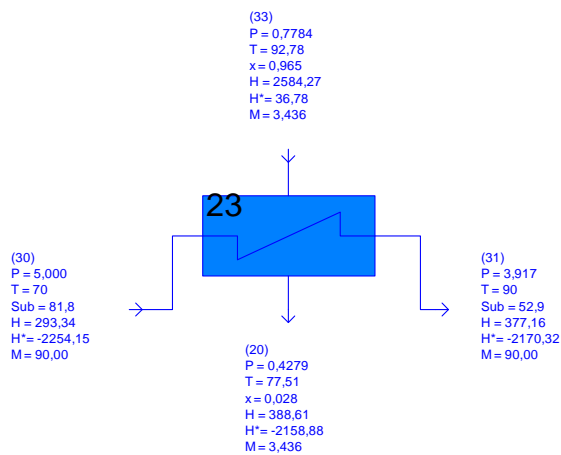
EK-1 (Devam) Tasarlanan sistemin detayları



P[bar] T[C] H[kJ/kg] H*[kJ/kg] M[kg/s]
 Steam Turbine[7]
 Mode: Thermodynamic Design; Type of inlet control: Sliding
 Type of Performance: Normal
 Expansion power = 3679 kW Mechanical loss = 9,197 kW Shaft power = 3669 kW Current RPM = 3000
 Dry step efficiency = 85 % Group overall eff. = 87,55 % Group blading eff. = 87,55 %
 Number of steps = 10
 Inlet pressure = 60 bar
 Exit pressure = 8 bar enthalpy = 2955 kJ/kg steam superheat = 81,77 C

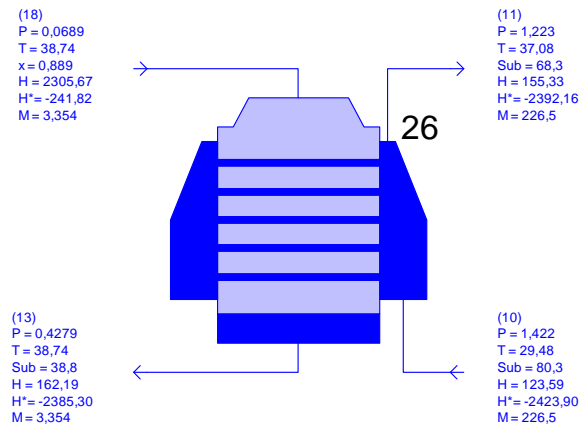


P[bar] T[C] H[kJ/kg] H*[kJ/kg] M[kg/s]
 Steam Turbine[21]
 Mode: Thermodynamic Design; Type of inlet control: Sliding
 Type of Performance: Normal
 Expansion power = 2501,4 kW Mechanical loss = 6,253 kW Shaft power = 2495,1 kW Current RPM = 3000
 Dry step efficiency = 85 % Group overall eff. = 86,07 % Group blading eff. = 86,07 %
 Number of steps = 5
 Inlet pressure = 8 bar
 Exit pressure = 0,8156 bar enthalpy = 2586,6 kJ/kg steam quality = 0,9649

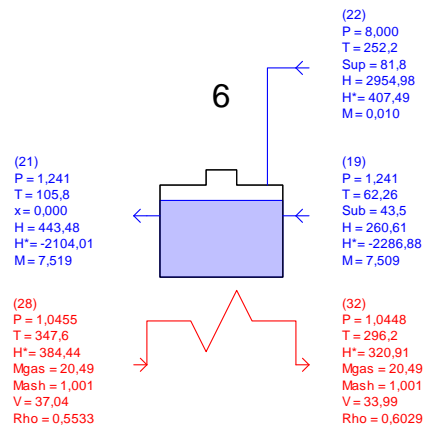


P[bar] T[C] H[kJ/kg] H*[kJ/kg] M[kg/s]
 District Heater[23]
 DH configuration: Includes condensing section only
 Mode: Engineering Design
 Total heat transfer = 7545 kW
 Shell pressure = 0,7784 bar Saturation temperature = 92,78 C
 Terminal difference = 2,778 C

EK-1 (Devam) Tasarlanan sistemin detayları

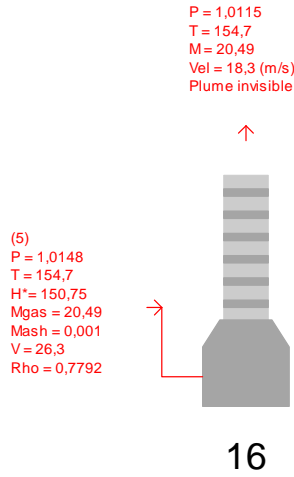


P[bar] T[C] H[kJ/kg] H*[kJ/kg] M[kg/s]
 Water-cooled Condenser(PCE)[26]
 Mode: Engineering Design
 Condenser pressure = 0,0689 bar, Saturation temperature = 38,74 C
 Condenser heat rejection (per unit) = 7189 kW
 Steam mass flow (per unit) = 3,354 kg/s
 Cooling water flow (per unit) = 226,5 kg/s, Inlet = 29,48 C, Exit = 37,08 C
 Cooling water pressure drop = 0,1989 bar
 Water head to condensate outlet = 3,658 m



P[bar] T[C] H[kJ/kg] H*[kJ/kg] M[kg/s] V[m³/s] Rho[kg/m³]
 Integral Deaerator[6]
 Mode: Design
 Heat transfer to water-side = 1348 kW, Heat loss = 10,19 kW
 UA = 6,053 kW/C, DTlgm = 215,1 C
 Gas flow = 20,49 kg/s, outlet temperature = 296,2 C, outlet enthalpy = 320,9 kJ/kg
 Flyash flow = 1,001 kg/s, Heat transfer rate = 56,3 kW
 Gas-side pressure drop = 0,6227 millibar
 Deaerator pressure = 1,241 bar, temperature = 105,8 C, Pinch = 190,4 C
 DA steam generation = 0,6015 kg/s
 Pegging steam: M = 0,01 kg/s, P = 8 bar, T = 252,2 C, h = 2955 kJ/kg

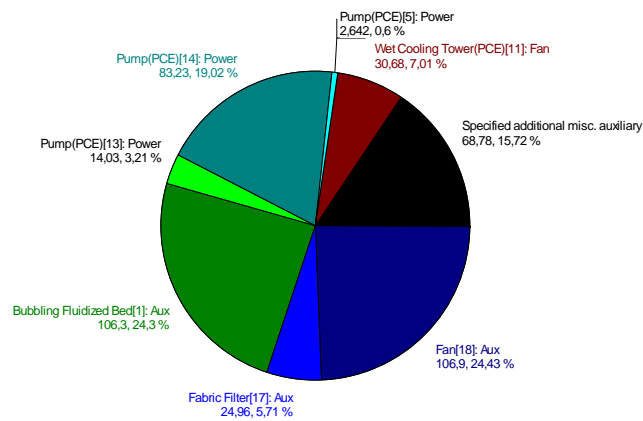
EK-1 (Devam) Tasarlanan sistemin detayları



P[bar] T[C] H[kJ/kg] M[kg/s] V[m^3/s] Rho[kg/m^3]
 Stack[16]
 Type: Main stack
 Mode: Engineering Design
 Ambient pressure = 1,013 bar, inlet pressure = 1,015 bar, pressure at top of stack = 1,011 bar
 Total pressure drop: from inlet to exit = 3,323 millibar, from inlet to ambient = 1,568 millibar
 Outlet dust load = 24,95 ng/J; = 76,19 mg/Nm^3 @ 6% O2, dry
 Outlet SO2 = 688,8 ng/J; = 2103,1 mg/Nm^3 @ 6% O2, dry; = 735,8 ppmv @ 6% O2, dry
 Plume visibility index = 0, Plume invisible
 Water dew point = 67,47 C, Sulfur dew point = 137,9 C
 Gas composition [Mole %]
 O2 = 3,517% CO2 = 11,295% H2O = 27,493% N2 = 56,953% Ar = 0,684% SO2 = 0,057%
 SO3 ppm = 3,3
 CO2 mass flow = 3,73 kg/s

Auxiliaries [kW]

Total plant auxiliaries = 437,5 kW



ÖZGEÇMİŞ**Kişisel Bilgiler**

Soyadı, adı : GÜNDÜZ, Duygu
Uyruğu : Türkiye Cumhuriyeti
Doğum tarihi ve yeri : 29.03.1988, Van
Medeni hali : Bekâr
Telefon : 0 554 519 99 94
e-mail : duygugunduz@gmail.com

Eğitim

Derece	Eğitim Birimi	Mezuniyet tarihi
Lisans	G.Ü. Mak.Müh.Böl.	2010

Dil bilgisi

Türkçe, İngilizce