

**DOĞALGAZLA ÇALIŞAN BİR KOMBİNE ÇEVİRİM SANTRALIN
TASARIMI, OPTİMİZASYONU VE ENERJİ VERİMLİLİĞİ**

Murad A. RAHİM

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ**

**GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**HAZİRAN 2008
ANKARA**

Murad A. RAHİM tarafından hazırlanan “DOĞALGAZLA ÇALIŞAN BİR KOMBİNE ÇEVİRİM SANTRALİN TASARIMI, OPTİMİZASYONU VE ENERJİ VERİMLİLİĞİ” adlı bu tezin Yüksek Lisans tezi olarak uygun olduğunu onaylarım.

Prof. Dr. Ali DURMAZ

Tez Danışmanı, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

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

Prof. Dr. Faruk ARINÇ

Makine Mühendisliği, ODTÜ

Prof. Dr. Ali DURMAZ

Makine Mühendisliği, Gazi Üniversitesi

Yrd. Doç. Dr. Hüseyin TOPAL

Makine Mühendisliği, Gazi Üniversitesi

Tarih: 19/06/2008

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

Prof. Dr. Nermin ERTAN

Fen Bilimleri Enstitüsü Müdürü

TEZ BİLDİRİMİ

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

Murad A. RAHİM

**DOĞALGAZLA ÇALIŞAN BİR KOMBİNE ÇEVİRİM SANTRALİNİN
TASARIMI, OPTİMİZASYONU VE ENERJİ VERİMLİLİĞİ
(Yüksek Lisans Tezi)**

Murad A. RAHİM

**GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

Haziran 2008

ÖZET

Türkiye’de doğalgaz; kentlerde konutsal enerji gereksinimlerinin karşılanmasında ve elektrik üretiminde vazgeçilmez temel fosil yakıt konumuna gelmiştir. Elektrik üretiminde doğalgazın payı %50'lere doğru artmaktadır. Bunun başlıca nedeni, doğalgazlı kombine çevrim santrallerinin, verimlerinin kömürlere kıyasla yüksek, yatırım maliyetlerin çok daha düşük ve kurulma sürelerinin daha kısa, işletme ve bakım onarımlarının daha kolay olmasıdır. Bunun yanında Türkiye’de enerji yatırımlarında uzun süre geçikmeler meydana gelmiş, ülke ekonomisindeki değişken koşullarının tepe noktalarında, kısa dönemli elektrik açıklarıyla karşı karşıya kalmıştır. Yeterli yatırım kaynaklarının olmaması, yerli ve yabancı yatırımcılara yap – işlet- denet yöntemi ile yüksek fiyatlarda elektrik alım garantisi verilmesi ile doğalgazlı kombine çevrim santrali kurulması çok cazip hale gelmiştir. Doğalgaz fiyatlarının hızlı ve büyük oranlarda artış göstermesi, başta Rusya olmak üzere, doğalgaz ve Petrol sağlayan ülkelerin, bunları bir politik ve ekonomik baskı aracı olarak kullanması, kombine çevrim santralleri konusundaki girişmecileri yeniden düşünmeye yöneltmiştir. Acil elektrik gereksinimi duyulan hallerde, yine doğalgazlı kombine çevrim santralleri uygulaması devam etse de, uzun dönemde temiz kömür teknolojilerine dayanan, bileşik ısı – güç (koajenerasyon) ve kombine çevrim santralleri, elektrik üretiminde yeniden öne çıkmaya aday görülmektedir. Bu çalışmanın amacı, kombine çevrim santral yapısı, bu

yapılardaki Ar – Ge’sel değişiklerin kavranarak, bunların gnmz enerji fiyatları ve teknolojilerine uygun enerji verimliliği çalışmalarında uygulamaktır. Böylelikle, bir yandan yeni kurulacak kombine çevrim santrallerinin işletme ekonomisi yönünden en uygun biçimde kurulmaları, diğer yandan da 20 yıldır çalışan kombine çevrim santrallerin rehabilitasyonunu gerçekleştirerek, daha az yakıt kullanılarak çalışmalarını sağlamaktır. Verim ve kapasite artırıcı bazı önlemlerin yanında, en kolay ve en az yatırım ile gerçekleştirilebilecek başlıca enerji verimliliği çalışması, kombine çevrim santrallerinde kompresör girişinde yağmurlama yaklaşımı ile yakma havasının soğutulması ve debisinin artırılması ile sistem performansının iyileştirilmesidir. Bu çalışmada, kombine çevrim santralinin sistem yapısı incelenmiş, çevrim yapısının modellenmesi ve optimizasyonuna yönelik çalışmalar yapılmıştır. Bunun ardından, kompresör girişinde yağmurlama uygulamasının sistem performansına etkisi incelenmiştir. Çevrimsel ısı performans analizlerinde THERMOFLOW paket programının termodinamik analizleri ile ilgili THERMOFLEX paket programı kullanılmıştır. Sistemin mekanik boyutlandırılması ve termo-ekonomik analizler için, bu programın PEACE program paketi kullanılması gerekmektedir. PEACE sonuçları, Solid Works vb. CAD – CAM uygulamaları ile tasarım ve imalat moduna geçme olanağının sağlayabilir. Ayrıca, Solid Works sonuçları, ANSYS programına yüklenerek, santralin kritik noktalarında gerilim analizlerin yapılması böylelikle, sistemin işletme ömrü boyunca uygun biçimde çalışması güvence altına alınabilir.

Bilim Kodu : 914.1.038

Anahtar Kelimeler:Kombine evrim, tasarım, optimizasyon, thermoflex, enerji verimliliği

Sayfa Adedi : 185

Tez Yöneticisi : Prof. Dr. Ali DURMAZ

**DESIGN, OPTIMIZATION AND ENERGY EFFICIENCY OF A NATURAL
GAS COMBINED CYCLE POWER PLANT**

(M.Sc. Thesis)

Murad A. RAHİM

**GAZI UNIVERSITY
INSTITUTE OF SCIENCE AND TECHNOLOGY**

June 2008

ABSTRACT

In Turkey, natural gas has come to indispensable main fossil fuel position due to usage in housing and electric production. Nowadays, natural gas usage in electric production has increased up to 50%. The main reasons to this increase are the advantages of natural gas combined circuit central much as lower investment cost, shorter foundation time, easier operation and maintenance, and higher efficiency values with respect to coal once. Energy investments are delayed in Turkey, and country faced short-term energy bottle-neck at the peaks of the oscillating economic condition. Natural gas combined cycle power plant investments are became very attractive to the local and foreign private companies with high price purchase guaranteed and build-operate-transfer model due to lack of governmental sources. On the other hand, with the rapid increasing it the price of natural gas, Russia and other petroleum and natural gas producers used these as a political pressure tool. Combined gas power plant entrepreneur reconsidered their investment opportunities under these conditions. Although natural gas combined cycle power plants are used for urgent electrical need, clean cool technologies combined heat-power (cogeneration) and combined cycle, are the new nominee for the long term power plant investments. The aim of this study is to investigate the combined cycle power plant structure and apply this to the energy efficiency studies which are suitable to technologies and current gas prices. So, new combined cycle

power plant will be set in a more efficient way considering their operation economy and besides rehabilitation of old combined cycle power plant to reduce fuel consumption would be succeeded. The main energy efficiency application in order to increase system performance in the combined cycle power plant is to coal combustion air at the input of the compressor with fogging application and increase the flow rate. This application is also easier to apply and has lower investment cost. In this study, the structure of a combined cycle plant is investigated, modeled and optimized. Then, the effect of fogging application to the system performance is investigated. THERMOFLEX which is the thermodynamic module at the THERMOFLOW, is used analyze cyclic thermal performance. In order to do mechanical dimensioning and thermo-economic analyses, PEACE packet program is used. Results of the PEACE with the help of CAD-CAM applications such as SolidWorks make it possible to shift to production phase. Beside, the results of the PEACE can be transferred to the ANSYS and stress analyzes are performed for the critical parts. Thus systems working could be guaranteed throughout its lifetime. In addition to this, in Turkey have occurred delays in energy investments for a long time and in top points of flexible conditions in Turkey economy have been come across with short-term electric deficits. With deficiency of investment sources and giving electric purchasing guaranty in high prices with do-operate method to native and foreign investors, the natural gas combined circuit central has become much attractive. The increasing of natural gas prices in rapid and high rates, especially in Russia, entrepreneurs have consider again about combined circuit centrals because of using these as a means of politic and economic pressure of countries supplying natural gas and oil. In conditions needed urgent electric, even if the application natural gas combined circuit centrals continues, the compound heat-power (cogeneration) and combined circuit centrals leaning the clean coal technology have been seen the candidate again in electric production. The aim of this study, by comprehending the combined circuit central structure and the Ar-Ge changes in this structure; it is to apply these in our energy prices and in workings energy productivity and to its technologies are suitable. So, the other aim is to found the operating economy of combined circuit centrals which

will be founded newly and the other is to supply their workings by using much little fuel and by realizing the rehabilitation of combined circuit centrals working for 20 years. With easiest and smallest investment and with irrigating in entrance compressor in combined circuit centrals is to heal the cooling of burning air and increasing its capacity with together its system performance. In this study, it has been examined the system structure of combined circuit central and it has been done studies about modeling of circuit structure and optimization. However, it has been examined the effect to its system performance of irrigating application in compressor entrance. It has been used THERMOFLEX packaged software about thermodynamics analysis of THERMOFLOW packaged software in cyclic thermal analysis. For its mechanic dimension and thermo-economic analysis, has required to use PEACE packaged software of this programmed. PEACE results can supply to pass opportunity to the design and production with application Solid Works etc...CAD-CAM. Furthermore, Solid Works results supply to do voltage analysis in important points of central by loading to ANSYS programmed. So, it can be ensured its working regularly for a long time.

Science Cod : 914.1.038

Key words : Combined cycle, design, optimization, thermoflex, energy efficiency

Page Number:185

Adviser :Prof. Dr. Ali DURMAZ

TEŞEKKÜR

Tez çalışması boyunca, uzun yıllara dayanan enerji sektöründeki bilimsel ve uygulamalı çalışmalardan kazandığı bilgi ve deneyimleri ile bana devamlı yardımcı olan ve basım aşamasındaki Enerji Mühendisliği kitabının yayınlanmamış içerik ve şekillerini tezimde kullanmama izin veren, tez çalışmasının gerçekleştirilmesi için gerekli ortamı hazırlayan tez danışmanım ve değerli hocam Sayın Prof. Dr. Ali DURMAZ'a teşekkür ederim.

Tezin yazım hatalarını gidermeme yardımcı olan ve tez çalışması sırasında karşılıklı görüş alışverişinde bulunduğum Arş. Gör. Dr. Zeki YILMAZOĞLU'ya ve Dr. Oğuzhan ERBAŞ'a, çalışmaların esnasında yardımlarından ötürü Gazi Üniversitesi Makine Mühendisliği akademik ve idari personeline teşekkür ederim.

Sevgi, sabır ve fedakârlarıyla bu günlere ulaşmamı sağlayan sevgili annem, çalışma sırasında maddi ve manevi desteklerini esirgemeyen sevgili aileme teşekkür ederim.

Bu Tez 06/2006-04 ‘’Kompresör Giriş Havaasının Yağmurlandırma Yönetimi İle Nemlendirilmesinin Kombine Çevrim Santrali Performansına Etkisinin Araştırması’’ adlı BAP projesi kapsamında yürütülmüştür.

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
ÖZET	iv
ABSTRACT	vi
TEŞEKKÜR.....	ix
İÇİNDEKİLER	x
ÇİZELGELERİN LİSTESİ.....	xiv
ŞEKİLLERİN LİSTESİ	xv
SİMGELER VE KISALTMALAR.....	xxiv
1. GİRİŞ.....	1
1.1. Üretim - Enerji – Çevre İlişkisi	1
1.2. Enerji Mühendisliğin Temelleri	2
2. ENERJİ DÖNÜŞÜM SÜREÇLERİ, ISIL – GÜÇ ÇEVİRİMLERİNİN TERMODİNAMİĞİ VE ELEKTRİK ÜRETİMİ	14
2.1. Fosil Yakıtlı Isıl – Güç Santrallerinin Enerji Dönüşüm Süreçleri	14
2.1.1. Yanma Süreci	14
2.1.2. Güç akışkanı oluşturma süreci	15
2.1.3. Güç akışkanının taşınım süreci.....	17
2.1.4. Isıl – güç çevrim süreci	19
2.1.5. Çevrimsel atık ısısının uzaklaştırma süreci.....	25
2.1.6. Elektro – manyetik çevrim süreci	28
2.1.7. Elektriksel gerilim, düzenleme ve iletim – dağıtım süreci.....	29
2.2. Isıl – Güç Santrallerinde Elektrik Üretim Zinciri Ve Santral Performansı	30

Sayfa

2.2.1. Isıl – güç santral verim analizi	31
2.2.2. Isıl – güç santralinin üretim kapasitesi.....	34
2.3. Isıl – Güç Santrallerinde Ekserji Analizi Ve Ekserji Optimizasyonu	35
2.4. Isıl – Güç Santrallerinin Net Verimlerinin Arttırılması	39
2.4.1. Isıl – güç santrali oluşturan sistemlerin verimleri	39
2.4.2. Isıl – güç çevrim veriminin arttırılması.....	42
2.4.3. Isıl – güç santrali mekanik veriminin iyileştirilmesi.....	61
2.4.4. Elektro – manyetik güç çevrim veriminin iyileştirilmesi.....	62
2.4.5. Isıl – güç santralinde iç tüketim verimlerinin iyileştirilmesi	62
2.4.6. Trafo veriminin iyileştirilmesi	63
3. ISIL – GÜÇ SANTRALLARIN TASARIMI	64
3.1. Isıl – Güç Santral Tasarımında Mühendislik Yaklaşımı	66
3.2. Isıl – Güç Santralleri Isıl ve Çevresel Performansının Optimizasyonu	68
3.2.1. Isıl – güç santralleri tasarım parametreleri.....	69
3.2.2. Isıl – güç santrallerin tasarım parametrelerinin ısı – güç santrali çevrim verimi ve kurulu güce etkisinin analizi	69
3.3. Isıl – Güç Santralinde Isıl – Güç Çevrimin Optimizasyonu ve en Uygun Sistem Yapısının Belirlenmesi	85
3.3.1. Buhar çevrim ısı – güç santrali çevrim ve parametre Optimizasyonu	85
3.3.2. Gaz çevrim ısı – güç santrali çevrim ve parametre Optimizasyonu	100
3.3.3. Kombine çevrim ısı – güç santrali çevrim ve parametre Optimizasyonu	108

Sayfa

4. KOMBİNE ÇEVİRİM SANTRALİN OPTİMİZASYONUNDA MÜHENDİSLİK YAKLAŞIMI.....	114
4.1. Kombine Çevrim Yapısı ve Özellikleri.....	114
4.2. Kombine Çevrim Optimizasyon Olanakları.....	111
4.3. Çevrim Optimizasyonu	119
4.3.1. Kombine çevrim santrali gaz çevrim tasarım verilerinin belirlenmesi	119
4.3.2. Atık ısı kazanı tasarım verilerinin belirlenmesi.....	123
4.3.3. Buhar türbini ve donanımının tasarım verilerin belirlenmesi	132
4.3.4. Elektrik jeneratörü ve donanımın tasarım verileri	135
4.4. Kombine Isıl – Güç Çevriminin Modellenmesi.....	135
4.5. Kombine Isıl – Güç Çevriminin Benzeşimleşmesi Ve Optimizasyonu	139
4.6. Kombine Çevrim Santralı İle İlgili İhale Dosyaların Hazırlanması, Üretim Ve Kurulma İhalelerinin Yapılması.....	140
5. TASARIMLANAN KOMBİNE ÇEVİRİM SANTRALİNİN SİMÜLASYONU, SİSTEM PERFORMANSININ İNCELENMESİ VE DUYARLILIK ANALİZLERİ	141
5.1. Tasarımlanan Destek Brülörlü Kombine Çevrim Santralının Bilgisayar Simülasyonu	140
5.2. Kombine Çevrim Santralının Gaz Türbini Yanma Odasının Soğutularak Sıcaklığının Musadeli Türbin Giriş Sıcaklığına Düşürülmesi	144
5.3. Tasarımlanan, Gaz Türbini Yanma Odası Buhar Soğutmalı, Kombine Çevrim Santralında, Uygulamada Kullanılan Optimum Parametre Bölgelerinde Sistem Performans Duyarlık Analizleri.....	146
5.4. Tasarımlanan, Gaz Türbini Yanma Odası Buhar Soğutmalı, Kombine Çevrim Santralında, Kompresör Girişine Nemlendirici Uygulamanın Sistem Performansına Etkisi	156

Sayfa

5.5. Tasarımlanan, Kombine Çevrim Santralı Atık Isı Kazanında, Nox ve Co Emisyonlarının Azaltılması Amaçlı Katalizör Sistemi Uygulamasının Sistem Performansına Etkisi	158
6. SONUÇ VE İLERİYE DÖNÜK ÖNERİLER	159
KAYNAKLAR	161
EKLER	164
EK-1 Tasarlanan sistemin detayları	165
EK-2 Buhar Türbin h – s Diyagramı	179
EK-3 Tasarlanan santralde AIK'nın T – Q eğrisi	180
EK-4 Tasarlanan santralin detaylı bilgileri	181
EK-5 Tasarlanan santralin şaft güçlerin gösterilmesi	184
ÖZGEÇMİŞ	185

ÇİZELGELERİN LİSTESİ

Çizelge	Sayfa
Çizelge 5.1. Tasarımlanan kombine ısı - güç çevrim santralinin başlıca tasarım parametreleri ve işletme için öngörülen optimum değerleri sonuçlarda verilecek.....	142
Çizelge 5.2. Tasarımlanan kombine çevrim santralı gaz türbini yanma odasında çeşitli yanma gazı soğutma yöntemleri uygulanması durumunda sistemin performans değerleri	145
Çizelge 5.3. Tasarıma esas olarak alınan tasarım parametrelerinin, literatürde verilen optimum tasarım bölgesinde değişmesi durumunda kombine çevrim santralında toplam elektrik üretimi ve toplam verimdeki değişimler.....	148
Çizelge 5.4. Kompresör girişi öncesi nemlendirici uygulamanın sistem performansına etkileri	156
Çizelge 5.5. Atık ısı kazanına yerleştirilen NO _x ve CO emisyonu kontrolü ile ilgili katalizör sisteminin, kombine çevrim santral performans etkisi.....	158

ŞEKİLLERİN LİSTESİ

Şekil	Sayfa
Şekil 1.1. Bir üretim sisteminin genel sistem yapısı, çevresel ve ekonomik boyutu	2
Şekil 1.2. Bir enerji dönüşüm zincirinin başlıca dönüşüm süreçlerini gösteren bağlantı ve akış şeması	5
Şekil 1.3. Son bir milyar içersinde fotosentez ve metabolik biokütlelerin yeraltında kömürleşmesi, sıvılaşması ve gazlaşmasıyla fosil yakıtların oluşum mekanizması ve süreçleri	6
Şekil 1.4. Kabuk teorinse göre yakıtın ikincil enerjiye dönüşüm süreçleri ve misyonlar	8
Şekil 1.5. Çeşitli ısı-güç çevrimlerinin, sıcaklık (T) ve entropi (s) diyagramında görünüşü	12
Şekil 2.1. Buhar üretim süreçlerinde ısı aktarımının T – s diyagramında alan ve h – s diyagramında entalpi farkı olarak gösterilmesi.....	16
Şekil 2.2. Bir doğal dolaşımli su borulu kazanda basınç diyagramı ve basın kayıpları	17
Şekil 2.3. Türbin giriş sıcaklıklarına bağlı olarak ekserji, anerji ve maksimum güç üretim oranları	20
Şekil 2.4. Kazanlı (ısı barajı) ısı – güç santrallerinde (IGS) ekserjisel, su barajlı hidro – elektrik güç santrallerinde (HES) düşüsel iş yapma potansiyellerinin oluşum mekanizması, süreçleri ve karşılaştırmaları.....	21
Şekil 2.5. Diesl ve Otto gaz ısı – güç çevrimlerinin T – s diyagramında gösterilmesi	24
Şekil 2.6. Isıl – güç santrallerinde uygulanan soğutma kulesinin sınıflandırılması ve soğutma kulesi türleri.....	26
Şekil 2.7. Bir ısı – güç santralında atık ısı atma (yoğuşturucu – soğutma kulesi, yağ sistem) sisteminin bağlantı ve akış şeması.....	27
Şekil 2.8. Doğrudan ve dolaylı soğutmalı buharlaşmasız (kuru) soğutma kulesi uygulaması.....	28

Şekil	Sayfa
Şekil 2.9. Tüm yakıtlar için gerekli yakıtın elektriğe dönüştürüldüğü dönüşüm zincirinin, sistem yapısı, elemanları, çevresel ve ekonomik boyutları	31
Şekil 2.10. Bir ısı – güç santralinde yakıt – elektrik tüketim sektörlerine net elektrik sunumunun arasındaki başlıca alt sistemsel verimler ve ısı kayıpları gösteren enerji akış diyagramı.....	32
Şekil 2.11. Tersnir ve kısmi tersinmez carnot çevrimlerinin sağlam ve kısmi çatlak ısı testileri biçiminde gösterilmesi ve çevrimsel ekserji kayıplar	36
Şekil 2.12. Carnotizasyon yaklaşımı ile buhar ısı – güç çevriminin eşdeğer tersnir Carnot çevrimine dönüştürülmesi ve çevrim veriminin optimizasyon yöntemlerinin türetilmesi	37
Şekil 2.13. Rankine ve Brayton çevrimi ve Carnotlaştırma yaklaşımıyla oluşturulan eşdeğer Rankine çevrimi (EDRÇ) ve eşdeğer Brayton çevrimi (EDBÇ) ve eşdeğer çevrimlerinin basit Carnot korelasyonu ile ifade edilmesi.....	43
Şekil 2.14. Toplam entropi oluşumsuz (tersnir) ve entropi oluşumlu (tersinmez) Rankine çevrimlerinin T - s diyagramında karşılaştırılması ve entropi oluşum (ekserji kayıp) nedenleri	46
Şekil 2.15. Basit bir buhar çevrim ısı – güç santrali sistem yapısı ve sistemi oluşturan alt Sistemleri.....	47
Şekil 2.16. Bir basit buhar ısı – güç santrali buhar ısı – güç çevriminin entalpi – entropi diyagramında gösterilmesi.....	47
Şekil 2.17. Tek ara kızdırmalı, n ara buharla besleme suyu ön ısıtmalı, yüksek-orta-düşük basınç türbinli bir buhar ısı güç santralının genel sistem yapısı	48
Şekil 2.18. Tek ara kızdırmalı, n ara buharla besleme suyu ön ısıtmalı, yüksek-orta-düşük basınç türbinli bir buhar ısı güç santralinin h – s diyagramı	49
Şekil 2.19. Basit bir gaz çevrim ısı – güç santralinin (gaz türbini), sistem yapısı ve sistemi oluşturan elemanlar	51
Şekil 2.20. Basit bir gaz ısı – güç çevriminin (Brayton) entalpi – entropi diyagramında gösterilmesi	52

Şekil	Sayfa
Şekil 2.21. Ara soğutma, yakma havası ön ısıtma ve kızdırma süreçlerini içeren genel yapıda bir gaz türbini sisteminin sistem yapısı ve uygulama alanları	53
Şekil 2.22. Kanatların uçak kaldırma işlevi ve kaldırma kuvveti oluşum mekanizması	54
Şekil 2.23. Bir savaş jet uçağı sistem yapısı ve sisteme uygulanan kontrol hacmi üzerindeki momentum değişiminin yarattığı itme kuvveti oluşumu	55
Şekil 2.24. Denizde hareket halindeki bir yük gemisinde yakıt – itki kuvveti, enerji dönüşüm zinciri ve emisyonlar	56
Şekil 2.25. Önden çekmeli bir otomobilin, içten yanmalı motor bileşik ısı (Q) – güç (P_{me} , P_{el}) santral biçimindeki otonom enerji dönüşüm sistemi, araç itki kuvveti oluşum mekanizması ve emisyonla	57
Şekil 2.26. Bir gaz çevrim ısı – güç santralinde (gaz türbini) yanma odası ve türbin birinci kademe kanatlarının soğutulması, soğutucu akışkanlar ve soğutma mekanizması	59
Şekil 2.27. Bir otoprodöktör gaz çevrim bileşik ısı – güç santralinin sistem yapısı, bağlantı ve akış şeması	61
Şekil 3.1. Günlük (a) ve yıllık (b) elektrik tüketim yük eğrileri ve yük bölgeleri	65
Şekil 3.2. Kömür yakma sistemlerin sınıflandırılması	72
Şekil 3.3. Yaş (su soğutmalı) soğutma kulesine sahip, bir kombine çevrim santralı bağıl veriminin ($\eta_{KÇSb}$) hava sıcaklığına (t_H) göre değişimi	74
Şekil 3.4. Kuru (hava soğutmalı) soğutma kulesine sahip, bir kombine çevrim santralın bağıl veriminin ($\eta_{KÇSb}$) hava sıcaklığına (t_H) göre değişimi	75
Şekil 3.5. Bir kombine çevrim tesisinde GÇS’nda ve KÇS’nın gaz çevrim santrali ve kombine çevrim santralının bağıl güç üretimlerinin ($P_{el-GÇSb}$, $P_{el-KÇSb}$) hava sıcaklığının değişim duyarlılığı	75
Şekil 3.6. İki farklı hava sıcaklığında (T_1 , T_1) GÇS’nın sıcaklık (T_G) – entropi (s) diyagramı	76

Şekil	Sayfa
Şekil 3.7. Kombine Çevrim Santrali ile ilgili bağıl verimlerin (η_{GCSb} , η_{BCSb} , η_{KCSb}) hava sıcaklığına (t_H) göre değişim	76
Şekil 3.8. Bir kombine çevrim tesisinde bağıl buhar çevrim santrali veriminin (η_{KCSb}) hava sıcaklığına (t_H) göre değişimi	77
Şekil 3.9. Bağıl hava basıncının (p_{Hb}) deniz düzeyinden olan yüksekliğine (h_H) göre değişimi	78
Şekil 3.10. Buhar çevrim ısı – güç santrali başlangıç veya birincil (ham) optimum sistem yapısının belirlenmesinde kullanılan tasarım abağı	85
Şekil 3.11. Tasarım abağından 600 MWe kurulu güçteki bir ısı – güç santrali için belirlenen VII basınç kademeli bir ısı – güç santrali sistem yapısının akış ve bağlantı şeması	86
Şekil 3.12. Isı – güç çevrimi basınç kademesine bağlı olarak santral sistem yapısı, sistemi oluşturan elemanlar, sistem akış ve bağlantı şeması	88
Şekil 3.13. Türbin ara buharları termodinamik verilerinin ve ısı – güç çevriminin optimizasyonla ilgili sistem akış ve bağlantı şeması (a) ve ara buharlı besleme suyu ön ısıtıcıları t – Q diyagramı (b).....	90
Şekil 3.14. Özgül birim debi elektrik üretiminin p_e [kW. s/kg] maksimizasyonu ile ilgi özgül elektrik üretimi (p_{ei}) ön ısıtıcılar sıcaklık aralık kombinasyonla (vektörleri $\Delta \vec{T}_i$) diyagramı	91
Şekil 3.15. Bir ısıtma (ısı transferi) yüzeyinde sıcak ve soğuk akışkanların sıcaklık değişimlerin ve yaklaşım (ΔT_y) ve (ΔT_{as}) sıcaklıklarının t – Q diyagramında gösterilmesi	91
Şekil 3.16. İdeal Rankine çevriminde ara kızdırıcı giriş sıcaklığını ortalama buhar sıcaklığına eşit olduğu esasına dayanarak ara kızdırıcılarda buhar giriş sıcaklık ve basınçların belirlenmesi	94
Şekil 3.17. Alçak basınç ara buharlı ön ısıtma kademesinin 3 olduğu bir ısı – güç çevriminde karışımı ısıl değiştirgeci özelliğindeki, degazör - besleme suyu deposu – besleme pompası düzeni, ve degazör ara buhar basıncının belirlenmesinde kullanılan T – Q diyagramı	97
Şekil 3.18. kompresör veriminin devir sayısına duyarlılığı	101

Şekil	Sayfa
Şekil 3.19. Bir hucum bot örneğinde, yakma havası ön ısıtmalı (YHÖİ), ara kızdırmalı (YO ₂) ve ayrı itki gaz türbinli (T _i) bir mobil GT itki sistemi yapısı. Kompresör türbini (T _k) kompresörü, verimin maksimum olduğu, anma kompresör devriminde (n _{an}) tutulur	101
Şekil 3.20. Bir kombine çevrim santralının basitleştirilmiş sistem yapısı, bağlantı ve akış şeması	109
Şekil 3.21. Bir kombine çevrim santrali ısı – güç çevriminin T – s diyagramında gösterilmesi	109
Şekil 4.1. Çeşitli tür ısı – güç santralının kurulu güçlerine göre net elektrik verimlerinin (η _{IGS}) karşılaştırılması	115
Şekil 4.2. Çeşitli tür ve yakıtlı ısı – güç santralının, kurulu güçlerine (P _{KG}) göre özgül yatırım maliyetinin (ÖYM) değişimi	116
Şekil 4.3. Çeşit tür ve yakıtlı ısı – güç santrallerinin (IGS) kurulu gücün (P _{KG}) göre kurulma sürelerinin (t _{KS}) değişimi	116
Şekil 4.4. Çeşitli tür ve yakıtlardaki ısı – güç santrallerinin (IGS) elektrik üretim maliyetlerinin (EÜM) özgül yakıt maliyetine göre değişimi	117
Şekil 4.5. Çeşitli ısı – güç santrallerinde (IGS) tam yük eşdeğer – işletme süresine (TYE-IS) göre özgül elektrik üretim maliyetinin (EÜM) değişimi	117
Şekil 4.6. Termik santral (BÇS) yerine aynı kurulu güçte kombine çevrim Santrali (KÇS) kurulabilmesi için, kabul edilebilir özgül yakıt ısı maliyeti (ÖİM) farkının, tam yük eşdeğer (TYE) işletme süresine (IS) göre değişimi	118
Şekil 4.7. Bir kombine çevrim santralında taze buhar sıcaklığının (t _{TB}), P _{elBT} /P _{elGT} oranının, taze buhar bağıl basıncının (p _{TBb}), kombine çevrim santrali bağıl güç üretimine (P _{el-KÇS}) göre değişimi	119
Şekil 4.8. Bir kombine çevrim santralinde kullanılan gaz türbini çıkış sıcaklığına göre, gaz çevrim verimi ve kombine çevrim santrali veriminin değişimi. (a) Bir kombine çevrim sistemindeki gaz çevrim santral verimi (η _{GÇS}) (b) Kombine çevrim santrali toplam veriminin (η _{GÇS}) gaz türbini giriş (t _{3g}) ve çıkış (t _{4g}) sıcaklıklarına göre değişimi	121

Şekil	Sayfa
Şekil 4.9. Soğutma akışkan oranına (SAO) ve soğutma akışkan türüne (su, buhar) bağlı olarak bir kombine çevrim santralinde (KÇS) bağlı elektrik üretiminin (P_{elb}) ve bağlı veriminin ($\eta_{KÇSb}$) değişimi.....	122
Şekil 4.10. Bir kombine çevrim sisteminde, buhar çevrim (Rankine) verimin ($\eta_{BÇ}$), buhar çevrim santrali veriminin ($\eta_{BÇS}$) ve atık ısı kazanı ısı geri kazanımının veriminin (η_{AIK}), AIK taze buhar basınca (p_{TB}) göre değişimi.....	124
Şekil 4.11. İki basınç kombine çevrim santrali buhar çevriminde yüksek buhar çevriminin buhar basıncının (p_{TB-YB}) buhar çevrim santrali verimine ($\eta_{BÇS}$) etkisi	125
Şekil 4.12. İki basınç kombine çevrim santrali düşük buhar çevriminin taze buharın basıncının (p_{TB-DB}) buhar çevrim santrali verimin ($\eta_{BÇS}$) etkisi	126
Şekil 4.13. Bir iki basınç kombine çevrim santrali buhar çevriminin düşük taze buharın basıncının (p_{TB-DB}) atık ısı kazanının ısı geri kazanım verimine (η_{AIK}) etkisi.....	127
Şekil 4.14. İki basınç buhar çevrim santrali bağlı veriminin ($\eta_{BÇSb}$), yüksek basınç buharlaştırıcının (ΔT_{Y-YB}) ve düşük basınç buharlaştırıcının (ΔT_{Y-DB}) yaklaşım sıcaklıklarına göre değişimi.....	127
Şekil 4.15. Destek yakmalı bir atık ısı kazanında, destek brülörü arkası (kazan girişi) göre sıcaklığına (t_{gdba}) göre, kombine çevrim santrali bağlı veriminin ($\eta_{KÇSb}$), atık ısı kazanı veriminin (η_{AIK}) ve bağlı güç üretiminin ($P_{el,KÇSb}$) değişimi.....	128
Şekil 4.16. Maksimum destek yakmalı atık ısı kazanına sahip bir kombine çevrim santralının sistem yapısını gösteren basitleştirilmiş bağlantı ve akış şeması. AIK, normal buhar kazanına, KÇS ise alışılmış termik santrale dönüşür	129
Şekil 4.17. Kademeli destek yakmalı (çift destek brülörlü) tek basınçlı bir atık ısı kazanının sistem yapısı ve sistemsel elemanları.....	130
Şekil 4.18. Destek brülörlü (yakmalı) bir atık ısı kazanın sahip bir kombine çevrim santrali veriminin ($\eta_{KÇS}$) gaz türbini giriş sıcaklığına (t_{3g}) ve destek brülörü arkası (AIK girişi) yanma gazı sıcaklığına (t_{gdba}) bağlı olarak değişimi. DYB: Destek Yakma Bölgesi ($t_{gdba} < 790^{\circ}C$).....	131

Şekil	Sayfa
Şekil 4.19. Soğutma kulesi ve yoğunlaştırucudan alınan soğutma sisteminin t – Q diyagramı ve tasarım verileri	133
Şekil 4.20. kombine çevrim ısıl – güç santralının sistem yapısı, bağlantı ve akım şeması	136
Şekil 4.21. Bir kombine çevriminde, buhar çevrimin h – s diyagramında gösterilmesi	137
Şekil 4.22. Çift taze buharlı (çift basınç) bir kombine çevrim santralinde atık ısı kazanının t – Q eğrisi	137
Şekil 4.23. Gaz ve buhar çevrimlerinden oluşan bir kombine çevrim santralinde h – s diyagramında gösterilmesi	138
Şekil 4.24. Tasarımlanan, ham tasarım verileri ile simülasyona geçilmek istenen gerçek sistemin Thermoflow paket programındaki bağlantı ve görünüş biçiminin görülme.....	139
Şekil 5.1. Tasarımlanan kombine çevrim santralının, sistem bölümleri matematiksel modellerinin sistem uyarınca bir araya getirilmesiyle oluşturulan, sistem bağlantı ve akış şemasını gösteren ve sistemin ısıl – güç performans davranışının hesaplanmasında kullanılan sistem toplam modelinin THERMOFLEX paket programı kullanım biçiminde gösterilmesi	143
Şekil 5.2. Tasarımlanan kombine çevrim santralının başlıca tasarım verileri, optimum veri bölgesi, tasarıma esas olan veriler, bu verilere olan sistem performansının duyarlılığı.....	147
Şekil 5.3. Bir kombine çevrim santralinde, gaz çevrim elektrik üretimi ($P_{elGÇS}$), buhar çevrim elektrik üretimi ($P_{elBÇS}$), kombine çevrim elektrik üretimi ($P_{elKÇS}$), gaz çevrim verimi ($\eta_{GÇS}$), buhar çevrim verimi ($\eta_{BÇS}$) ve kombine çevrim verimi ($\eta_{KÇS}$), dış hava giriş sıcaklığına (t_{1g}) göre değişimi.....	149
Şekil 5.4. Bir kombine çevrim santralinde, gaz çevrim elektrik üretimi ($P_{elGÇS}$), buhar çevrim elektrik üretimi ($P_{elBÇS}$), kombine çevrim elektrik üretimi ($P_{elKÇS}$), gaz çevrim verimi ($\eta_{GÇS}$), buhar çevrim verimi ($\eta_{BÇS}$) ve kombine çevrim verimi ($\eta_{KÇS}$), destek brülör çıkış sıcaklığına (DBÇS) göre değişimi.....	150

Şekil	Sayfa
Şekil 5.5. Bir kombine çevrim santralinde, gaz çevrim elektrik üretimi ($P_{elGÇS}$), buhar çevrim elektrik üretimi ($P_{elBÇS}$), kombine çevrim elektrik üretimi ($P_{elKÇS}$), gaz çevrim verimi ($\eta_{GÇS}$), buhar çevrim verimi ($\eta_{BÇS}$) ve kombine çevrim verimi ($\eta_{KÇS}$), buhar türbin yüksek basınç giriş sıcaklığına (t_3) göre değişimi	150
Şekil 5.6. Bir kombine çevrim santralinde, gaz çevrim elektrik üretimi ($P_{elGÇS}$), buhar çevrim elektrik üretimi ($P_{elBÇS}$), kombine çevrim elektrik üretimi ($P_{elKÇS}$), gaz çevrim verimi ($\eta_{GÇS}$), buhar çevrim verimi ($\eta_{BÇS}$) ve kombine çevrim verimi ($\eta_{KÇS}$), buhar türbin yüksek basınç giriş basıncına (p_1) göre değişimi	151
Şekil 5.7. Bir kombine çevrim santralinde, gaz çevrim elektrik üretimi ($P_{elGÇS}$), buhar çevrim elektrik üretimi ($P_{elBÇS}$), kombine çevrim elektrik üretimi ($P_{elKÇS}$), gaz çevrim verimi ($\eta_{GÇS}$), buhar çevrim verimi ($\eta_{BÇS}$) ve kombine çevrim verimi ($\eta_{KÇS}$), buhar türbin düşük basınç giriş sıcaklığına (t_{33}) göre değişimi	151
Şekil 5.8. Bir kombine çevrim santralinde, gaz çevrim elektrik üretimi ($P_{elGÇS}$), buhar çevrim elektrik üretimi ($P_{elBÇS}$), kombine çevrim elektrik üretimi ($P_{elKÇS}$), gaz çevrim verimi ($\eta_{GÇS}$), buhar çevrim verimi ($\eta_{BÇS}$) ve kombine çevrim verimi ($\eta_{KÇS}$), buhar türbin düşük basınç giriş basıncına (p_2) göre değişimi	152
Şekil 5.9. Bir kombine çevrim santralinde, gaz çevrim elektrik üretimi ($P_{elGÇS}$), buhar çevrim elektrik üretimi ($P_{elBÇS}$), kombine çevrim elektrik üretimi ($P_{elKÇS}$), gaz çevrim verimi ($\eta_{GÇS}$), buhar çevrim verimi ($\eta_{BÇS}$) ve kombine çevrim verimi ($\eta_{KÇS}$), ara kızdırıcı çıkış sıcaklığına (t_{32}) göre değişimi	152
Şekil 5.10. Bir kombine çevrim santralinde, gaz çevrim elektrik üretimi ($P_{elGÇS}$), buhar çevrim elektrik üretimi ($P_{elBÇS}$), kombine çevrim elektrik üretimi ($P_{elKÇS}$), gaz çevrim verimi ($\eta_{GÇS}$), buhar çevrim verimi ($\eta_{BÇS}$) ve kombine çevrim verimi ($\eta_{KÇS}$), ara kızdırıcı çıkış basıncına (p_{32}) göre değişimi	153
Şekil 5.11. Bir kombine çevrim santralinde, gaz çevrim elektrik üretimi ($P_{elGÇS}$), buhar çevrim elektrik üretimi ($P_{elBÇS}$), kombine çevrim elektrik üretimi ($P_{elKÇS}$), gaz çevrim verimi ($\eta_{GÇS}$), buhar çevrim verimi ($\eta_{BÇS}$) ve kombine çevrim verimi ($\eta_{KÇS}$), yüksek basınç gaz yaklaşım sıcaklığına (ΔT_{GY-YB}) göre değişimi	153

Şekil	Sayfa
Şekil 5.12. Bir kombine çevrim santralinde, gaz çevrim elektrik üretimi ($P_{elGÇS}$), buhar çevrim elektrik üretimi ($P_{elBÇS}$), kombine çevrim elektrik üretimi ($P_{elKÇS}$), gaz çevrim verimi ($\eta_{GÇS}$), buhar çevrim verimi ($\eta_{BÇS}$) ve kombine çevrim verimi ($\eta_{KÇS}$), düşük basınç gaz yaklaşım sıcaklığına (ΔT_{GY-DB}) göre değişimi	154
Şekil 5.13. Bir kombine çevrim santralinde, gaz çevrim elektrik üretimi ($P_{elGÇS}$), buhar çevrim elektrik üretimi ($P_{elBÇS}$), kombine çevrim elektrik üretimi ($P_{elKÇS}$), gaz çevrim verimi ($\eta_{GÇS}$), buhar çevrim verimi ($\eta_{BÇS}$) ve kombine çevrim verimi ($\eta_{KÇS}$), yüksek basınç doyma yaklaşım sıcaklığına (ΔT_{DY-YB}) göre değişimi	154
Şekil 5.14. Bir kombine çevrim santralinde, gaz çevrim elektrik üretimi ($P_{elGÇS}$), buhar çevrim elektrik üretimi ($P_{elBÇS}$), kombine çevrim elektrik üretimi ($P_{elKÇS}$), gaz çevrim verimi ($\eta_{GÇS}$), buhar çevrim verimi ($\eta_{BÇS}$) ve kombine çevrim verimi ($\eta_{KÇS}$), Düşük basınç doyma yaklaşım sıcaklığına (ΔT_{DY-DB}) göre değişimi	155
Şekil 5.15. Bir kombine çevrim santralinde, gaz çevrim elektrik üretimi ($P_{elGÇS}$), buhar çevrim elektrik üretimi ($P_{elBÇS}$), kombine çevrim elektrik üretimi ($P_{elKÇS}$), gaz çevrim verimi ($\eta_{GÇS}$), buhar çevrim verimi ($\eta_{BÇS}$) ve kombine çevrim verimi ($\eta_{KÇS}$), soğutma suyu soğutma aralığı sıcaklığına (ΔT_{SS}) göre değişimi	155
Şekil 5.16. Kompresör giriş önüne nemlendirici uygulanmış kombine çevrim santrali matematik modelinin THERMOFLEX paket programı gösterimi	157

SİMGELER VE KISALTMALAR

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

Simgeler	Açıklama
A	Isı transfer alanı
C_p	Özgül ısı
E	Ekserji
F_Y	Yük Faktörü
H_o	Yakıt üst ısı değeri
H_u	Yakıt alt ısı değeri
h	Isı transferi film katsayısı
h_{BS}	Besleme suyu entalpisi
h_ç	Çıkış entalpisi
h_{db}	Doymuş buhar entalpisi
h_g	Giriş entalpisi
h_{kb}	Kızgın buhar entalpisi
h_{TB}	Taze buhar entalpisi
K_b	Baca kayıpları
K_i	İşletme kayıpları
K_{kk}	Yalıtım kayıpları
K_y	Yanma kayıpları
k	Isı iletim katsayısı
M_y	Yakıt debisi
m_{ak}	Ara kızdırıcı buhar debisi
m_B	Buhar debisi
m_{buh}	Buharlaştırıcı iş akışkanı debisi
m_{eko}	Ekonomizer su debisi
m_g	Yanma gazı debisi
m_{kız}	Kızdırıcı buhar debisi

Simgeler	Açıklama
m_{ss}	Soğutma suyu debisi
m_w	Su debisi
n	Hava fazlalık katsayısı
$n_{ö1}$	Ön ısıtıcı sayısı
P_{el}	Santral kurulu gücü
P_{me}	Mekanik gücü
P_P	Pompa gücü
$P_{deg.}$	Degazör Basıncı
$P_{Pç.}$	Pompa çıkış basıncı
$P_{Pg.}$	Pompa giriş basıncı
Q_V	Verilen ısı
Q_{sk}	Soğutma kulesi ısısı
Q_Y	Yoğuşturucu ısısı
q_{AK}	Ara Kızdırıcı ısısı
q_B	Buharlaştırıcı ısısı
q_{EKO}	Ekonomizer ısısı
q_K	Kızdırıcı ısısı
q_{yo}	Yanma odası ısısı
r_{p-opt}	Optimum sıkıştırma oranı
s	Entropi
T_A	Alçak sıcaklık
T_{AK}	Ara kızdırıcı çıkış sıcaklığı
T_B	Buhar sıcaklığı
T_{baca}	Baca gazı çıkış sıcaklığı
T_{BS}	Besleme suyu sıcaklığı
T_{TB}	Taze buhar sıcaklığı
T_Y	Yüksek sıcaklık
V	Özgül hacim
v_{gy}	Özgül baca gazı hacmini
w_k	Kompresör özgül gerçek işi

Simgeler	Açıklama
$w_{k,s}$	Kompresör özgül izentropik işi
w_{net}	Net işi
w_P	Pompa özgül işi
w_t	Türbin özgül gerçek işi
$w_{t,s}$	Türbin özgül izentropik işi
Δe	Ekserji Kaybı
Δh	Entalpi farkı
Δp	Pompada basınç artırımını
Δs	Entropi değişimi
ΔT_{AS}	Aşırı soğutma sıcaklığı
ΔT_Y	Yaklaşım sıcaklığı
ρ	Yoğunluk
η_C	Carnot verimi
η_ϕ	Çevrim verimi
η_h	Hat verimi
η_{IGS}	Isı – güç santral verimi
η_{IGSb}	Isı – güç santral brüt verimi
η_{IGSn}	Isı – güç santral net verimi
η_{it}	İç tüketim verimi
η_j	Jeneratör verimi
η_k	Kompresör verimi
η_K	Kazan verimi
η_m	Mekanik verimi
$\eta_{\phi i}$	Ön ısıtıcı verimi
η_P	Pompa verimi
η_t	Türbin verimi
η_{tr}	Trafo verimi
η_Y	Yanma verimi

Kısaltmalar**Açıklama**

AK	Ara kızdırıcı
AKB	Ara Kızdırma Basıncı
AKS	Ara Kızdırma Sıcaklığı
AO	Amortisman Oranı
B	Buharlaştırıcı
BÇBIGS	Buhar Çevrim Bileşik ısı – güç santrali
BÇS	Buhar Çevrim Santrali
BGAS	Baca Gazı Arıtma Sistemleri
BIGÇ	Bileşik Isıl – Güç Çevrimi
BST	Besleme Suyu Tankı
D	Degazör
EDBÇ	Eş Değer Buhar Çevrimi
EKO	Ekonomizer
GÇBIGS	Gaz Çevrim Bileşik ısı – güç santrali
GÇS	Gaz Çevrim Santrali
GHS	Gaz Hazırlama Sistemi
HGS	Hava Giriş Sıcaklığı
HÖI	Hava ön ısıtıcı
IGÇ	Isıl – Güç Çevrimi
K	Kızdırıcı
KÇBIGS	Kombine Çevrim Bileşik ısı – güç santrali
KÇS	Kombine Çevrim Santrali
ÖI	Ön Isıtıcı
ÖİM	Özgül Isı Maliyeti
Q	Isıl kapasite
TY	Teknik yakıt
ÜKS	Ürün Koşullandırma Sistemleri
YO	Yanma odası
ΔT	Sıcaklık farkı

1. GİRİŞ

1.1. Üretim - Enerji – Çevre İlişkisi

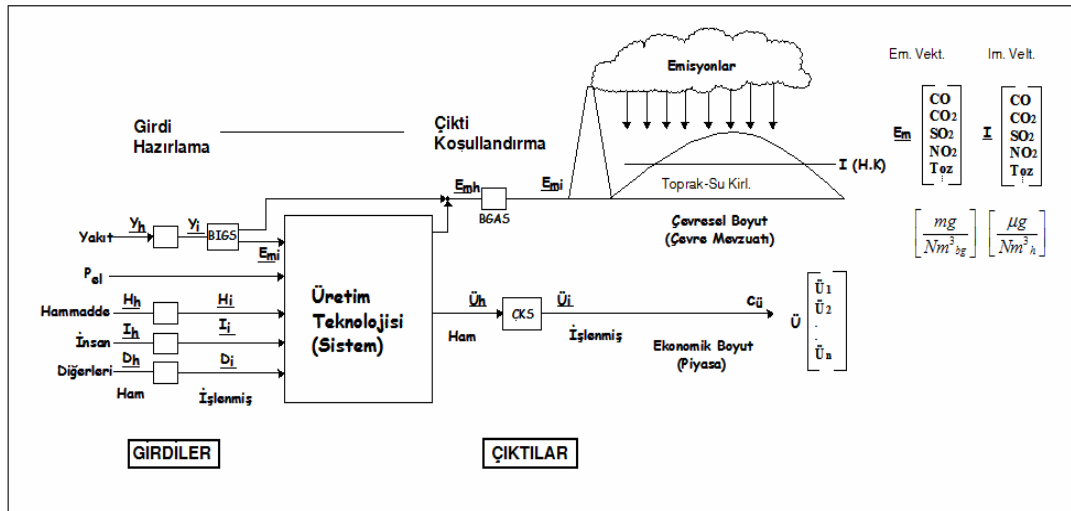
Günümüzün en önemli sorunu, küresel düzeyde rekabet koşullarında, maliyet, kalite ve miktarlarda üretimin gerçekleştirilmesidir. Bir üretim sisteminin başlıca girdileri; enerji, hammadde, ara madde, insan gücü ve diğerleridir. Bunlar içerisinde fiyatı sürekli ve aşırı biçimde artan enerjidir. Diğer girdilerde artış 1–2 birim düzeyinde kabul edilirse, yakıt ve enerji fiyatlarındaki artış 5–10 ve üzerinde gerçekleşmektedir. Diğer yandan dünya enerji gereksiniminin %90'ı fosil yakıtlarla karışlanmaktadır. Çağımızın başlıca çevre sorunları olan hava – toprak – su kirliliği ve küresel ısınma doğrudan fosil yakıtların verimsiz ve aşırı biçimde kullanımları ile ilgilidir. Fosil yakıtlardan petrol ve doğal gazın rezervlerinin 40–50 yıl, kömürün ise 200 yıl gibi bir süre içerisinde tükeneceği varsayılırsa, üretim, enerji, çevre ekonomileri yönünden enerji kaynaklarının, üretim, dönüşüm, iletim, dağıtım ve kullanım gibi tüm aşamalarda verimli kullanımının önemi kendiliğinden ortaya çıkmaktadır. Fosil yakıtların rezervlerin azaldığı, enerji fiyatların aşırı arttığı ve yenilebilir enerji kaynaklarının ve teknolojilerinin ufukta tam görünmediği ve çözüm oluşturamadığı bu dönem *pahalı ve kritik enerji dönemi* olarak isimlendirir. Bu dönemde yapılabilecek en etken ara çözüm enerji üretim, dönüşüm, iletim dağıtım ve kullanım verimliliğinin en üst düzeye çıkartılmasıdır. Böylelikle enerji fiyatlarındaki aşırı artışlar dengelenmeye çalışılarak, üretim maliyetlerinin rekabet koşullarında tutulması amaçlanmakta ve çevre sorunlarının kontrol edilebilir boyutlarda tutulmasına çalışılmaktadır.

Fosil yakıtlar içerisinde rezerv yönünden en sınırlı, fiyat artışları ve tedariki yönünden en sorunlu yakıt doğalgaz ve petroldür. Tüm yakıtlarda söz konusu olmakla beraber, enerji verimliliği çalışmalarının en etken ve yoğun yapılması gereken enerji dönüşüm sistemlerin başında doğalgaz ve fuel-oil yakıtlı ısı güç sistemleri gelmektedir. Maliyetlerinin kömürlüye kıyasla çok daha yüksek olması nedeniyle bu sistemlerde yapılacak enerji tasarruf yatırımları daha kısa sürede kendisini geri ödemektedir.

Tüm ekonomik sektörlerde kullanılan başlıca ikincil enerji elektrik ve ısıdır. Gönümüzde tamamını yakını ısı – güç çevrimleri üzerinden fosil yakıtlardan elde edilen elektrik enerjisi, tüm ikincil enerji türler içerisinde en kıymetli, tüm evrelerinde enerji verimliliğinin en üst düzeyde tutulması gereken bir enerji türüdür. Yakıt – yanma – ısı güç – elektromekanik çevrim ve dönüşüm zinciri sonucunda ulaşılan bu enerji ile ilgili tüm sistemlerin uygun biçimde tasarımı, optimizasyonu ve işletilmesi gönümüz enerji mühendisliğinin başlıca uğraşı alanlarını oluşturur.

1.2. Enerji Mühendisliğin Temelleri

Enerji mühendisliğinin temel işlevi, doğrudan kullanılmayan birincil enerji kaynaklarının (yakıtlar), doğrudan kullanılabilen enerji türlerine (ikincil enerji) dönüştürüp ekonomik sektörlerdeki ara ürün, ürün, hizmet vb. tüm üretim sistemlerinin hizmetine sunmaktır [1]. Bir üretim sisteminin genel sistem yapısı ve çevresel ve ekonomik boyutları Şekil 1.1’de verilmiştir.



Şekil 1.1. Bir üretim sisteminin genel sistem yapısı, çevresel ve ekonomik boyutu

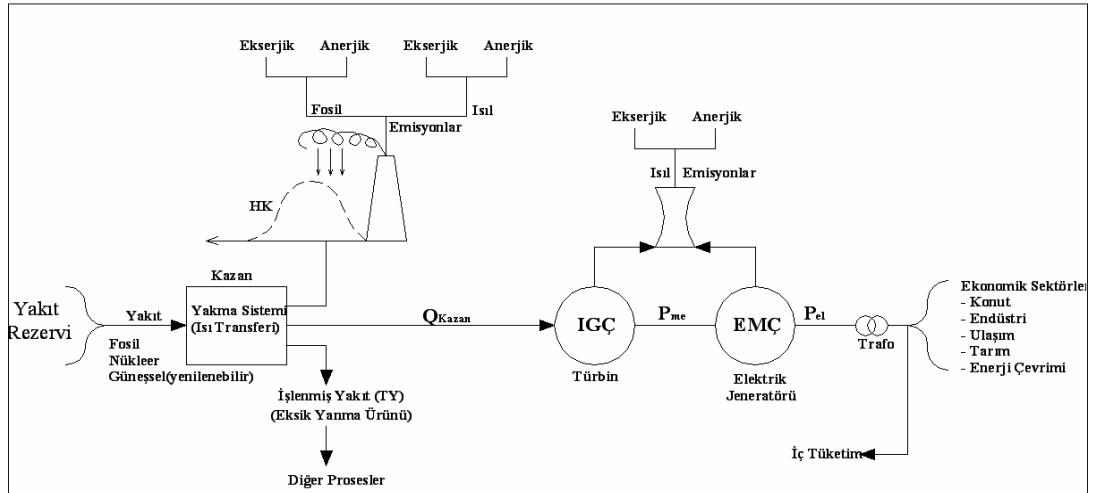
Üretimin ham biçimindeki girdileri (yakıt, hammadde, ara madde, insan ve diğerleri) girdi hazırlama sistemleri (GHS) üzerinden, üretim sistem yapısına uygun özelliklere kavuşturarak işlenmiş girdiler biçiminde üretim sistemine beslenir. Sistemsel iç süreçler ile, işlenmiş girdiler, ekonomik sektörlerde ve çevreye (atmosfer) verilen ham

çıktılara (ürün, emisyon) dönüştürülür. Bu çıktılar ürün koşullandırma sistemleri (ÜKS) üzerinden müşteri ve çevre için uygun özelliklere dönüştürülür. Üretim sisteminin çevresel boyutunu *emisyonlar* oluşturur. Sistem çıkışındaki ham emisyonlar çevresel yönetmelikler uyarınca gerektiğinde baca gazı arıtma sistemleri (BGAS) yardımı ile temizlenerek bacadan atmosfere atılır. Çevreye yayılan emisyonlar; baca boyutlarına, atmosferik ve topografik koşullara bağlı olarak aşağıya yağar ve hava kirliliği (emisyon) oluşumuna neden olur. Oluşan *hava kirliliği* asit ve partikül yağmurları biçiminde toprağa ulaşarak *toprak kirliliğine* bunun ardından ise *su kirliliğine* neden olur. Karbon dioksit CO₂ vb. düşük dalga boyu küresel radyasyonu tutan emisyonlar, atmosfer üst tabakalarında sürekli birikip, *küresel ısınmaya* ve *eko sistemin bozulmasına* neden olur. Bacadan atmosfere yayılan emisyonların deseni, *emisyon vektörü (E)*, hava kirliliğini oluşturan kirleticilerin deseni ise *emisyon vektörü (I)* olarak tanımlanır (Şekil 1.1). Emisyonlar birimlerine göre toplam ve özgül emisyonlar diye sınıflandırılır. Toplam emisyon, bacadan çevreye atılan bir emisyonun saatteki kütleini (kg/h) gösterir. Özgül emisyon ise, 1 Nm³ kuru baca gazının normal şartlarda (1 atm, 0°C) içerdiği kirleticinin mg cinsinden miktarını tanımlar (mg/Nm³_{gkr}). Hava kirliliği (emisyon) ise, solunum düzeyinde, 1 Nm³ havanın içerdiği, ilgili kirletici miktarının µg cinsinden miktarını tanımlar (µg/Nm³_h). *Emisyonlar* enerji geri kazanımlı (*ekserjik*) ve enerji geri kazanımsız (*anerjik*) olarak ta sınıflandırılır. Ekserjik emisyonlar için; CO, C_mH_n, uçucu kok, is, kurum vb. anerjik emisyonlar için ise; CO₂, SO₂, NO₂, toz vb. örnek gösterilebilir. Her bir tesisle ilgili emisyon ve emisyon vektörü, o tesisin çevresel boyut ve özelliğini tanımlar. Enerji verimliliği ve çevre sağlığı yönünden, üretim tesislerinin emisyon ve emisyon vektörlerine her ülke tarafından sınırlamalar getirilmiştir. Bu sınırlamalar; zengin sanayi toplumda çok sıkı olmakta birlikte, gelişmekte olan ülkelerde daha gevşektir. Ülkemizde üretim tesislerinin çevresel boyutları, Çevre Bakanlığı (ÇB) tarafından kontrol edilir. Üretim tesislerinin emisyon ve emisyon vektörlerine getirilen sınırlamalar veya sınır değerler, ilgili yönetmeliklerde verilmiştir [2]. Bu sınırlamalara uyum işlemi, *emisyon izni* alma mekanizmasına bağlanmıştır. Bu mekanizma ile, emisyon izni olmayan üretim tesislerine otomatik olarak işletme ve üretim izni verilmemektedir. Her üretim tesisi, yakma ve kimyasal süreçler başta olma üzere, tüm üretim süreçlerinde rehabilitasyon

ve yenileme uygulamaları ile, gerektiğinde baca gazı arıtma tesisleri (toz, SO₂, NO_x filtreleri) kurarak, tesislerin çevresel performansını, yönetmelikler tarafından belirlenen özelliklere kavuşturmak zorundadır.

Bir tesisin çevresel performansı çevresel yasalar ve yönetmelikler ile belirlenmesine karşın, ekonomik boyutu veya performansı piyasa kurallarında müşteri tarafından belirlenir. Özellikle üretim teknolojisi, sistemi girdi maliyetleri ve işletme koşulları tarafından belirlenen müşteri isteklerinin başında, fiyatı, kalite ve süreklilik gelmektedir. Bunlar müşteri memnuniyeti olarak tanımlanır, bu biçimdeki üretim ise müşteri odaklı üretim diye isimlendirilir. Bu bağlamda albeni oluşturma ile ilgili faaliyetler (paketleme, reklam vb.) ile servis hizmeti vermenin önemi göz ardı edilmemelidir.

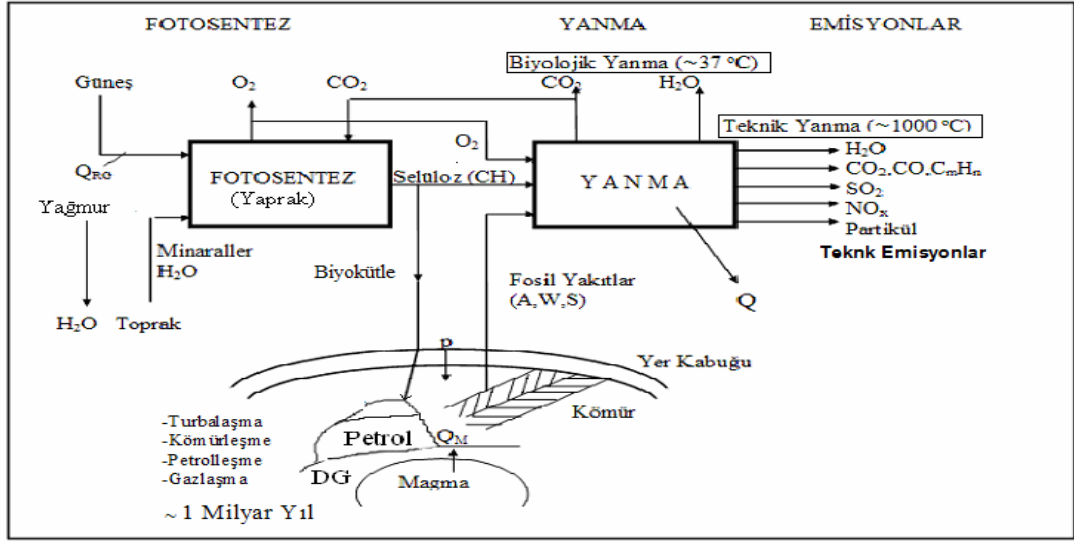
Gönümüzde üretim maliyetini etkileyen en büyük girdi enerji (ısı, elektrik) maliyetidir. Bu maliyetin rekabet koşullarını sağlayacak minimum düzeyde tutulması için, enerji üretim ve dönüşüm sistemlerinin, uygun *tasarım ve işletme kriterleri* (emniyet, güvenilirlik, işlerlik, verim ve çevresel uyum) bağlamında tasarımı ve işletilmesi gerekir. Diğer bir anlatımla, ekonomik sektörlerdeki üretim faaliyetlerinin sürdürülebilirliği en başta, çok hızlı artan yakıt fiyatları yanında, enerji üretim sistemlerinde enerji verimliliği uygulamalarına geçirilerek üretilen enerjinin fiyatlarının olabildiğince aşağıya çekilmesi ile mümkündür. Bu özelliklere sahip enerji dönüşüm sistemleri, en başta termodinamik bilimi ve makine mühendisliği başta olmak üzere, tüm mühendislik ve ekonomik disiplinlerin temellerinden en uygun biçimde ve amaç doğrultusunda yararlanmayı sağlayacak disiplinler arası bir çalışma gurubu ile gerçekleştirilebilir. Bu tür enerji dönüşüm sistemlerinin tasarımı, optimizasyonu, işletilmesi, ürünlerinin (ikincil enerji) iletimi dağıtımı ve rasyonel kullanımı ile ilgili tüm faaliyetler, genelde enerji mühendisliği alanına girmektedir. Çeşitli dönüşüm süreçlerinden oluşan bir enerji dönüşüm zincirinin süreçsel bağlantı ve akış şeması Şekil 1.2'de gösterilmiştir [3].



Şekil 1.2. Bir enerji dönüşüm zincirinin başlıca dönüşüm süreçlerini gösteren bağlantı ve akış şeması

Enerji mühendisliğinin temel işlevi, *enerji hammaddesi* veya *yakıt* (fosil, nükleer, güneşsel) olarak tanımlanan, doğrudan kullanılmayan, *birincil enerji* kaynaklarını, enerji ekonomisi ve çevresel yönden uygun biçimde doğrudan kullanılabilen işlenmiş veya *ikincil enerji* türlerine (*teknik yakıt, ısı, mekanik enerji, elektrik enerjisi*) dönüştürerek ekonomik sektörlerin hizmetine sunmaktır.

Enerjinin hammaddesi olan yakıt; fosil, nükleer ve güneşsel olmak üzere üç grupta toplanır. Fosil yakıtlar (kömür, petrol, doğalgaz), CO₂'nin güneş ışığı enerjisi ile fotosentez sürecinde önce bitkisel biyokütle (selüloz, hidrokarbonlar) ardından metabolik hayvansal biyokütle (karbonhidratlar, yağlar vb.) dönüşür. Bu biyokütller meteorolojik ve tektonik olaylar ile denizlere sürüklenip, atmosfer ile ilişkisi kesilip turbalaşmaya, ardından yüksek sıcaklık ve basınç etkisinde milyonlarca yıl süren kömürleşme, petrolleşme ve gazlaşma süreçleri ile fosil yakıtlara dönüşür (Şekil 1.3)[4].



Şekil 1.3. Son bir milyar içersinde fotosentez ve metabolik biokütlelerin yeraltında kömürleşmesi, sıvılaşması ve gazlaşmasıyla fosil yakıtların oluşum mekanizması ve süreçleri

Bu bağlamda fosil yakıtlar, milyonlarca yıl boyunca CO_2 girdili fotosentez ve metabolik süreçler üzerinden güneş enerjisinin yer kabuğu içinde depolanmış kütleli bir biçimdir. Bu nedenle fosil yakıtlar yenilenmeyen, tükenen veya kirli yakıtlar olarak isimlendirilir. Yenilenebilir yakıtların yenilenme süresi yüz yılın altındadır. Bu süre hidrolik enerjisinde günler, güneş ve rüzgâr enerjisinde ise saatler mertebesindedir.

Tüm fosil ve yenilenebilir enerjiler bir anlamda, belli yenilenme sürelerinde güneş ışına enerjisinin birer depolanmış biçimlerini oluşturur. Fosil yakıtlar milyonlarca yıl yer altında kaldığından, az ve çok miktarlarda yer kabuğunun içerdiği tüm mineral ve elementleri içerir. Mineral içerikler yakıt külü olarak tanımlanır ve yanma sonunda partikül emisyonlarına neden olur. Çevre yönünden zararlı diğer en önemli element kükürttür. Bunun yanması ile SO_2 oluşur. Bu O_2 ile birleşerek suda çözülebilen SO_3 dönüşür, yanma gazının içerdiği su buharı ile birleşerek sülfürik asit oluşturur. Sülfürik asit ise kazanlarda korozyon meydana getirilerek, hasarlara, işletme ömrünün azalmasına ve işletme veriminin düşmesine neden olur. Fotosentez süreci atmosfer CO_2 'ni kullandığından, biokütlenin yakılmasında açığa çıkan aynı

miktardaki CO₂ atmosferden CO₂ dengesini değiştirmez. Bu nedenle biokütle; SO₂, CO₂ vb. yönden temiz ve yenilenebilir bir enerjidir [5].

Enerji depolanma biçimi; fosil yakıtlarda (kömür, petrol, doğalgaz) *kimyasal*, nükleer yakıtlarda (U²³⁵, U²³⁸, Th²³³) *çekirdeksel* (nükleer), yenilenebilir yakıtlarda (güneş ışıma, biokütle, hidrolik, dalga, gel-git, jeotermal) ise, *fotonsal, kimyasal, potansiyel, kinetik*, ısı enerjileri biçimindedir. Fosil, nükleer ve güneşsel yakıtların enerji dönüşüm ve emisyon özellikleri birbirinden farklıdır.

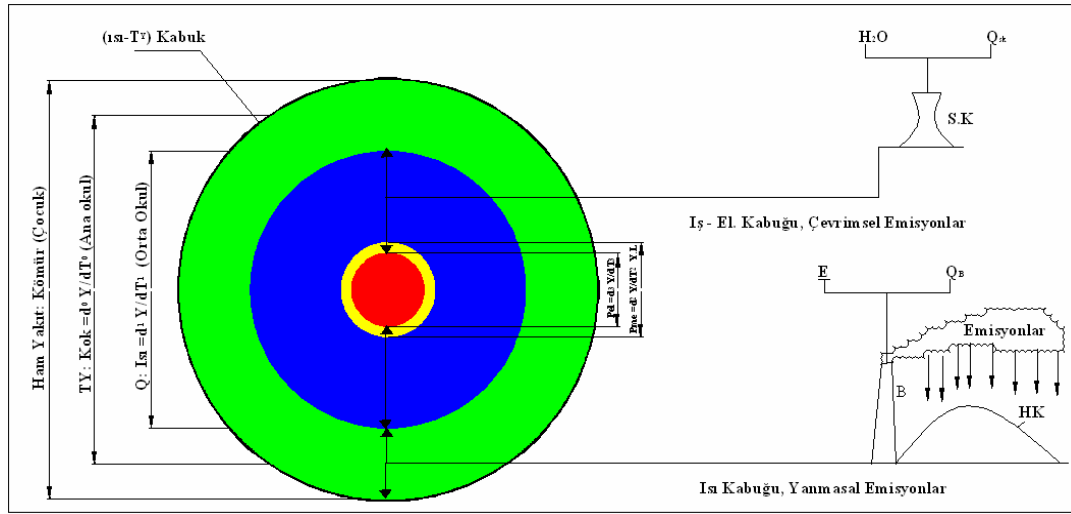
Enerji dönüşüm teknolojilerinin geliştirilmesi, biyolojik sistemlerin oluşumsal yapıları, işlevleri, enerji dönüşüm ve emisyon özellikleri örnek alınarak gerçekleştirilmiştir. En karmaşık enerji dönüşüm sistemi insan bünyesidir. İnsan yakıtı olan ham besin topraktan çıkarılır, mutfakta ön hazırlamaya tabii tutularak bünye için uygun hale getirilir (yakıt hazırlama), dişlerle (kömür değirmeni) öğütülür, yakma havası burundan (baca) çekilir, besin akciğerde (yanma odası) yakılır, oluşan ısı kana (iş akışkanı) aktarılır. Oluşan emisyonlar (su ve CO₂) burundan dışarı atılır. Üretilen ısının bir bölümü vücut sıcaklığının tüm organların uyum içersinde çalıştığı sıcaklıkta (36.5°C) tutulması için kullanılır (iç tüketim), bir bölümü kaslarda (türbin) mekanik enerjiye, diğer bölümü ise elektrik enerjisine (elektrik jeneratörü) dönüşür. Bu enerji insan beyini (kumanda merkezi) tarafından, tüm organların ahenkli biçimde çalıştırılmasında (otomatik kontrol) kullanılır. İnsan bünyesinde ayrıca, elektrik enerjisinin türevleri olan, gönümüz teknolojisinde henüz gerçekleştirilmeyen çok daha rafine enerji türlerinin oluşumu söz konusudur. Bunlar; beş temel sistemsel algılama enerjileri (görme, işitme, tatma, dokunma ve koklama) ile veri hazırlama ve karar verme (bilgi işlem) enerjileridir [6].

Enerji dönüşüm zincirini oluşturan başlıca alt süreçler; çeşitli mertebelerdeki teknolojik türevsel yakıt dönüşümleri biçiminde aşağıda verilmiştir:

- Yakıt hazırlama veya teknik yakıt üretim süreci : (d⁰Y/dT⁰ = TY)
- Yanma ile ısı (Q) doğum süreci : (d¹Y/dT¹ = Q)
- Isıl – güç çevrim veya P_{me} doğum süreci : (d²Y/dT² = W = P_{me})

- Elektro – mekanik çevrim veya P_{el} doğum süreci : $(d^3Y/dT^3 = P_{el})$

Buradan görüldüğü gibi, yakıtın 0. mertebede türevi teknolojik türevi ile teknik yakıt (TY), 1. mertebedeki türevi ile ısı (Q), 2. mertebedeki türevi ile mekanik enerji (P_{me}), 3. mertebedeki türevi ile yakıttan elektrik enerjisi (P_{el}) doğmaktadır.



Şekil 1.4. Kabuk teorine göre yakıtın ikincil enerjiye dönüşüm süreçleri ve emisyonlar

Kabuk teorisine göre yakıt; özünde veya en içinde en kıymetli enerji türü olan elektriğin bulunduğu, dört kabuklu bir meyveye örneğin Ceviz'e benzetilebilir. Bu modele göre, ikincil enerjilerin doğum süreçlerinin oluşumu, arka arkaya her bir yakıt kabuğunun soyulması biçiminde gibi dönüşülebilir. *Teknik yakıt üretim süreci* 0. mertebe soyma işlemi ile, yakıttan, yanma ve emisyon özellikleri iyileştirilmiş, doğada doğrudan bulunmayan yeni bir yakıt türü, yani teknik yakıt (kok ve diğer kömüre ve petrol türevsel yakıtlar, nükleer türevsel yakıtlar Pu^{239} , U^{233}) doğar. Örnek olarak; fosil yakıtlardan; kok, hidrojen, rafineri ürünleri vb., ve doğal nükleer yakıtlardan ise; U^{238} 'den Pu^{239} vb. oluşur. Güneş içinde meydana gelen H-H füzyon reaksiyonu (yanma) sonucunda oluşan He 'nin (kül, emisyon) güneşte birikmesi ve oluşan ısının bir bölümünün güneş ışınması (foton) biçiminde dünyamıza ulaşması, dünya için güneşsel bir teknik yakıt olarak görülebilir. Dünyaya sunulan bu teknik yakıt (foton) yukarıda söz edilen yenilebilir enerji kaynaklarının oluşumunu sağlar. Enerji mühendisliğinin temel sorunu dünyanın sahip olduğu fosil, nükleer ve

güneşsel birincil enerji kaynaklarını (yakıtlar) enerji dönüşüm sistemleri yardımı ile enerji ve çevre ekonomisi yönünden en uygun biçimde ikincil enerji türlerine dönüşümüdür [4].

Şekil 1.4'te görüldüğü gibi; *teknik yakıt üretim süreci* ile (eksik yanma, uçuculaştırma, gazlaştırma, sıvılaştırma) teknik yakıt emisyonu (kabuğu) alınarak teknik yakıt üretilir. *Yanma (fosil, nükleer, güneşsel) süreçleri* ile ısısal emisyon kabuğu soyulur ve ısı açığa çıkar. Teknik yakıt ve ısı kabukları (emisyonları) fosil ve nükleer türden, ekserjik ve anerjik özelliklerde olabilir. Ekserjik emisyonlardan, örneğin CO, C_mH_n, uçucu kok vb. ısı geri kazanımı söz konusu olmasına karşın, toz, SO₂, H₂O vb. anerjik emisyonlardan ısı geri kazanımı söz konusu değildir. Bu emisyonlar baca üzerinden atmosfere salınır (Şekil 1.1, 1.2, 1.3, 1.4), baca boyutları, metrolojik ve topografik özelliğine göre, yer kabuğuna inerken önce hava kirliliğine ardından da toprak ve su kirliliğine neden olur. Fosil emisyonlar kimyasal türden olmasına karşın nükleer emisyonlar ise, nükleer ışınlar ve partiküller biçimindedir.

Yanma odasında *yanma süreci* ile açığa çıkan ısı yanma gazlarında depolanır. Yanma odasının soğutulmaması durumunda, gaz sıcaklığı teorik yanma sıcaklığına ulaşır. Bir kazanda, yanma odasından başlayarak, çekiş kanalı boyunca buharlaştırıcı, kızdırıcı, ara kızdırıcı, ekonomizer, hava ön ısıtıcı vb. ısıtma yüzeyleri konumlandırılır. Bunlar genelde karşı akış prensibinde çalışan ısı değiştirgeçleridir. Burada yanma gazları *sıcak akışkanı*, sıvı ve gaz fazındaki su - buhar ise soğuk *akışkanı* oluşturulur ve *iş akışkanı* olarak isimlendirilir. Proseslere ısı taşıyan *ısıtma akışkanı*, türbine elektrik enerjisi üretimi amacı ile gönderilen iş akışkanı ise *güç akışkanı* olarak adlandırılır. İş akışkanının buhar olduğu ısı üreteçlere buhar kazanı denir. İş akışkanının kızgın su, sıcak su, kızgın yağ, doymuş buhar olması durumlarına göre *ısı üreteçler*; kızgın su, sıcak su, kızgın yağ, doymuş buhar vb. kazanları diye adlandırılır [7].

Isı üreteçler; fosil yakıtlar için *kazan*, nükleer yakıtlar için *nükleer reaktör*, güneş ışımaya enerjisi için *güneş kolektörü* olarak anılır. Isı üreteçten çıkan iş akışkanı, ısı kullanımını amaçla ilgili süreçlere veya güç üretim amaçlı olarak ilgili türbine

gönderilir. Isı üreteç - türbin arasında iş akışkanında, sıcaklık ve basınç düşmeleri oluşur. Bu tür oluşan ısı kayıplara *hat kayıpları* denir.

Isının işe dönüşümü termodinamiğin ikinci yasası uyarınca, iki ısı deposu arasında çalışan bir çevrim üzerinden gerçekleşir. Isı *yüksek sıcaklık ısı deposundan* (yanma odası), çevrim üzerinden *alçak sıcaklık ısı deposuna* (atmosfer) akarak, ısının bir bölümü işe (mekanik enerji, ekserji) dönüşür. İşe dönüşüm oranı; türbin giriş sıcaklığına, çevrim yapısına, çevrim elemanlarına, türbin çıkış sıcaklığına, tüm çevrimsel süreçlerde oluşan tersinmezliklere bağlıdır [8]. Başlıca *tersinmezlik* oluşum nedenleri aşağıda verilmiştir:

- Akışkanlar arasındaki ısı transferinde sıcaklık farkı bulunması ($\Delta T > 0$).
- Akım çizgilerindeki düzensizlikler ve sürtünme kayıpları.
- Sıcaklık, basınç salınımları ve dengelenmeleri.
- Derişim farklılıkları ve dengelenmeleri.
- Akışsal karışımlar ve türbülans.
- Her türlü tasarımsal, işletmesel vb. özensizlikler ve düzensizlikler.

Yakıt enerjisinin işe dönüşüm potansiyeli bulunan bölümüne *ekserji* (iş potansiyeli, aktif enerji), bulunmayan bölümüne ise *anerji* (ölü enerji, kabuk) denir. Yakıtta kimyasal, nükleer, fotonal vb. biçimde depolu bulunan enerji içeriğinin ısı eşdeğerine *yakıt ısı değeri* denir. Termodinamik birinci yasasına göre enerji vardan yok olmaz, yoktan var olmaz ve sabittir. Isıl değerden ekserji üretimi termodinamiğin ikinci yasası uyarınca, yukarıda belirtilen, tüm tersinmezliklerden kaynaklanan ekserji kayıpları, ısı güç çevrim (türbin) giriş sıcaklığına ve ısı güç çevrim yapısına bağlıdır. Bu bağlamda yakıttan optimum biçimde elektrik enerjisi (ekserji) üretimi, yanma, ısı ve kütle transferi ve ısı güç çevrim süreçleri, ekserji kayıplarının minimizasyonu ile gerçekleştirilebilir. Bu ise ilgili enerji dönüşüm sisteminin, bu kriterler uyarınca tasarımı, optimizasyonu ve işletmesi ile mümkündür. Isıl – güç çevrimi ile iş kabuğu soyularak mekanik enerji, bunun üzerindeki elektrik kabuğu elektro – mekanik çevrimle soyularak elektrik enerjisi elde edilir. Teknik yakıt ve ısı üretimi ile ilgili emisyonlar; *kimyasal, nükleer ve ısıl emisyonlar* türünden olup

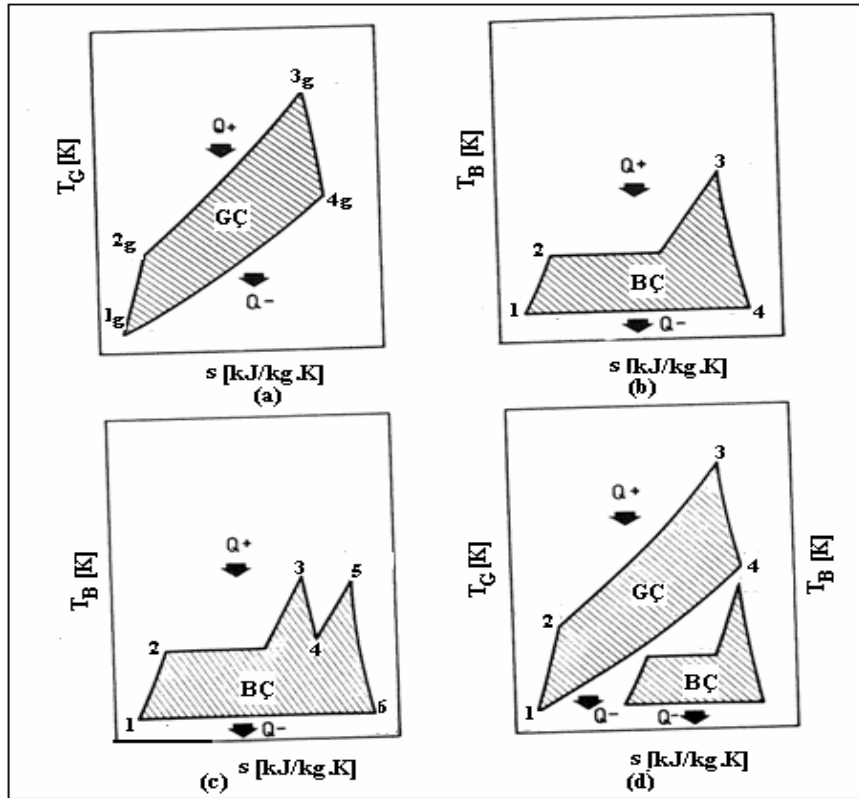
bacalardan atmosfere atılmasına karşın, iş ve elektrik kabuğunu oluşturan emisyonlar, yalnız atık ısı ve buhar türünden olup *soğutma kuleleri* üzerinden atmosfere atılır (Şekil 1.2, 1.3, 1.4).

Sadece elektriğin üretildiği çevrimlere, *ısıl - güç çevrimleri (IGÇ)*; elektrik ve ısının birlikte üretildiği çevrimleri ise *bileşik ısı güç (kojanarasyon) çevrimleri (BIGÇ)* denir. Çevrimler *güç akışkanı* türüne (su buharı, yanma gazı) göre *buhar türbini ısıl - güç çevrimi (Rankine)* ve *gaz türbini ısıl - güç çevrimi (Brayton)* olarak iki sınıfa ayrılır. Buhar ve yanma gazları dışında, güç akışkanı olarak kullanılan özgül ısısı daha yüksek diğer akışkanlarda bulunmaktadır. Gaz çevrimleri, yanmanın kesiksiz veya sürekli olması durumunda, gaz türbini ısıl - güç çevrimi (Brayton) ve yanmanın kesikli olması durumunda ise, *içten yanmalı motor ısıl - güç çevrimleri (Diesel, Otto, Wankel vb.)* olarak isimlendirilir. İçten yanmalı motorlarda, döner hareketli türbin yerine, ileri - geri hareketli piston kullanıldığından, bu sistemlerin güç üretim kapasiteleri sınırlıdır [9].

Son yıllarda, gaz türbini giriş kanatlarında uygulanan etken soğutma teknolojileri nedeniyle, türbin giriş sıcaklıkları 1500°C kadar çıkartılabilmektedir. Bu nedenle gaz türbininin başlıca üstünlüğü, giriş ekserji potansiyelinin yüksek olmasıdır. Buna karşın ekserji dönüşüm oranı düşük, bu nedenle de türbin çıkış sıcaklığı çok yüksektir (400 – 700°C). Buna karşın, buhar kazanlarında kızgın buhar sıcaklığı, alışılmış çeliklerin sıcaklık dayanım sınırlarının oldukça düşük olması nedeniyle (500 – 550°C), buhar türbini giriş ekserji potansiyeli gaz türbinde kıyasla çok düşüktür. Buhar türbini çıkışında yoğuşma süreci ile buhar sıcaklığı 30 - 40°C'lara kadar düşürülebilmesi nedeniyle, buhar türbinlerinden ekserji - anerji oranı daha büyüktür. Bu nedenle, buhar çevrim ısıl - güç santrallerinin elektrik üretim kapasiteleri gaz türbinlere kıyasla çok büyüktür. Bunun sonucu olarak buhar çevrim santrallerinde ekserji dönüşüm oranı, yani elektrik üretim kapasitesi, gaz türbinlerine kıyasla çok daha büyüktür. Bu nedenle elektrik üretiminin tamamına yakını buhar çevrimli ısıl - güç santralleri ile gerçekleştirilmektedir. Günümüz teknolojisinde sıcaklığa dayanım sınırı yüksek işlenmesi zor mikelli çeliklerin buhar kazanı ve

türbinlerinde uygulanması ile türbin giriş sıcaklığı 700°C buhar basıncı 350 barın üzerine çıkartılarak (ultra süper kritik kazan), buhar çevrim ısıl – güç santrallerin verimi %40'lardan %50'ye artırılabilir [10].

Gaz çevrim verimleri ortalama %30, buhar çevrim verimleri %40 dolayında olmasına karşın, her iki çevrimin üstünlüklerini bünyesinde birleştiren, *kombine gaz - buhar çevriminde* verimler %60'ın üzerine çıkabilmektedir. Böylelikle elektrik üretiminde kullanılan çevrimler; buhar çevrimi, gaz çevrimi ve kombine gaz - buhar çevrimi olmak üzere üç grupta incelenebilir. Çeşitli ısıl – güç çevrimleri T – s diyagramında Şekil 1.5'te verilmiştir [11].



Şekil 1.5.Çeşitli ısıl-güç çevrimlerinin, sıcaklık (T) ve entropi (s) diyagramında Görünüşü, (a) Gaz (Brayton) çevrimi, (b) Buhar (Rankine) çevrimi (ara kızdırmaz), (c) Buhar çevrimi (ara kızdırmalı), (d) Kombine (gaz-buhar) çevrimi

Isıl – güç çevriminde üretilen mekanik enerji, elektrik jeneratöründe (elektro - mekanik çevrim) elektrik enerjisine dönüştürülür. Bu dönüşümde oluşan

tersinmezlikten kaynaklanan ekserji kayıpları atık ısı biçiminde soğutma kulesi üzerinden atmosfere salınır.

Yakıt ile elektrik jeneratörü çıktısına kadar olan tüm süreç ve elemanları içeren enerji dönüşüm zinciri, ısı – güç santrali olarak isimlendirilir. Bu zincirden ısı ve elektrik enerjisi birlikte üretilip kullanıyorsa bu santraller, bileşik ısı – güç (kojanarasyon) santralleri altında incelenir.

Çevrim türlerine göre sadece elektrik üretilen santraller; *buhar çevrim santralleri (BÇS)*, *gaz çevrim santralleri (GÇS)* ve *kombine çevrim santralleri (KÇS)* olarak isimlendirilir.

Benzer şekilde, ısı ve elektriğin birlikte üretilip kullanıldığı bileşik ısı – güç santrallerde; *buhar çevrim bileşik ısı – güç santralleri (BÇBIGS)*, *gaz çevrim bileşik ısı – güç santralleri (GÇBIGS)* ve *kombine çevrim bileşik ısı – güç santralleri (KÇBIGS)* adı altında incelenir [9].

Bu çalışmanın amacı, elektrik üretim veriminin maksimum, yatırım ve birim elektrik üretim maliyetinin minimum olduğu bir kombine çevrim santrallinin tasarımı ve optimizasyonu ile ilgili analiz ve sentez çalışmalarıdır.

2. ENERJİ DÖNÜŞÜM SÜREÇLERİ, ISIL – GÜÇ ÇEVİRİMLERİNİN TERMODİNAMIĞI VE ELEKTİRİK ÜRETİMİ

Isıl – güç santralleri yakıtlarda (fosil, nükleer, güneşsel) depolu bulunan enerji potansiyellerini (kimyasal, nükleer, fotonsal) mekanik enerji ve ardından elektrik enerjisine dönüştüren sistemlerdir. Bu çalışmada sadece fosil yakıtlı ısı – güç santralleri enerji dönüşüm süreçleri ve fosil ısı – güç santral termodinamiği incelenmektedir [12].

2.1. Fosil Yakıtlı Isıl – Güç Santrallerinin Enerji Dönüşüm Süreçleri

Isıl – güç santrallerinde yakıt – elektrik arası enerji dönüşüm zincirinin içerdiği başlıca süreçler aşağıda verilmiştir (Şekil 1.2).

- Yanma süreci
- Güç akışkanı oluşturma süreci
- Güç akışkanının taşınım süreci
- Isıl – güç çevrim süreci
- Çevrimsel atık ısısının uzaklaştırılması süreci
- Elektro – manyetik çevrim süreci
- Elektriksel gerilim düzenleme ve iletim – dağıtım süreci

2.1.1. Yanma süreci

Yanma süreci ile yanma koşullarının ($G + 3T$) hâkim olduğu kazan yanma odasında ısı doğar. Isı doğum hızı, yakıt taneciğinin sahip olduğu özgül ısı – kütle aktarım kapasitesi (A/V – oranı veya biçim faktörü) ile ısı – kütle transfer gücüne (ısı – kütle geçiş sayısı) bağlıdır. İlgili özgül kapı ve transfer gücü ne kadar büyükse, yanma süresi o kadar kısa, yanma hızı ve kazan ısı kapasitesi o kadar büyüktür. Kömürlerde çok ince öğütme ve fuel-oil de optimum atomizasyon koşulunu sağlamak ile biçim faktörü maksimum düzeye çıkarılır. Isı transfer gücü veya ısı geçiş sayısı ise doğrudan akışkan hızına ve akışkanlarda yaratılan türbülansa bağlıdır. Transfer gücü

zorlanmış veya doğal olarak gerçekleşir (zorlanmış veya doğal konveksiyon). Biçim faktörü ince dikdörtgen prizmasında maksimum, kürede ise minimum değer alır. Bu nedenle kömürün ezerek çok ince kıymıklar biçiminde öğütülmesi amaçlanır. Zorlanmış konveksiyon elektrik enerjisi kullanılarak pompa ve fanlar yardımı ile ilgili akışkanlarda oluşturulur. Doğal konveksiyon ise akışkanlarda hüküm süren sıcaklık ve yoğunluk farklarından kendiliğinden oluşur. Kazanlarda alevin yanma odasını doldurması, aynı zamanda ısını buharlaştırıcıya hızlı biçimde artırarak soğuması istenir. Bu koşul ise yanma odasının dikdörtgen prizması biçiminde olmasını gerektirir. Nükleer reaktörlerde ısı doğumunu tetikleyen termal nötronların, reaktör dışına kaçmasının en az düzeye indirilmesi istenir (nötron ekonomisi). Bu koşul ise nükleer reaktörlerin küresel biçim faktörüne sahip olmasını zorunludur. Bu nedenlerden dolayı azanlar dikdörtgen prizması ve nükleer reaktörler ise küre biçiminde oluşturulur [5].

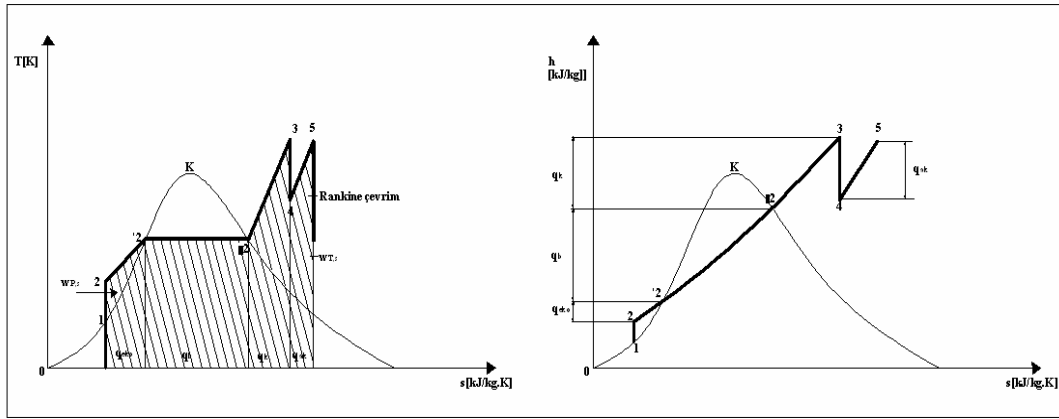
2.1.2. Güç akışkan oluşturma süreci

Kazanda üretilen ısının yüklenerek ısı kullanıcıların taşındığı akışkan genelde iş akışkanı olarak isimlendirilir. Bu akışkan, ısıl süreçlere (ısıtma, kurutma, pişirme, soğutma vb.) gönderiliyor ise bunlar *ısıtma akışkanı*, güç üretimi için ısıl – güç çevrimine (türbin) gönderiliyor ise *güç akışkanı* olarak isimlendirilir. Başlıca güç akışkanları; su buharı ve yanma gazıdır. Buhar çevrim (Rankine) ısıl – güç santrallerinde, yanma gazı ise gaz çevrim (Brayton) ısıl – güç santrallerinde (gaz türbinleri) kullanılır [13].

Güç akışkanının ekserjik potansiyel nedeni ile türbin giriş sıcaklığı olabildiğince yüksek olması istenir. Bu ise türbin kanat ve kazan kızdırıcı malzemelerinin sıcaklık dayancı ile sınırlanır. Yanma odası sıcaklığı alev sıcaklığına kadar artırılabilir. Gaz türbinlerinde giriş sıcaklığı günümüzde kanat soğutma teknikleri ile 1500°C kadar artırılabilir. Burada yanma odası sıcaklığı soğutucu akışkan (fazla hava, su, buhar) ilavesi ile izinli türbin giriş sıcaklığına kadar soğutulup gaz türbinine

beslenebilir. Güç akışkanı olarak yanma gazının dezavantajı ise; kirli ve özgül ısısının dolayısı ile ısı taşıma kapasitesinin düşük olmasıdır.

Buhar çevrim ısı – güç santrallerinde, su; kazanda, buhar üretim süreçleri (ön ısıtma, buharlaşma, kızdırma, ara kızdırma, su püskürtmeli sıcaklık kontrolü vb.) ile izinli türbin giriş sıcaklığına kadar kızdırıp ara kızdırılarak türbine beslenir. Gönümüzde türbin buhar giriş sıcaklıkları 500 – 550°C dolayındadır. Buhar üretim süreçlerinin T – s ve h – s diyagramlarında görünüşleri Şekil 2.1’de verilmiştir [7].



Şekil 2.1. Buhar üretim süreçlerinde ısı aktarımının T – s diyagramında alan ve h – s diyagramında entalpi farkı olarak gösterilmesi

Süreşsel ısı aktarımları T – s diyagramında entegral, h – s diyagramlarında ise doğrudan entalpi farkı işlemleri ile aşağıda verildiği gibi hesaplanabilir:

$$\text{Ön ısıtma süreci (EKO)} \quad : \quad q_{EKO} = \int_2^{2'} T.ds = h_{2'} - h_2 \quad (2.1)$$

$$\text{Buharlaşma süreci (B)} \quad : \quad q_B = \int_2^{2'} T.ds = h_{2'} - h_2 \quad (2.2)$$

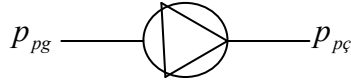
$$\text{Kızdırma süreci (K)} \quad : \quad q_K = \int_{2'}^3 T.ds = h_3 - h_{2'} \quad (2.3)$$

$$\text{Ara kızdırma süreci (AK)} \quad : \quad q_{AK} = \int_3^4 T.ds = h_4 - h_3 \quad (2.4)$$

basıncı toplamından oluşur. Termodinamik birinci yasası uyarınca ve pompa verimi dikkat edilerek, kazan besleme pompası güç gereksinimi aşağıdaki gibi hesaplanır:

$$p_{p\zeta} = p_{kb} + \Delta p_k \quad (2.5)$$

$$p_{pg} = p_{deg.} + h \cdot g > p_{kavitasyon} \quad (2.6)$$



Özgül pompa işi:

$$\dot{w}_p = h_{p\zeta} - h_{pg} = \frac{W_{ps}}{\eta_p} = \frac{p_{p\zeta} - p_{pg}}{\eta_p \cdot \rho_w} = \frac{\Delta p}{\eta_p \cdot \rho_w} \quad (2.7)$$

Burada, \dot{w}_p [kJ/kg]; pompa özgül işini, Δp [Pa]; pompada basınç artırımını, η_p [-]; pompa verimini, ρ_w [kg/m³]; su yoğunluğunu gösterir

Toplam pompa işi:

$$P_p = m_w * \dot{w}_p \quad (2.8)$$

Burada, P_p [kW]; pompa topla işini gösterir.

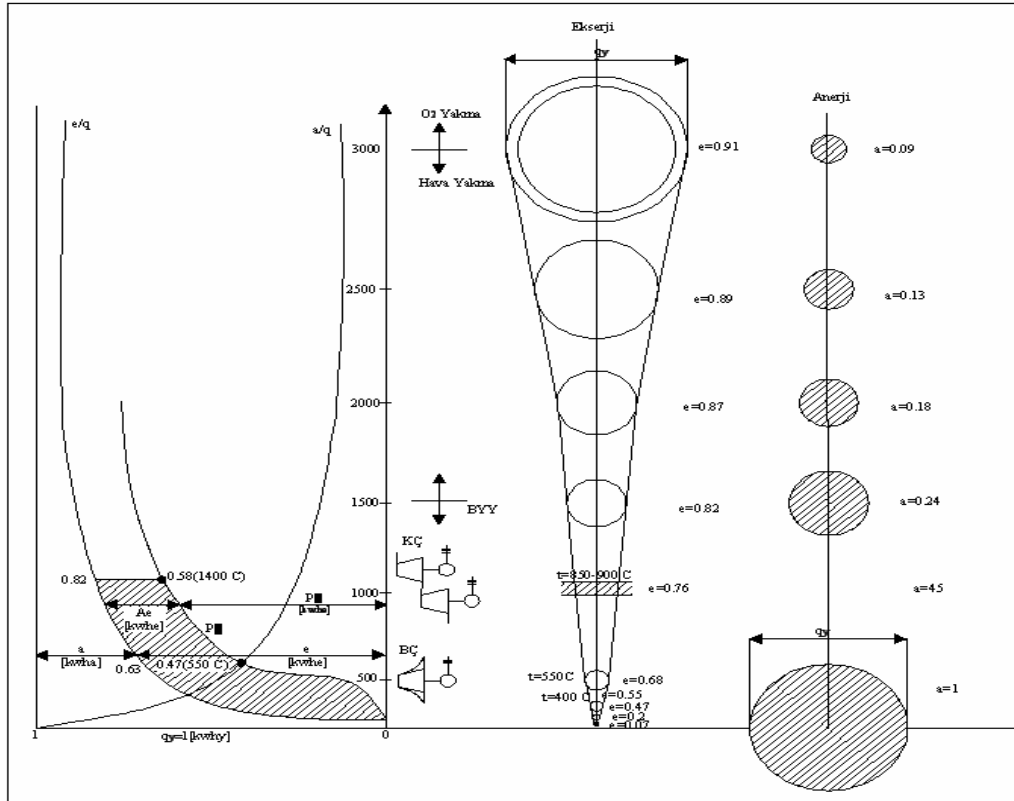
Molier diyagramında doğrudan görüldüğü gibi, buharın iş yapma potansiyeli (ekserji) kızgın buharın sıcaklık ve basıncına bağlıdır. Kazandan çıkan kızgın buhar hattı ile türbine gönderilir. Hatta sıcaklık ve basınç kaybı ile oluşan ekserji kaybı, birden küçük olan hat verimi biçiminde (η_h) tanımlanır [7].

2.1.4. Isıl – güç çevrim süreci

Isıl – güç çevrim süreci ile türbin girişindeki ısının ekserjisinin bir bölümü mekanik enerjiye ardından da elektrik enerjisine dönüştürülür. Ekserji, yüksek – alçak sıcaklıktaki iki depo arasında konumlanan tersinir Carnot çevriminin, çevrim girişine verilen ısıdan (Q_v) ürettiği mekanik enerji veya iştir. Fiziksel olarak tersinir bir süreç oluşturulamayacağı için bu değer bir iş potansiyelidir. Bu potansiyel ekserji (E) olarak tanımlanır ve matematiksel olarak ifade edilir:

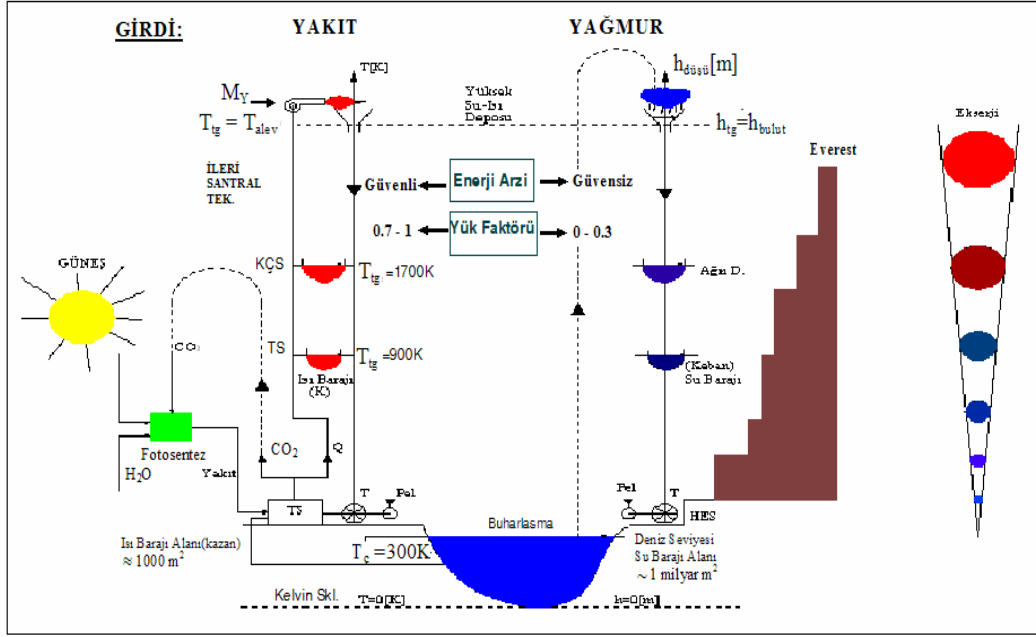
$$E = Q * \eta_c = Q * (1 - T_A/T_Y) \quad (2.9)$$

Bu eşitlik ekserji artırma mekanizmasını tanımlar. Bunun için yapay olarak oluşturulan yüksek sıcaklık ısı deposunun (yanma odası, kazan, gaz türbini, içten yanmalı motorlar, nükleer reaktör, güneş kolektörü vb.) sıcaklığının artırılması gerekir. Düşük sıcaklık ısı deposu olarak atmosfer seçilir ve çevre sıcaklığı referans sıcaklığı olarak alınır. Türbin veya çevrim giriş sıcaklığı malzeme nedeni ile sınırlı olduğundan, güç akışkanı sıcaklığının yanma odası sıcaklığının çok çok altında çevrime verilmesi zorunluluğu nedeni ile teorik iş potansiyelinde dolayısıyla ekserjinin tümünden yararlanmak olanaksızdır. Güç akışkanı giriş sıcaklığına göre ekserji değerleri, gaz ve buhar ısı – güç çevrimlerinde ekserji üretimleri ile elektrik üretim verimleri Şekil 2.3'te verilmiştir [12].



Şekil 2.3. Türbin giriş sıcaklıklarına bağlı olarak ekserji, anerji ve maksimum güç üretim oranları

Ekserji maksimizasyonunda temel kriteri, ısıl – güç çevrimlerinde alev sıcaklığına, hidrolik güç çevrimlerinde ise, buluta (potansiyel enerji) yaklaşma olarak özetlenebilir. Isı barajlı (kazan) ısıl – güç ve su barajlı hidrolik güç çevrimlerinde, ekserji kavramı ekserji kayıpları, çevrim ve sistem yapıları vb. hususlar sıcaklık ve yükseklik skalaları esas alınarak Şekil 2.4'te karşılaştırılmıştır [4].



Şekil 2.4. Kazanlı (ısı barajı) ısıl – güç santrallerinde (IGS) ekserjisel, su barajlı hidro – elektrik güç santrallerinde (HES) düşüşsel iş yapma potansiyellerinin oluşum mekanizması, süreçleri ve karşılaştırmaları

Isıl – güç çevrim süreci; güç akışkanının sıkıştırılması (pompa, kompresör), güç akışkanına ısı aktararak oluşturulması (kazan, gaz türbini ve içten yanmalı motorlarda yanma odası), güç akışkanın genişmesi (türbin, piston), güç akışkanından çevreye atık ısının atılarak (yoğuşturucu, eksoz) çevrimin tamamlanması süreçlerinden oluşur.

Isıl – güç çevrim süreci güç akışkanının buhar ve yanma gazı olması durumlar için aşağıda ayrı ayrı incelenmiştir.

a) Buhar Isıl – Güç (Rankine) Çevrimi:

Elektrik üretiminde genelde kızdırmalı ve ara kızdırmalı buhar üretim süreçleri (buhar kazanları) kullanılır. Böyle bir buhar ısıl – güç çevrimi $T - s$ ve $h - s$ diyagramlarında Şekil 2.1’de gösterilmiştir.

b) Gaz Isıl – Güç Çevrimi:

Gaz ısıl güç çevrimleri güç akışkanı yanma gazının dolayısı ile yanmanın kesiksiz olup olmamasına göre iki gurup altında incelenebilir. Gaz türbinlerinde yanma kesiksiz (sürekli) bu nedenle de performans artırımı ile ilgili her türlü olanaklara açıktır. Bu tür ısıl – güç çevrimlerine kesiksiz gaz (Brayton) ısıl – güç çevrimi diye isimlendirilir. Bu çevrimlerde genişleme aracı gaz türbinidir, kapasite artırımında türbin boyutları artışı çok daha az olmaktadır.

Kesikli yanmalı ısıl – güç (İçten yanmalı motorsal veya Diesel, Otto) çevrimlerinde genişleme ve güç üretim aracı pistondur. Bu sistemlerde güç artırımı, piston alanı, ağırlığı ve silindir boyutlarını aşırı biçimde artırmakta, piston ivmelemeli – yavaşlamalı gel git hareketleri ile oluşan yatak kuvvetleri, çok büyük değerlere ulaşarak, tasarıma mekanik sınırlar getirmektedir. Bu nedenle kesikli yakmalı pistonlu ısıl – güç santralleri güç üretim kapasiteleri belli değerleri aşmamaktadır [12].

Kesiksiz yanmalı gaz türbini ısıl – güç çevrim (Brayton) analizi:

Tüm ısıl – güç çevrimlerinde olduğu gibi burada da çevrim; sıkıştırma (kompresör), güç akışkanına ısı ilavesi (yanma odası), genişleme süreci (gaz türbini) ve atık ısı atma (türbin egzostu) süreçlerinden oluşur. Basit gaz çevriminin h – s diyagramında görünümü Şekil 2.19’da, ara soğutmalı – yakma havası ön ısıtmalı - ara kızdırmalı çevrimin görünümü ise Şekil 2.20’de verilmiştir.

Kompresör, türbin ve yanma odası ile ilgili ısıl performans korelasyonları aşağıda verilmiştir [12]:

Kompresör özgül, izentropik (teorik) sıkıştırma işi:

$$w_{k,s} = c_{p1} \cdot T_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] = \bar{c}_{p1-2,s} (T_{2,s} - T_1) \quad (2.10)$$

Kompresör özgül gerçek sıkıştırma işi:

$$w_k = \frac{w_{k,s}}{\eta_k} = \frac{1}{\eta_k} \cdot c_{p1} \cdot T_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] = \bar{c}_{p1-2} (T_2 - T_1) \quad (2.11)$$

Yanma odasında iş akışkanına özgül ısı aktarımı:

$$q_{yo} = \bar{c}_{p2-3} (T_3 - T_2) \quad (2.12)$$

Türbin özgül izentropik (teorik) genleşme işi:

$$w_{t,s} = c_{p3} \cdot T_3 \left[1 - \left(\frac{p_{4,s}}{p_3} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] = \bar{c}_{p3-4,s} (T_3 - T_{4,s}) \quad (2.13)$$

Türbinin özgül gerçek genleşme işi:

$$w_t = w_{t,s} \cdot \eta_t = \eta_t \cdot c_{p3} \cdot T_3 \left[1 - \left(\frac{p_{4,s}}{p_3} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] = \bar{c}_{p3-4} (T_3 - T_4) \quad (2.14)$$

Isıl – güç çevriminde üretilen özgül net iş:

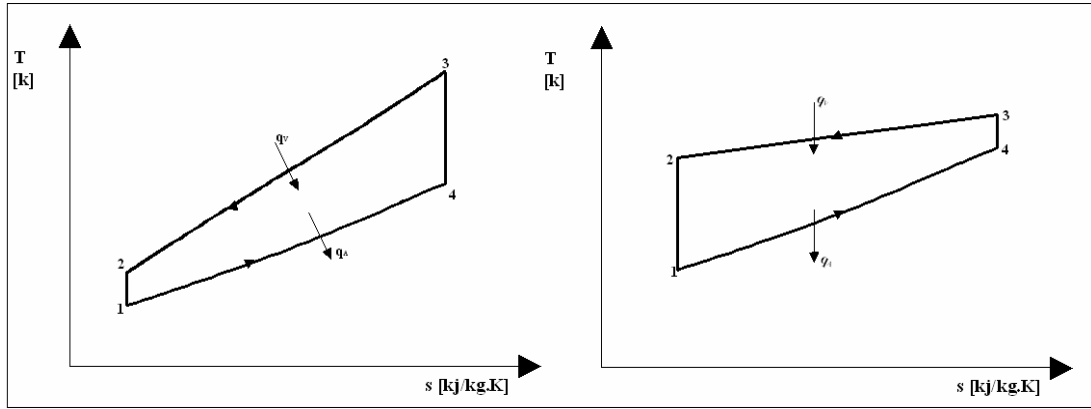
$$w_{net} = w_t - w_k \quad (2.15)$$

İçten yanmalı motorlarda kesikli yanmalı gaz ısı – güç çevrim analizi:

Yanmanın kesikli, yanma süresinin çok kısa olması nedeni ile sıvı yakıtların ön ısıtılması, atomizasyonu, buharlaşması, hava ile karışması ve yanması işlemleri için uygun yanma ortamı sağlanması çok zordur. Bu nedenle içten yanmalı motorlar, yapısal olarak, yanmadan kaynaklanan emisyonlar (CO, C_mH_n, is, ağır metal vb.) yönünden sorunlu sistemlerdir. Ayrıca, supapların soğutulamaması nedeni ile yakıtta ergime sıcaklığı düşük olması toprak alkalinin bulunması durumunda, bu parçalarda

yüksek sıcaklık korozyonu nedeni ile aşınmalar ve bozunumlar meydana gelmekte bu ise sistem performansının düşmesine neden olmaktadır.

Diesl ve Otto gaz ısı – güç çevrimlerinin T – s diyagramında görünümü Şekil 2.5’te verilmiştir [12].



Şekil 2.5. Diesl ve Otto gaz ısı – güç çevrimlerinin T – s diyagramında gösterilmesi

Diesl ve Otto ısı – güç sistemleri performanslar ile ilgili eşitlikler aşağıda özetlenmiştir:

Otto çevrimi için,

$$\frac{W_g}{m} = (u_2 - u_1) = c_v(T_2 - T_1) \quad (2.16)$$

$$\frac{Q_g}{m} = (u_3 - u_2) = c_v(T_3 - T_2) \quad (2.17)$$

$$\frac{W_\zeta}{m} = (u_3 - u_4) = c_v(T_3 - T_4) \quad (2.18)$$

$$\frac{Q_\zeta}{m} = (u_4 - u_1) = c_v(T_4 - T_1) \quad (2.19)$$

$$W_{net} = W_\zeta - W_g = m(u_3 - u_4) - m(u_2 - u_1) \quad (2.20)$$

$$\eta_{Otto} = \frac{W_{cycle}}{Q_{in}} = 1 - \frac{c_v(T_4 - T_1)}{c_v(T_3 - T_2)} = 1 - \frac{T_1}{T_2} \quad (2.21)$$

Diesel çevrimi için,

$$\frac{Q_g}{m} = (h_3 - h_2) = c_p(T_3 - T_2) \quad (2.22)$$

$$\frac{W_\xi}{m} = (u_3 - u_4) = c_v(T_3 - T_4) \quad (2.23)$$

$$\eta_{Diesel} = 1 - \frac{Q_{out}/m}{Q_{in}/m} \quad (2.24)$$

2.1.5. Çevrimsel atık ısısının uzaklaştırılması süreci

Buhar çevrimli ısı – güç sistemlerinde atık ısı yoğuşturucu – soğutma kulesi sistemi üzerinden atmosfere atılır. Gaz çevrimli ısı – güç sistemlerinde, yüksek sıcaklıktaki türbin ve motor eksoz gazı ya çevreye doğrudan atılır, ya da eksoz arkasına konumlanan atık ısı kazanları veya ısı değiştirgeçlerine verilerek, atık ısının büyük bölümü ısıtma veya güç akışkanı üretiminde kullanılır [12].

a) Buhar çevrim ısı – güç santrallerinde atık ısının atılması

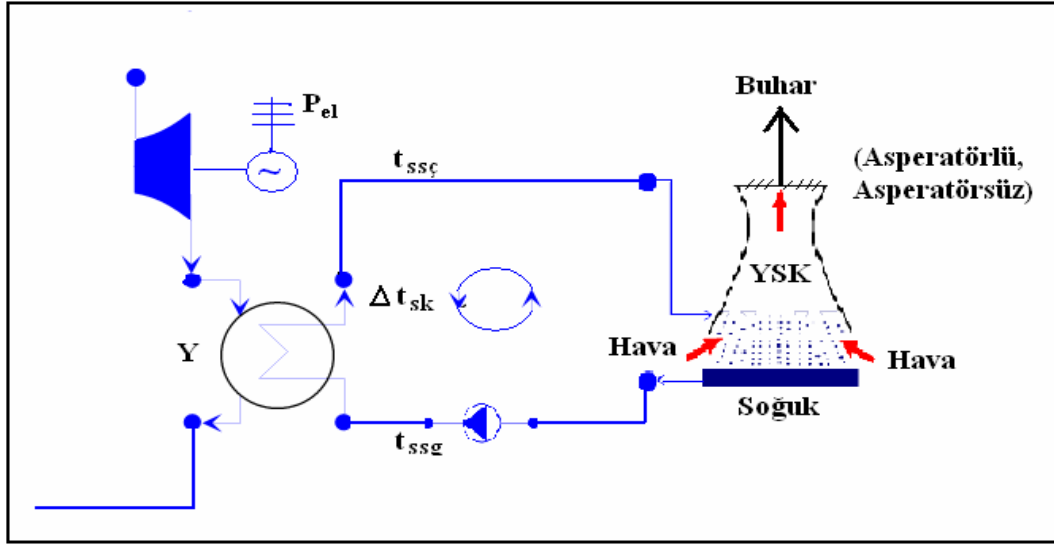
Buhar çevriminde, çevrim soğuk ucunda ekserji üretim kapasitesini artırmanın başlıca yolu, yoğuşturucuyu olabildiğince yüksek vakumda çalıştırılarak, kondense sıcaklığının çevre sıcaklığına yaklaştırılması ile sağlanır. Bu ise soğutma kulesi türüne, yapısına ve soğutma performansına bağlıdır. Soğutma kuleleri yaş (buharlaşmalı) ve kuru (buharlaşmasız) olarak iki grupta toplanır. Buharlaşmalı türlerde, kule içinde bulunan yağmurlaştırma sisteminde yukarıdan aşağıya yağmurlaştırılan dönüş (sıcak) suyu alttan doğal ve zorlanmış çekişle alttan emilen hava ile temasa geçerek, bir kısmı buharlaşarak hava akımına geçer, bu buharlaşmada meydana gelen su buharının buharlaşma ısısı, dönüş suyundan alınarak bu suyu soğuk ve soğuyan su alt havuzda soğuk su olarak birikir. Buharlaşma eksikleri bir pompa üzerinden ilave su olarak havuza beslenir (Şekil 2.6) [12].



Şekil 2.6. Isıl – güç santrallerinde uygulanan soğutma kulesinin sınıflandırılması ve soğutma kulesi türleri

Doğal (fansız) çekişli soğutma kuleleri gerekli çekişi sağlayabilmesi için çok yüksek ve büyük kesitli yapılıdır. Bu nedenle yatırım maliyetleri çok yüksektir (yatırım maliyeti etken). Zorlanmış çekişli soğutma kulelerinde, çekiş elektrik kullanılarak kule fanı üzerinden gerçekleştirildiği için bu sistemlerin yatırım maliyetleri düşük, buna karşın işletme maliyetleri yüksektir (işletme maliyeti etken) [12].

Bu amaca ulaşmak için ısı transferi boruları, yüksek iletim katsayılı ve ince cidarlı bakır borulardan oluşturulmaktadır. Yoğuşturucu ve soğutma kulesinden oluşan buhar ısı – güç santrali soğutma sistemi (soğuk uç) sistem yapısı Şekil 2.7’de gösterilmiştir. Sistemin T – Q eğrisi ise, Şekil 4.19’da gösterilmiştir. Soğutma sistemi ile ilgili ısı tasarım ve performans korelasyonları Böl. 4.3.3’te verilmiştir.

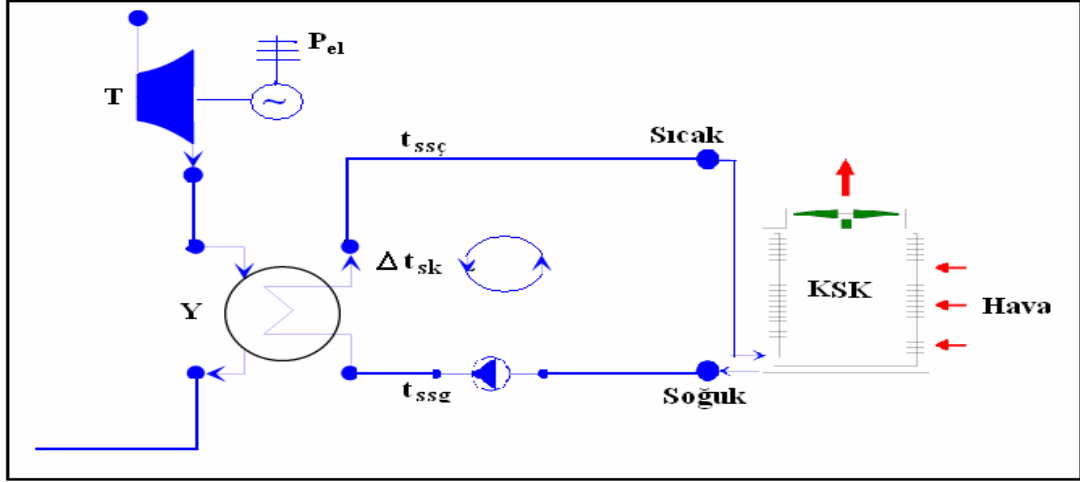


Şekil 2.7. Bir ısıl – güç santralinde atık ısı atma (yoğuşturucu – soğutma kulesi, yağ sistem) sisteminin bağlantı ve akış şeması

Dolaşım pompası gücü (P_p), soğutma suyu debisi (M_{ss}), boru dirençlerini karşılayacak pompa basınçlandırılması (Δp_p), pompa verimi (η_p) ve soğutma suyu yoğunluğu dikkate alınarak, alışılmış pompa hesapları yapılır (Böl 2.1.3).

Soğutma kulesi çevresine uygulanacak bir kontrol hacminde; akışkan termodinamik verileri (debiler, sıcaklıklar, hava giriş – çıkış nemi vb.) dikkate alınarak, yoğuşturucu ısı yükü karşılandırılması için ne kadar su buharlaştığı dolayısıyla, ilave su debisi hesaplanabilir. Soğutma sistemi T – Q diyagramı yardımıyla yoğuşturucu ısı transfer alanı A_y (m^2) hesaplanabilir. T – Q diyagramında, ΔT_Y [$^{\circ}C$]; soğutma suyu çıkış sıcaklığının ne kadar yoğuşma sıcaklığına yaklaştığını (sıcaklık farkı) gösterir. Bu değer $5^{\circ}C$ dolayındadır. Santral işletmesinde yoğuşma basıncı sürekli salınım gösterdiğinden, yoğuşan suyun tekrar buharlaşarak yoğuşturucu basıncını artırılmasını veya elektrik üretiminin azalmasını önlemek için, yoğuşan çürük buhar, yoğuşturucu deposunda biriktirilir ve ΔT_{AS} (aşırı soğuma) boyutunda aşırı soğutulur. Bu ise $2^{\circ}C$ dolayındadır [14]. Kuru (buharlaşmasız) soğutma kuleleri hava soğutmalı türden olup, otomobil radyatörlerinin benzeridir. Hava soğutucu radyatör soğutma kulesi içine konurlar. Kulede doğal (aspiratörsüz) veya zorlanmış (aspiratörlü) biçimde üretilen çekişle sağlanan hava hız ve debisi ile radyatöre giren sıcak su

soğutularak yoğuşturucuya yeni gönderir. Kuru soğutma kulesi sistem yapısı Şekil 2.8’de verilmiştir.



Şekil 2.8. Doğrudan ve dolaylı soğutmalı buharlaşmasız (kuru) soğutma kulesi uygulaması

b) Gaz çevrim ısı – güç santrallerinde atık ısının atılması

Bu çevrimlerde yüksek sıcaklıktaki eksoz gazı doğrudan atmosfere verilebilir. Bu gazın ekserji içerisine bağlı olarak, taşıdığı atık ısının, bir atık ısı kazanı veya atık ısı ısı değiştirgecinde ısıtma ve güç akışkanı üretiminde kullanılabilir. Gönümüzün başlıca enerji geri kazanım veya enerji verimliliği çalışmalarının başında, atık ısı ekserjisinden yararlanılarak, toplam sistemin ısı performansının iyileştirilmesi gelmektedir. Atık ısı kazanları Böl. 3.3.2’de incelenmiştir.

2.1.6. Elektro – manyetik çevrim süreci

Fizik derslerinden bildiğimiz gibi, bir demir çubuğu, bir manyetik alan içerisinde hareket ettirsek, bu çubukta elektrik akımı oluşur. Sabit stator ve bunun içinde dönen hareketli rotordan oluşan alternatif akım elektrik jeneratörü de bu prensibe göre çalışır. Elektrik jeneratöründe, rotor sargısına beslenen uyarıcı doğru akım ile döner bir manyetik alan oluşturulur. Bu döner manyetik alan, stator iç yüzeyinde konumlanan bakır sargılarda indüksiyon süreci ile alternatif akım oluşturur. Elektrik

jeneratörünü, fizikte yaptığımız deney ile karşılaştırsak, orada sabit bir manyetik alan içersinde bir çubuğu hareket ettirerek, manyetik alanın indiksyon etkisi ile çubukta elektrik akımı meydana gelmiştir. Elektrik jeneratöründe ise döner rotor üzerinde konumlanan bakır sargılara uyarıcı doğru akım verilerek bu sargılarda elektro – manyetik alan oluşturulmakta, rotor ile birlikte dönen bu alan sabit stator sargılarında, manyetik alanın dönmesi nedeni ile sinüs eğrisi biçiminde alternatif elektrik akımı oluşturulmaktadır. Deneydekinin aksine burada elektro – manyetik alan dönmekte, indiksyon süreciyle elektriğin üretildiği sargılar (stator sargısı) sabit kalmaktadır. Burada dönme hareketi mekanik enerjiyi, elektro – manyetik alanı elektro – manyetik enerjiyi temsil etmektedir. Bu enerji dönüşümü bağlamında, elektrik enerjisi üretimi, mekanik ve elektro – manyetik enerjilerin, uygun etkileşim koşullarında, karşılıklı etkileşim süreci ile oluşur. Bu bağlamda elektrik enerjisi, elektro – manyetik etkileşimle mekanik enerjisinden doğmaktadır. Bu nedenle elektrik enerjisinin anası mekanik enerji babası ise elektro – manyetik çevrimdir [15].

Elektro – manyetik çevrimde oluşan başlıca ekserji kayıpları, demir ve bakır kayıplarından oluşur. Elektrik akımın karesi ve dirençle orantı olarak açığa çıkan sargısal ısı enerjisi, jeneratör soğutma uygulaması ile uzaklaştırılır ve soğutma kulesi üzerinden atmosfere atılır. Büyük kapasiteli elektrik jeneratörlerinde, soğutucu akışan olarak, özgül ısısının çok yüksek ve atom ağırlığının çok küçük olması nedeniyle hidrojen tercih edilir. Ayrıca hava ve su da jeneratör soğutmasında kullanılır.

2.1.7. Elektriksel gerilim düzenleme ve iletim – dağıtım süreci

Elektrik jeneratöründen çıkan elektriğin, en az kayıp ve işletme sorunları ile ekonomik sektörlerdeki kullanıcılara, iletim şebekeleri (yüksek, orta, alçak gerilim) üzerinden iletilip dağıtım şebekeleri ile son kullanıcıya sunulması gerekir. Tüm dünyada elektriksel cihaz ve sistemlerin, sorunsuz biçimde kullanılabilmesi ve ticaretin yapılabilmesi için, son kullanıcı elektrik gerilimi belirlenmiştir. Bu Avrupa ve Asya ülkeleri için 220V'tır. ABD ve bazı ülkelerde hala 110V uyulması devam

etmektedir. Benzer son kullanıcı basınç uygulaması doğalgaz sistemlerine de söz konusudur. Doğalgaz şebekesinde küçük son kullanıcı gaz basıncı 20mbar'dır [15].

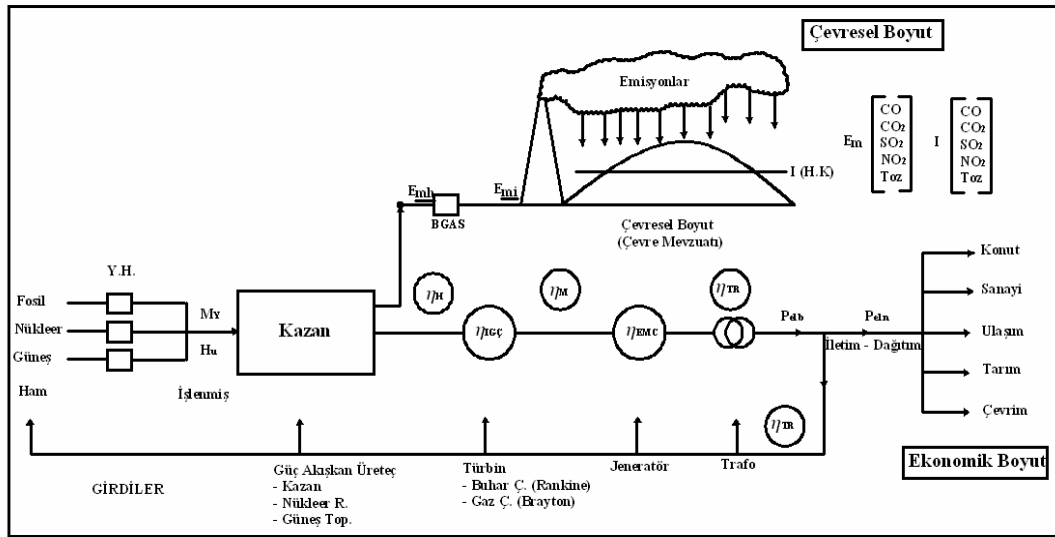
Jeneratör çıkışı alternatif akım gerilimi 6000V'tur. Çok uzak bölgelere elektrik iletiminde iletim kayıplarını en aza indirilebilmesi için, elektrik geriliminin olabildiğince artırılması gerekir. Yüksek gerilim iletim hatlarında bu değer 380 kV orta gerilimde 150 kV'tur. Elektriğin çok uzaklardaki kullanıcılara iletilmesi ve kullanıcı hizmetine sunulana kadar, elektrik geriliminin belli sayılarda yükseltip düşürülmesi gerekir. Bu ise elektro trafoları tarafından gerilim düzenleme süreçleri ile yapılır. Trafolar, elektrik jeneratör aksine, çeşitli sargı oranlarında iki sabit sargıdan oluşur. Birinci sargıda oluşturulan elektro – manyetik dalganın, ikinci sargıda oluşturduğu indüksiyon etkisi ile bu ikinci sargıda, saçısal karelerin oranına göre yeni gerilime sahip bir alternatif akım oluşturulur. Trafolarda da ekserji kayıplarından oluşan atık ısının uzaklaştırmasına yönelik soğutma işleminin uygun biçimde yapılması gerekir [16].

Isıl – güç santralleri, yoğun biçimde elektrik tüketen; yakıt, su hazırlama, baca gazı arıtma, ölçme – kontrol, çekiş, ısı – kütle transferi sağlama vb. amaçlı birçok sistemden oluşur. Bunların başında; kömür değirmenleri, kazan besleme pompası, fanlar, aspiratörler, elektrik motorları, toz – SO₂ – NO_x arıtma, ölçme kontrol sistemleri vb. dir. Bir termik santrallerde üretilen elektriğin %4 – 10'u, elektrik tüketen bu kendi sistemlerinin iç tüketimi olarak kullanılır. Santral verimine bu tüketim elektrik iç tüketimi verimi olarak yansıtılır. Bu iç elektrik tüketimi uygun trafo çıkışından alınan elektrikle karşılanır.

2.2. Isıl – Güç Santrallerinde Elektrik Üretim Zinciri ve Santral Performansı

Ham yakıtın; yakıt hazırlama sistemleri üzerinden hazırlanarak yakılması, ısı ve güç akışkanını üretimi, güç akışkanının ısı – güç çevrimi üzerinden mekanik enerjiye, mekanik enerjinin elektro – manyetik çevrimi üzerinden elektrik enerjisine, çıkan elektrik enerjisinin trafo üzerinden uygun gerilime dönüştürülerek iletim hattına beslenmesine, brüt elektrik üretiminden, iç tüketim çıkarılarak satışa sunulan net

elektriğe ulaşana kadar devam eden zincire elektrik üretim zinciri denir. Tüm yakıtlar için geçerli böyle bir yakıtın elektriğe dönüştürüldüğü dönüşüm zincirinin, sistem yapısı elemanları çevresel ve ekonomik boyutu Şekil 2.9'da gösterilmiştir. Bu çalışmada sadece fosil yakıt enerji dönüşüm zinciri incelenecektir. Bu zincir termik santrallerde enerji dönüşüm zincirini tanımlar [3].

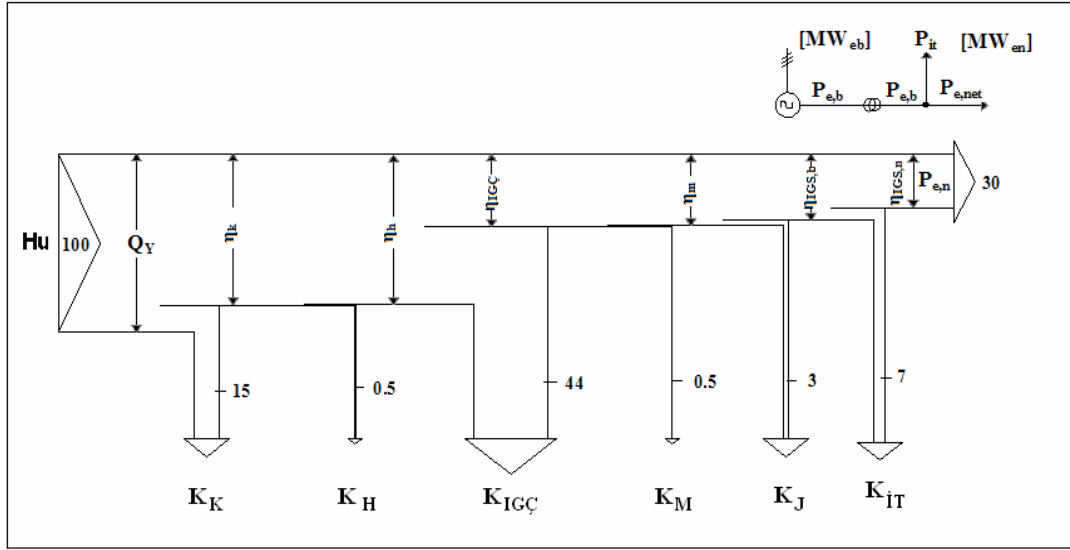


Şekil 2.9. Tm yakıtlar için gerekli yakıtın elektriğe dönüştürüldüğü dönüşüm zincirinin, sistem yapısı, elemanları, çevresel ve ekonomik boyutları

Bir ısı – güç santrali enerji dönüşüm performansı; toplam brüt – net dönüşüm verimi, $\eta_{IGÇ}[\%]$, ile santralin brüt – net güç üretim kapasitesinden, $P_{el}[MWe]$ oluşur. Brüt ve net performans verileri santral iç tüketiminin ilgi verilerde dikkate alınıp alınmadığını ifade eder. İç elektrik tüketimi dikkate alınmamışsa performans verileri brüt, alınmışsa net olarak isimlendirilir.

2.2.1. Isıl – güç santrali verim analizi

Isıl – güç santrali enerji dönüşüm verimi, santral ile ilgili enerji akış diyagramı dikkate alınarak belirlenebilir. Bir buhar çevrim ısı – güç santrallerinin enerji akış diyagramı, ilgili enerji kayıpları ve verimler Şekil 2.10'da gösterilmiştir [12].



Şekil 2.10. Bir ısı – güç santralinde yakıt – elektrik tüketim sektörlerine net elektrik sunumunun arasındaki başlıca alt sistemsel verimler ve ısı kayıpları gösteren enerji akış diyagramı

Şekil 2.10’da görüldüğü gibi çevresel ekonomi yönünden en önemli kayıplar güç akışkanı üreteç (kazan) kaybıdır. Bu kayıplar, hava kirletici emisyonlar ve atık ısı olarak bacadan çevreye salınır. Enerji akış diyagramından görüldüğü gibi ısı biçiminde çevreye olan ekserji kaybı ısı – güç çevriminde, kazanda ve elektrik jeneratöründe görülmektedir. Santral iç elektrik tüketimi ise doğrudan santrallerde kullanılan sistemlerin elektrik tüketim verimlerine bağlıdır. Isıl – güç santrali toplam verimi brüt ve net biçiminde iç elektrik tüketiminin dikkate alınıp alınmamasına bağlı olarak, ilgili verimlerin çarpımı ile aşağıdaki gibi bulunur:

$$\text{Brüt verim} \quad : \eta_{IGSb} = \frac{P_{elb}}{M_Y \cdot H_u} = \prod_{i=1}^6 \eta_i = \eta_K \cdot \eta_H \cdot \eta_{IGÇ} \cdot \eta_M \cdot \eta_J \quad (2.25)$$

$$\text{Net verim} \quad : \eta_{IGSn} = \frac{P_{eln}}{M_Y \cdot H_u} = \prod_{i=1}^7 \eta_i = \eta_K \cdot \eta_H \cdot \eta_{IGÇ} \cdot \eta_M \cdot \eta_J \cdot \eta_{IT} \quad (2.26)$$

Kazan verimi (η_K); yanma kayıpları (K_Y), kazan kabuğu veya yalıtım kayıpları (K_{kk}), kazan işletme ısı kaybı (K_i) ve baca gazı duyulur ısı kaybı (K_b) dikkate alınarak aşağıdaki gibi hesaplanır:

$$\eta_K = 100 - \sum_{i=1}^{n-1} (K_i) = 100 - (K_y + K_{kb} + K_i + K_b)\% \quad (2.27)$$

Kazan ısı kayıplarının hesaplanması, yakıt türü, yakma sistemi ve kazan yapısına göre literatörden elde edilebilir [12].

Güç akışkanı (buhar) hat ısı kaybı (η_h); buru yalıtım türü ve kalınlığına, boru boyutlarına göre değişir. Bu kayıplar %0.5 dolayında tutulmaya çalışılır.

Isıl – güç çevrim verimi ($\eta_{IGÇ}$); güç akışkanı türüne (buhar, yanma gazı) ısı – güç santrali sistem yapısına (termik santral gaz türbinleri, içten yanmalı motorlar vb.) göre Böl. 2.1.7’de hesaplanmıştır.

Türbin – jeneratör bağlantısı mekanik verimi (η_m); sürtünme kaynaklı ekserji kayıplarının ısı olarak çevreye atıldığı bu kayıplar %0.5’in altında tutulur. Bu nedenle mekanik verim kaba çevrim hesaplarında kabul edilebilir.

Elektrik jeneratörü verimi (η_j); yukarıda bahs edildiği gibi mekanik enerjinin elektro – manyetik etkileşimi ile elektrik enerjisine dönüşümünde meydana gelen demir bakır kayıpları vb.lerini dikkate alır. Elektrik mühendisliğinin konusuna giren bu kayıplar genelde %2 – 3 dolayında bulunur. Elektrik jeneratörü kapasitesine, yapısına, soğutma biçimine vb. birçok faktörlere bağlıdır.

Isıl – güç santral iç elektrik tüketim verimi (η_{it}); fosil yakıt ısı – güç santrallerinde elektrik iç tüketimi yakıt türüne, yakma sistemine, santral kapasitesine, işletme biçimine vb. birçok faktöre bağlıdır. İç tüketim akışkan yatak kazanla çalışan termik santrallerde toz kömürle çalışanlara kıyasla daha fazladır. En az iç elektrik tüketimi doğalgazla çalışan kombine çevrim ve gaz türbin santrallerdir. İç tüketim verimi duruma göre %3 – 10 arasında değişebilir [15].

2.2.2. Isıl – güç santrallerinin üretim kapasitesi

Toplam ısı verimi verilen bir ısı – güç santralinde elektrik üretim kapasitesi, sistem çevresinde konumlanan kontrol hacmindeki enerji dengesi ile yakılan yakıt debisine bağlı olarak brüt ve net biçimlerde aşağıdaki gibi hesaplanır:

Brüt elektrik üretim kapasitesi:

$$P_{elb} = M_Y * H_u * \eta_{LGÇb} \quad (2.28)$$

Net elektrik üretim kapasitesi

$$P_{eln} = M_Y * H_u * \eta_{LGÇn} \quad (2.29)$$

Elektrik enerjisi yakıt özü, kaymağı anlamına gelen en kıymetli, temiz, dönüşüm ve kullanımı en kolay olan enerji türüdür. Yakıt enerjisininin çeşitli dağıtımsal veya filtreasyon süreçleri sonucunda üretilen en pahalı ve özenle ve düzenle kullanılması gereken bir enerji türüdür. İletim, dağıtım, dönüşüm ve kullanımındaki kolaylıklar, günümüzde tüm sektörleri, elektrik kullanımına doğru yönlendirmektedir. Diğer bir deyimle ekonomik sektörlerde, elektriğe yönelme yani elektrifikasyon hızlı bir biçimde sürmektedir. Fosil yakıt rezervlerin azalması, fiyatlarındaki hızlı artış ve teminindeki ekonomik ve politik zorluklar, termik santrallerin çok büyük üretim kapasitelerinde ve yüksek verimlerde çalışacak biçimde tasarımılanması, kurulmasını ve işletilmesini zorunlu kılmaktadır [12].

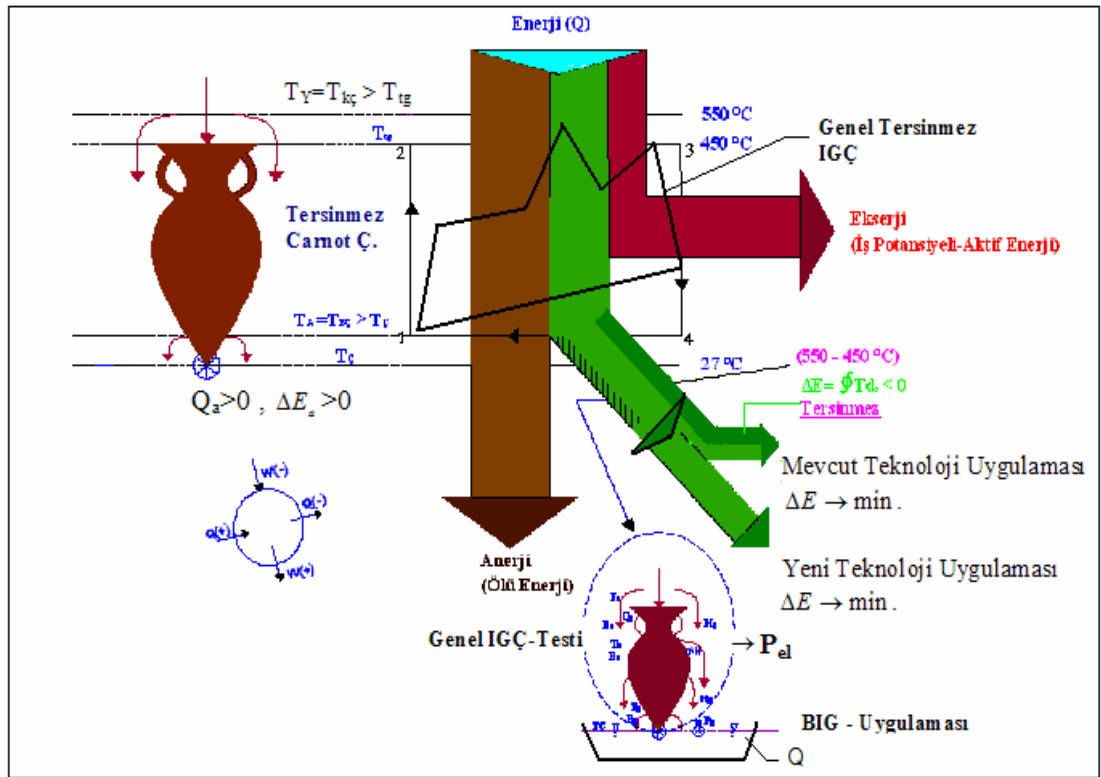
Kapasite artırımı, bir yandan yakıt yanma debisinin, dolayısıyla yanma hızının, diğer yandan da ısı – güç santral veriminin artırılmasını gerektirmektedir. Bu iki faktörde; yanma ve ekserji optimizasyonunda görünmektedir. Yanma, yakıtla bağlı optimum yanma koşullarının (G + 3T) oluşturulması, ekserji optimizasyonu ise türbin giriş sıcaklığını olabildiğince alev sıcaklığına yaklaştırma ve ısı – güç dönüşüm zincirinde meydana gelen ekserji kayıplarının minimizasyonu sorunlarıyla eş

anlamlıdır. Ekserji artırımında veya türbin giriş sıcaklığının yükseltilmesinde en büyük engel, malzemelerin sıcaklığa dayanım sınırıdır. Bu sınır yukarıda belirtildiği gibi buhar türbinlerinde 550°C, kanat soğutmalı gaz türbinlerde ise gönümüz teknolojisinde 1500°C dolayındadır. Çevrimsel ekserji kayıpları ısı – güç santrali ekserji akış diyagramında gösterilebilir. Bunların bir bölümü gönümüz yenilikçi teknolojilerin uygulaması ile diğer bir bölümü ise ileriki yıllarda Ar – Ge çalışmaları ile geliştirilecek teknolojiler ile minimum düzeye indirilir. Bunların sıfıra indirilmesi olanaksızdır.

2.3. Isıl – Güç Santrallerinde Ekserji Analizi ve Ekserji Optimizasyonu

Böl. 1.2.'de belirtildiği gibi yakıtsal ısının işe (mekanik enerji) dönüşümü, yüksek ve alçak sıcaklık iki ısı deposu arasına konumlanan, ısı – güç çevrimleri üzerinden gerçekleştirilir. Çevrime (türbin sistemi) beslenen güç akışkanı (buhar, yanma gazı) ısısının bir bölümü, termodinamiğin ikinci yasası uyarınca ve çevrim yapısına bağlı olarak mekanik enerjiye (kullanılabilir ekserjiye) dönüşür. Herhangi bir sıcaklıktaki ısının ekserjisi (iş potansiyeli) o sıcaklık ile çevre sıcaklığı arasında çalışan bir tersinir Carnot çevriminin işine eşittir. Bu tersinir Carnot çevriminin dönüştüremediği iş potansiyeline *anerji* (ölü enerji, ekserji kabuğu veya ekserji cesedi) denir. Anerjiden hiç bir biçimde yararlanılamaz. Ekserji, anerji ve ekserji kaybı kavramları, sıcaklık – entropi (T – s) diyagramında gösterilen, tersinir ve tersinmez Carnot çevrimleri (Şekil 2.12) yardımı ile görülebilir hale getirilebilmiştir. Tersinir Carnot çevriminde tüm süreçsel ısı ($\Delta T = 0$) ve iş aktarımlarında ($\Delta s = 0$) entropi artışı sıfırdır ve hiçbir ekserji kaybı söz konusu değildir. Kısmi tersinmez Carnot çevriminde ise, güç akışkanına ve güç akışkanından çevreye olan ısı aktarımı tersinmez olduğundan ($\Delta T > 0, \Delta s > 0$) burada ısı aktarımıyla ilgili ekserji kaybı söz konusudur. Termodinamik çevrimler sıcaklık – entropi veya $T[K] - s[kJ/kg.K]$ diyagramında gösterildiği zaman, birim güç akışkanı başına ısı ve iş aktarımı alan olarak görünür [12]. İki termodinamik durum arasındaki ısı aktarımı; $q_{12} = \int_2^1 T \cdot ds$ ve iki sıcaklık arasında üretilen çevrimsel iş w_c (yararlanabilen ekserji e_y) ise $w_c = e_y = q \cdot \eta_c$ biçiminde ifade edilir. Her sıcaklık farkı arasına bir çevrim yerleştirilip iş

üretilebilir. Eğer bu yapılamıyorsa orada ısı transferi tersinmezliği, diğer bir anlatımla ısı transferi ekserji kaybı söz konusudur. Bu nedenle kazanlarda uygun ısıtma yüzeyi tasarımıyla ekserji kayıplarının (tersinmezlik) minimuma indirilmesi, ısı – güç çevrim optimizasyonunda önemli bir yer tutar. Isı – hidrolik enerji benzeşimi bağlamında (Şekil 2.3), tersinir Carnot çevrimi sağlam bir ısı testisi, kısmi tersinmez Carnot çevrimi ise, üst ve alt kısımlarında çatlaklık gösteren bir ısı testisi biçiminde ifade edilebilir (Şekil 2.11) [4].

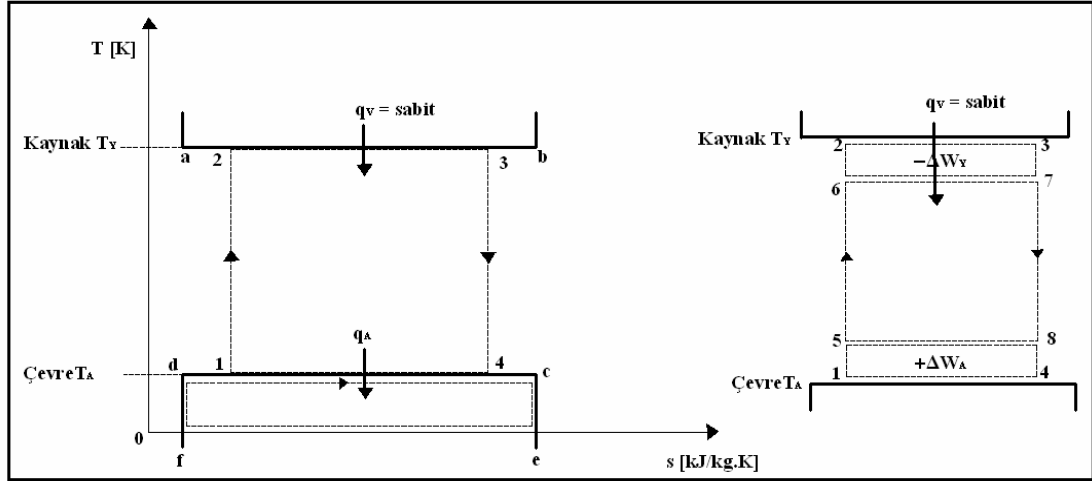


Şekil 2.11. Tersinir ve kısmi tersinmez Carnot çevrimlerinin sağlam ve kısmi çatlak ısı testileri biçiminde gösterilmesi ve çevrimsel ekserji kayıpları

$$Q_{12} = \int_1^2 T \cdot ds \quad (2.30)$$

Yüksek ve alçak sıcaklıktaki iki ısı deposu arasında çalışan ısı – güç çevriminde, ekserji kaybı (Δe), $T - s$ diyagramında verilen çevrim etrafında uygulanan, her bir noktadaki çevrim sıcaklığı – çevre sıcaklığı arasındaki farktan kaynaklanan ekserji kaybının, kontrol hacmi üzerinde uygulanan entegrasyon işlemiyle hesaplanır (Şekil

2.11). Çevre sıcaklığının 27°C (300K) ve çevrim giriş sıcaklığının 527°C (900K) olduğu ve bu sıcaklıklar arasında çalışan tersinir bir Carnot çevrimi, 400 – 800K arasında çalışan, yalnız ısı transferlerinin tersinmez olduğu ($\Delta T_{\text{ısı transferi}} > 0$) kısmi tersinmez Carnot çevrimi Şekil 2.12’de gösterilmiştir.



Şekil 2.12. Carnotizasyon yaklaşımı ile buhar ısı – güç çevriminin eşdeğer tersinir Carnot çevrimine dönüştürülmesi ve çevrim veriminin optimizasyon yöntemlerinin türetilmesi

Bu entegrasyon (Eşit 2.30), ısı ve iş transferlerinin tamamen tersinir olduğu Carnot çevrimine, $T = T_{\text{çevrim}} - T_{\text{çevre}}$ koşulu ile uygulanırsa,

$$\text{Verilen ısı (sabit)} \quad : \quad Q_V = \int_0^{T_Y} T \cdot ds = T_Y \cdot \Delta S_{23} \quad (2.31)$$

$$\text{Tersinir Carnot işi} \quad : \quad W_{Cts} = \oint T \cdot ds = \Delta S_{23} (T_2 - T_1) \quad (2.32)$$

$$\text{Tersinmez Carnot işi} \quad : \quad W_{Ctm} = \oint T \cdot ds = \Delta S_{23} (T_6 - T_5) \quad (2.33)$$

$$\text{Tersinir Carnot verimi} \quad : \quad \eta_{Cts} = \frac{\Delta S_{23} (T_2 - T_1)}{\Delta S_{23} \cdot T_Y} = \frac{T_2 - T_1}{T_Y} \quad (2.34)$$

$$\text{Tersinmez Carnot verimi} \quad : \quad \eta_{Ctm} = \frac{\Delta S_{23} (T_2 - T_6)}{\Delta S_{23} \cdot T_Y} = \frac{(T_2 - T_6)}{T_Y} \quad (2.35)$$

Tersinir Carnot çevrimdeki çevrimsel sıcaklık düşüşü ($T_2 - T_1$), kısmi tersinmez Carnot çevrimindeki sıcaklık düşüşünden ($T_6 - T_5$) büyük olduğundan, tersinir çevrim verimi (η_{Cts}) tersinmez çevrim verimi (η_{Ctm})'den daima büyüktür [12]. Isı transferinin ekonomik nedenler ile hiç bir zaman tersinir olamayacağından, tersinmez çevrim veriminin tersinir çevrim verimine eşit olması mümkün değildir, sadece ona yaklaştırılması söz konusudur. Aynı ısıyla beslenen, $T_A = 300K$ (çevre sıcaklığı) ve $T_Y = 900K$ (çevrim giriş sıcaklığı) arasında çalışan ekserji kayıpsız tersinir bir Carnot çevrimi ile $T_A = 400K > T_{çevre}$ ve çevrim giriş sıcaklığı $T_{çg} = 800K < T_Y$ arasında çalışan bir tersinmez çevrimin tersinire kıyasla ekserji kayıp oranı aşağıdaki gibi hesaplanır:

$$\frac{\Delta e}{e} = \frac{(T_Y - T_6) - (T_6 - T_5)}{T_Y - T_ç} = \frac{(900 - 300) - (800 - 400)}{(900 - 300)} = 0.33 \quad (2.36)$$

Bu örnekte görüldüğü gibi, sadece ısı transferlerindeki tersinmezlikler nedeni ile bir çevrimdeki ekserji kaybı %33 bulunmaktadır [8].

Tersinir bir çevrimdeki ekserji kaybı, $\Delta e_{Car-tersinir} = 0$, tersinmez bir Carnot çevriminde ise ekserji kaybı $\Delta e_{Car-tersinmez} < 0$ biçiminde ifade edilir. Tersinmezlikler nedeniyle kaybolan ekserji, ısıya dönüşüp çevrim dışına atıldığından, sistem dışına atılan ısı termodinamikte (-) olarak gösterildiğinden, ekserji kaybını gösteren entegral işlem sıfırdan küçükse, sistem tersinmez sifıra eşitse tersinir olarak kabul edilir.

Ekserji optimizasyonu, eşdeğer hidrolik iş potansiyeli anlamında kırık ısı testisi biçiminde gösterilen çevrimden iş yapmadan çevreye atılan ısıdan kaynaklanan ekserji kayıplarının, mevcut teknoloji uygulamaları ve yeni teknoloji geliştirme Ar – Ge çalışmalarıyla minimuma indirilmesidir.

2.4. Isıl – Güç Santrallerinin Toplam Net Verimlerinin Arttırılması

Isıl – güç santrallerinin toplam net verimi, ısı – güç santrallerini oluşturan alt sistemlerin verimlerinin çarpımından oluşur [12].

2.4.1. Isıl – güç santrali oluşturan sistemlerin verimlerinin arttırılması

Bir ısı – güç santralinin; yakıt – net elektrik enerjisi arası enerji dönüşüm zincirinin başlıca ısı kayıpları, bu zinciri oluşturan alt sistemlerin verimleri Şekil 2.10.'da gösterilmiştir. Isıl – güç santrali net elektrik üretim verimi (η_{IGSn}), termodinamiğin birinci yasasına göre, 7 alt sistem ısı verimlerinin çarpımıyla aşağıdaki gibi ifade edilir:

$$\eta_{IGSn} = \frac{P_{etn}}{M_y * H_u} = \eta_K \cdot \eta_H \cdot \eta_{IG\check{C}} \cdot \eta_M \cdot \eta_J \cdot \eta_{tr} \cdot \eta_{it} \quad (2.37)$$

Net elektrik üretim veriminin arttırılabilmesi için, Şekil 2.10'da verilen her bir alt sistemin ısı kayıplarının azaltılması, verimlerinin ise arttırılması gerekir. Aynı şekilde görüldüğü gibi sırasıyla en fazla ısı kayıpların; ısı – güç çevrimi, iş akışkanını üreteç (kazan), elektrik iç tüketiminde oluşmaktadır. Bu nedenle enerji ekonomisi yönünden en fazla üzerine durulması gereken sistem; ısı üreteç (kazan) ve ısı – güç çevrimidir [12].

Kazan ısı veriminin arttırılması

Kazan ısı verimi doğrudan (direkt) ve dolaylı (endirekt) yöntemlerle belirlenir. Direkt yöntem; yakıt ısısının, iş akışkanına aktarılan bölümünü gösterilir ve ara kızıdırmasız bir kazan için aşağıdaki biçimde ifade edilir:

$$\eta_K = \frac{Q_B}{M_y * H_u} \%100 = \frac{m_B * (h_{TB} - h_{BS})}{M_y * H_u} \%100 \quad (2.38)$$

İş akışkanına aktarılan ısı; buhar debisi M_B ve besleme suyu ve taze buhar sıcaklık ve basınçları ölçümleri üzerinden Eşit.(2.38)'ü kullanarak hesaplanır. Bu yöntem pahalı ve zahmetli bir yöntem olup, ölçüm hata analizleri yapılarak sistemin gerçek veriminin doğrudan belirlenmesinde örneğin, kabul deneylerinde kullanılır. Bu yöntem kazan ısı veriminin nasıl arttıracacağı yönünde herhangi bir bilgi içermez [17].

Endirekt yöntem kazan ısı kayıplarının ayrı ayrı belirlenmesi esasına dayanır. Kazan ısı verimleri %75 ve üzerinde olduğundan, toplam ısı kaybı %25, direkt yöntemle belirlenen iş akışkanına geçen ısı oranı %75 dolayındadır. Direkt yöntemde %10'lük ölçme hatası ısı kaybı toplamında %2.5 sapma yaratırken, direkt yöntemde %10'lük ölçme hatası toplam ısı veriminde %7.5'lük bir sapmaya neden olur. Bu nedenle endirekt yöntem hem daha hassas, hem de tüm ısı kayıplarının belirlenmesine dayandığından hangi kayıpların hangi boyutlarda ve nerelerde olduğunu gösterir ve ısı verimini artırma çalışmalarına yol gösterir. Endirekt yöntemde kazan verimi aşağıdaki biçimde ifade edilebilir:

$$\eta_K = 100 - \sum_{i=1}^{n=1} (K_i) = 100 - (K_y + K_{kb} + K_i + K_b)\% \quad . \quad (2.39)$$

Burada; K_y ; yanma kaybını, K_{kk} ; kazan kabuğu ısı kaybını veya yalıtım kaybını K_i ; işletme ısı kaybını, K_b ; baca duyulur ısı kaybını tanımlar.

Yanma kayıpları aşağıdaki gibi hesaplanır:

$$K_y = K_a + K_{ii} = (K_{ca} + K_q) + (K_{co} + K_{uk} + K_{ch}) \quad (2.40)$$

Yanma kayıpları kazan altı (ızgara altı) ve kazan üstü (bacasal) olmak üzere iki gurup altında incelenebilir. Izgara altı kayıpları, sadece katı yakıtlı kazanlarda oluşur ve yanmamış kömür kayıpları ve oluşan külün (cüruf) ısı kaybından meydana gelir. Kül ısı kaybı genelde dikkate alınmaz. Izgara altı kaybı ise, yanmamış kok kaybı biçiminde, deneysel olarak aşağıdaki gibi hesaplanır:

$$K_{ca} = \frac{\Delta m_c \cdot C_k \cdot H_k}{\Delta M_y \cdot H_u} \%100 \quad (2.41)$$

Deney süresinde üretilen cüruf miktarı Δm_c ve yakılan kömür ΔM_y tartılarak bulunur. Küle uygulanacak n kes dörtleme yöntemi sonunda elde edilen cüruf örneği fırında yakılarak, külün kok oranı C_k belirlenir. H_k , kokun ısıl değerini, H_u ise yakılan kömürün alt ısıl değerini belirler [1].

Kazan üstü yanma kayıpları

Bu kayıplar baca gazın içerdiği yanıcı gaz ve partiküllerin yanma ısılarından oluşur. Bu maddeler; CO, $C_m H_n$ ve uçucu koktur. Bu maddelerin baca gazındaki oranları baca gazı emisyon ölçümleri ile bulunur. Partikül olan uçucu kok emisyonu kinetik örnek alma yaklaşımı ile belirlenir. Gaz biçiminde olan CO emisyonu doğrudan Co cihazı ile, $C_m H_n$ emisyonları ise genelde ısıl eşdeğer metan cinsinden ilgili emisyon cihazı ile ppm cinsinden ölçülür ve ilgili korelasyonlarla kg/Nm^3_{bg} birimine dönüştürülür. Bu emisyonlar aşağıdaki gibi hesaplanır:

$$K_{co} = \frac{v_{gy} \cdot C_{co} \cdot H_{co}}{H_u} \%100 \quad (2.42a)$$

$$K_{cm} = \frac{v_{gy} \cdot C_{ch} \cdot H_{ch}}{H_u} \%100 \quad (2.42b)$$

$$K_{uk} = \frac{v_{gy} \cdot C_{uk} \cdot H_k}{H_u} \%100 \quad (2.42c)$$

Burada; v_{gy} [Nm^3/kg_y]; özgül baca gazı hacmini, C_{uk} [kg/Nm^3_{bg}], C_{CO} , C_{hc} [Nm^3/Nm^3_{bg}]; baca gazı özgül uçucu kok, CO, $C_m H_n$ derisimlerini, H_{CO} , H_{ch} [kJ/Nm^3], H_{uk} [$kcal/kg$]; baca emisyonları yanma ısılarını tanımlar. Kazan ısıl verimini arttırmak için, her bir kazan ısıl kaybının enerji mühendisliği yaklaşımı ile azaltılması gerekir (Eş. 2.39) [1].

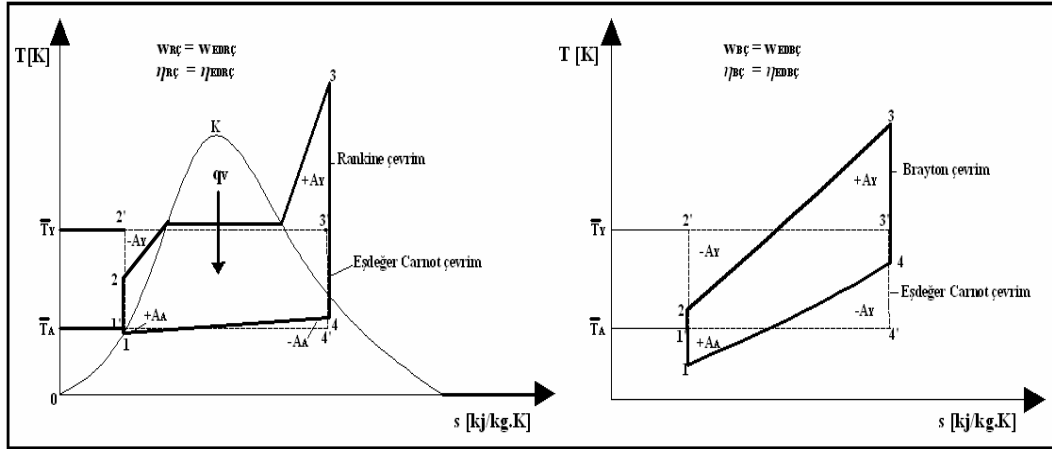
Güç akışkanı (buhar, yanma gazı) hat ısı veriminin artırılması

Buhar çevrim ısı – güç santrallerinde kazan ile türbin arasındaki mesafe uzak olduğundan, buhar hattındaki enerji (yalıtım) ve ekserji (sürtünme vb.) kayıplarının uygun enerji mühendisliği yaklaşımı ile azaltılması ve böylelikle hat ısı verimlerinin artırılması gerekir. Günümüzde bu değerler %1'in altında tutulur ($\eta_h > 0.99$). Bu kayıp gaz çevrim santrallerinde genelde dikkate alınmayacak kadar küçüktür [16].

2.4.2. Isı – güç çevrim veriminin artırılması

Başlıca ısı – güç çevrimleri; kesiksiz güç akışkanı (buhar, yanma gazı) akışlı (Rankine, Brayton çevrimleri) ve kesikli güç akışkan akışlı (yanma gazı) akışlı içten yanmalı motor (Diesel, Otto, Wankel çevrimleri) grupları altında toplanır. Tüm bu çevrimler için referans çevrim, her şeyi ortada olan ideal (tersinir) Carnot çevrimidir. Dinlerde Peygambere atfedilen üstünlükler, çevrimler yönünden Carnot çevrimi içinde geçerlidir. Dindarlığın kalitesi ilgili kesimde nasıl Peygambere aklaşmakla eş anlamdaysa, gerçek çevrimlerin kalitesi ise Carnot çevrimine ne kadar yaklaştığıyla ölçülür. Hiçbir zaman Carnot çevrimine yaklaşmak mümkün olmayacaktır [14].

Çevrim verimlerinin artırılmasındaki mühendislik yaklaşımları, ilgili çevrimin Carnotlaştırma yaklaşımı ile eşdeğer çevrimin oluşturulması, bu çevrim için türetilen korelasyon yardımıyla belirlenir. Basit Rankine ve Brayton çevrimlerin eşdeğer Carnot çevrimleri oluşturulmuş ve Şekil 2.13'te gösterilmiştir.



Şekil 2.13. Rankine ve Brayton çevrimleri ve Carnotlaştırma yaklaşımıyla oluşturulan eşdeğer Rankine çevrimi (EDRC) ve eşdeğer Brayton çevrimi (EDBC) ve eşdeğer çevrimlerinin basit Carnot korelasyonu ile ifade edilmesi

Carnotlaşma yaklaşımıyla tüm endüstriyel ısı – güç çevrimleri verimleri, basitleştirilmiş, ortalama \bar{T}_Y ve \bar{T}_A sıcaklıkları üzerinden, tersinir Carnot çevrim korelasyonu ile ifade edilebilir.

Tüm gerçek çevrimlerin (η_c) eşdeğer Carnot çevrim verimi (η_{ced}) tanımı Carnot verim ifadesi türünden aşağıdaki gibi ifade edilebilir:

$$\eta_c = \eta_{ced} = 1 - \frac{\bar{T}_A}{\bar{T}_Y} \quad (2.44)$$

Herhangi bir çevrim verimini (η_c) arttırmak için eşdeğer çevrim veriminin (η_{ced}) artırılması gerekir. Bunun için Eş. 2.44 uyarınca ortalama alçak sıcaklığının \bar{T}_A olabildiğince çevre sıcaklığına düşürülmesi, ortalama yüksek ısı deposu sıcaklığının \bar{T}_Y olabildiğince alev yani yanma odasına yaklaştırılması gerekir. Bunun için en büyük engel malzeme sıcaklık dayanım sınırındır [12].

Çevrim veriminin artırılması yaklaşım ve olanakları böylelikle iki grup altında toplanabilir:

a) Ortalama $\overline{T_Y}$ 'nin; (+) ile tanımlanan alanların arttırılarak, (-) ile tanımlanan alanların azaltılarak yüksek sıcak ısı deposu ortalama sıcaklığının yükseltilmesi yöntemleri:

Ortalama $\overline{T_Y}$ 'nin arttırılabilmesi için eşdeğer tersinir Carnot çevrimi içinde kalan *ekserji azaltma etkili eksi alanın* ($-A_Y$) küçültülmesi, dışında kalan *ekserji arttırma etkili artı alanın* ($+A_Y$) arttırılması gerekir (Şekil 2.13.) *ekserji azaltma etkili eksi alanın* ($-A_Y$) küçültülmesi, kazan besleme suyunun, kazan girişi öncesi, düşük ekserjili alçak basınç türbininden alınan ara buharlarla ön ısıtılmasını gerektirir. Yani kazan besleme suyunun yanma gazları ile ön ısıtması sağlayan ekonomizer yükünün böylelikle olabildiğince düşük tutulmalıdır. Kazan öncesi türbin ara buhar ile besleme suyu ön ısıtma sistemleri (Öİ), alçak basınç, orta basınç ve yüksek basınç kademeleri olmak üzere üç bölüme ayrılır. Günümüz petrol fiyatlarında ön ısıtma sayısı $n_{OI} = 8$ dolayındadır. Bunlardan alçak basınç sayısı, $n_{AB} = 4$, orta basınç sayısı, $n_{OB} = 1$, yüksek basınç sayısı, $n_{YB} = 3$ dolayındadır. Orta basınç ön ısıtıcı karışımli tür ısı değiştirgeci olan degazör biçiminde uygulanır. Petrol fiyatları arttıkça ön ısıtma kademe sayısı sürekli arttırılması ekonomik hale gelmektedir (Şekil 2.17). Ortalama $\overline{T_Y}$ 'nin arttırılabilmesi için, diğer bir yöntem; *ekserji arttırma etkili artı alanın* ($+A_Y$)'nin olabildiğince büyütülmesi gerekir. Bunun için aşağıda verilen tasarım önlemlerin alınması gerekir:

i - Türbine beslenen taze buharın basıncının arttırılması. Basınç artırımla ilgili fiziksel sınırlama olmamakta birlikte ekonomik sınırlama öne geçmektedir

ii - Doymuş buharın kızdırıcıdan (K) geçirilerek kızdırılması ve buhar sıcaklığının malzeme sınırına kadar arttırılmasıdır. Günümüzde ostanitli çelik alışımlar kullanılarak, taze buhar sıcaklığı 650°C'a kadar çıkartılabilmektedir. Ekonomik sınırlamalar neden ile bu sıcaklık 550 °C 'ta tutulmaktadır.

iii - Ara kızdırıcı (AK) uygulanması. Ara kızdırma süreci sıcaklık kontrolü ve işletme yönünden sorunlu olduğundan günümüzde ara kızdırıcı sayısı 1 dolayında

tutulmaktadır. Artan petrol fiyatları ile ara kızdırıcı sayısının 4 ve üzerine çıkarılması beklenmektedir (Şekil 2.16) [12].

b) Düşük sıcaklık ısı deposu ortalama sıcaklığı $\overline{T_A}$ 'nin azaltılması yöntemleri:

Yukarıdaki benzer yaklaşımla buradaki (+) alanların arttırılması (-) alanların ise azaltılması yaklaşımıyla $\overline{T_A}$ olabildiğince çevre sıcaklığına yaklaştırılmaya çalışır. Bu bağlamda aşağıda verilen verim arttırıcı önlemler alınabilir:

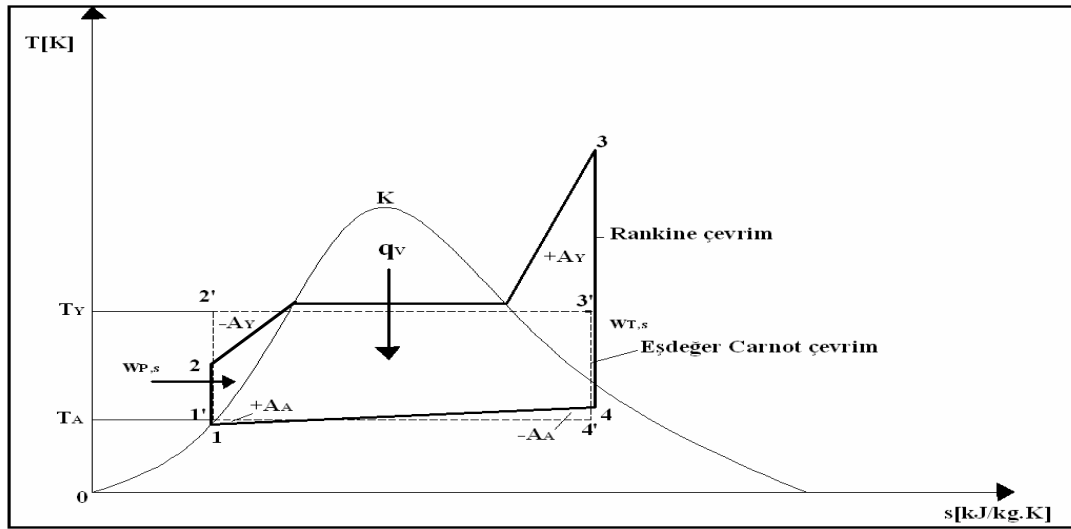
- i. Isıl – güç santrallerinin ortam bağıl nemi ve sıcaklığı düşük olan yerlere kurulması
- ii. Yoğuşma işleminin doğrudan nehir ve deniz suları ile yapılması. Günümüzde endüstriyel atık ısıları ile nehirlerin sıcaklıkları, su ekolojik dengesini tehdit eder duruma geldiğinden, nehir sularının santral soğutmasında kullanımı sınırlandırılmıştır. Nehirlerde böyle bir soğutma kapasitesi bulunmaktadır.

Soğutma performansı yüksek soğutma kuleleri uygulanması. Soğutma kuleleri yaş ve kuru türden olmaktadır. Otomobillerde kullanılan radyatör tipi hava soğutmalı kuru soğutma kulelerinin soğutma performansı, yaş (sulu) soğutma kulelerine kıyasla daha düşüktür. Soğutma kuleleri doğal çekişli ve zorlanmış çekişli (fanlı) olmak üzere sınıflandırılır. Doğal çekişliler yatırım gideri etken, zorlanmış çekişler ise işletme gideri etkendir (Böl. 2.1.5).

Buhar ısıl – güç çevriminin optimizasyonu

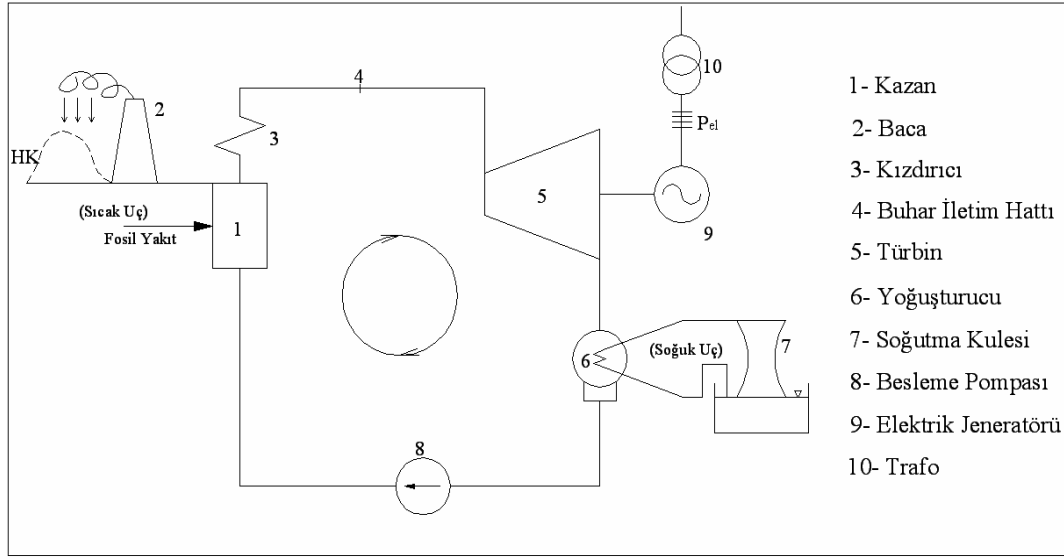
Tersinmez buhar ısıl – güç çevrimi optimizasyonu, bu gerçek çevrim veriminin ekonomik koşulların elverdiği ölçülünde, tersinir (tersinir besleme pompalı, kazanlı, türbinli, tersinir yoğuşturucu ve soğutma kulesine sahip) bir Rankine çevrimine olabildiğince yaklaştırılmasıdır. Tersinir alt sistemlerden oluşan bir rankine çevrimin oluşturulması söz konusu olamayacağından, tersinmez alt sistemlerde oluşan gerçek

bir Rankine çevrim veriminin tersinir çevrimle eşit olması olanaksızdır. Alt sistemlerdeki tersinmezliklerden kaynaklanan toplam entropi oluşumunun (ekserji kaybının) azaltılarak, tersinmez çevrim verimi bir ölçüde tersinir çevrim verimine yaklaştırılabilir. Bu termodinamik verimlerdeki yaklaşmanın boyutu, petrol fiyatlarına bağlı ekonomik kriterler tarafından belirlenir. Petrol fiyatları arttıkça çevrimsel ekserji geri kazanım potansiyellerde artar. Tersinir (entropi oluşumsuz) ve tersinmez (entropi oluşumlu) Rankine buhar çevrimleri ve entropi oluşum (ekserji kaybı) nedenleri Şekil 2.14'te gösterilmiştir [1].

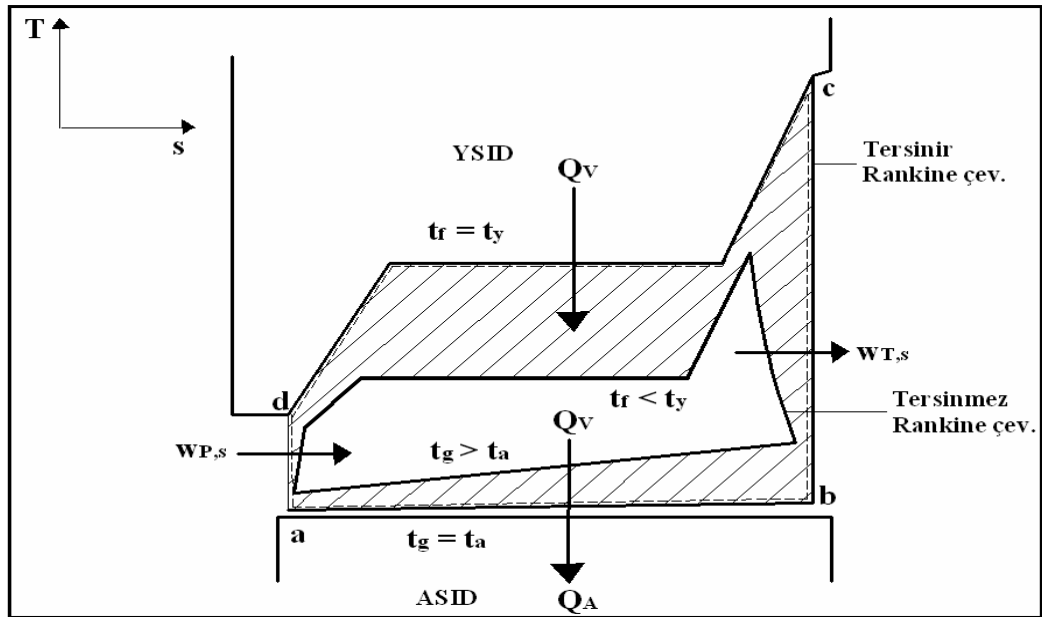


Şekil 2.14. Toplam entropi oluşumsuz (tersinir) ve entropi oluşumlu (tersinmez) Rankine çevrimlerinin T - s diyagramında karşılaştırılması ve entropi oluşum (ekserji kaybı) nedenleri

Bir basit buhar çevrim ısı - güç santralinin sistem yapısı ve sistemi oluşturan alt sistemler Şekil 2.15'te, ilgili buhar ısı - güç çevrimi h - s diyagramında Şekil 2.16'da gösterilmiştir [7].



Şekil 2.15. Basit bir buhar çevrim ısıl – güç santrali sistem yapısı ve sistemi oluşturan alt sistemi



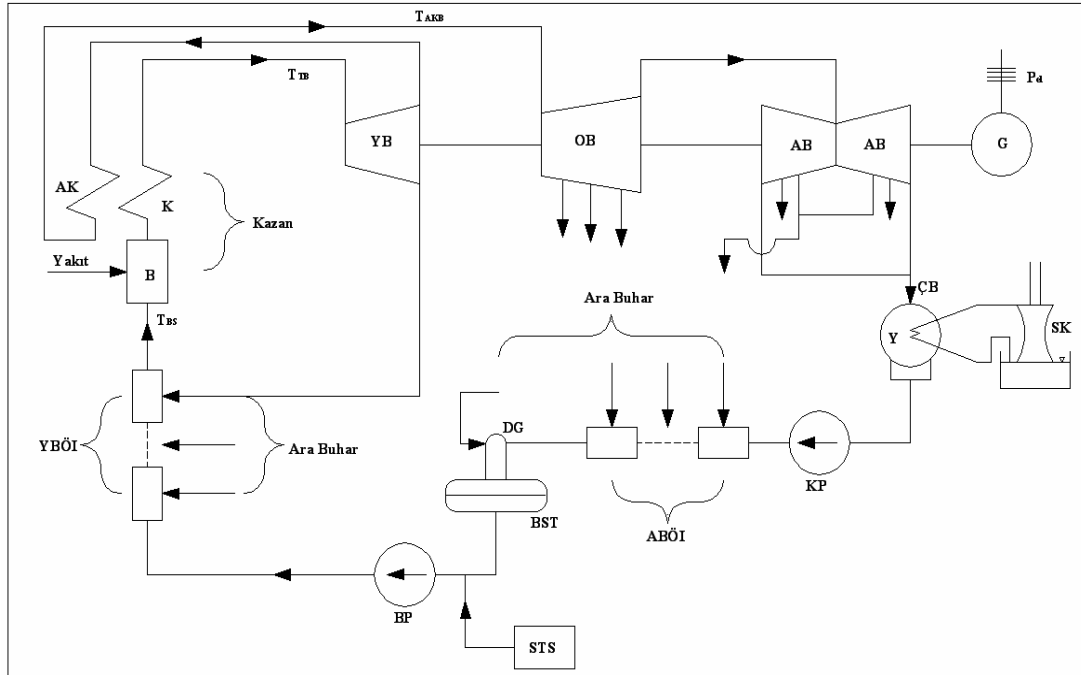
Şekil 2.16. Bir basit buhar ısıl – güç santrali buhar ısıl – güç çevriminin entalpi – entropi diyagramında gösterilmesi

Buhar ısıl - güç çevrim verimi, alınan net işin ($w_T - w_P$), kazanda güç akışkanına aktarılan ısıya (q_k) oranı olarak aşağıdaki biçimde ifade edilebilir:

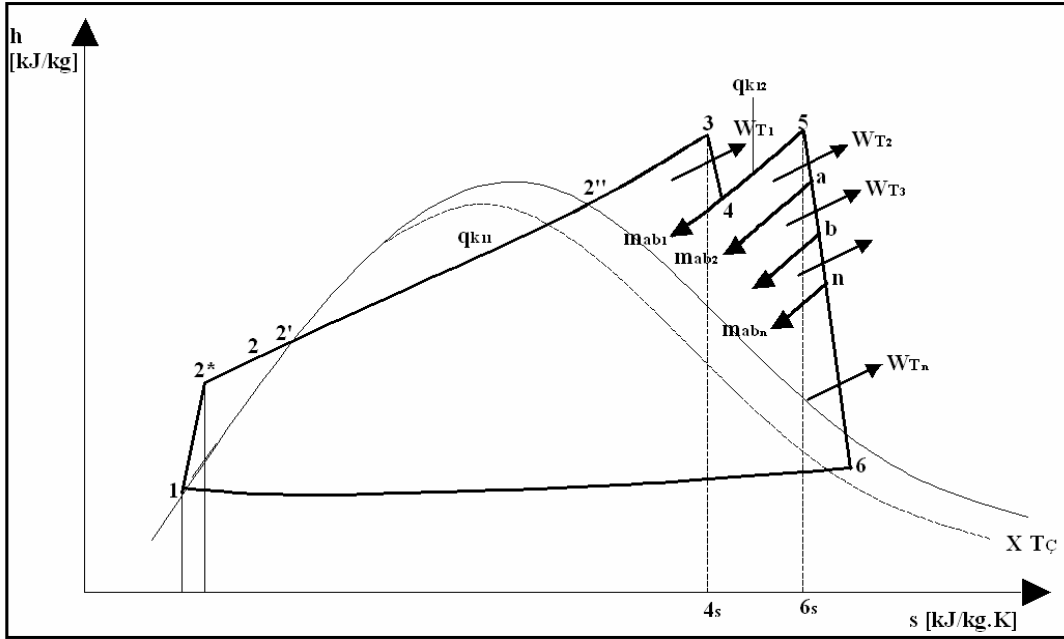
$$\eta_{BIGS} = \frac{W_T - W_P}{Q_V} = \frac{\dot{m}_D \cdot \Delta h_5}{\dot{m}_D \cdot \Delta h_{2,49}} \cdot \eta_T \quad (2.45)$$

Burada; m_b [kg/s]; buhar debisini, $\Delta h_{Ts} = \Delta h_{34s}$ [kJ/kg]; türbinin izentropik entalpisini, η_T ; genişleme sürecindeki türbin ortalama izentropik verimini, $q_k = \Delta h_{32}$ [kJ/kg]; kazanda birim güç akışkanına aktarılan ısıyı tanımlar. Pompada kullanılan elektrik iç tüketim veriminde dikkate alındığından Eşit. 2.8’de pompa işi dikkate alınmamıştır.

Endüstriyel uygulamada kullanılan bir buhar çevrimi ısıl – güç santralının sistem yapısı Şekil 2.17’de, bu santralın buhar ısıl – güç çevrim yapısı Şekil 2.18’de h – s diyagramında gösterilmiştir [7].



Şekil 2.17. Tek ara kızdırmalı, n ara buharla besleme suyu ön ısıtmalı, yüksek-orta-düşük basınç türbinli bir buhar ısıl güç santralının genel sistem yapısı



Şekil 2.18. Tek ara kızdırmalı, n ara buharla besleme suyu ön ısıtmalı, yüksek-orta-düşük basınç türbinli bir buhar ısı güç santralının h – s diyagramı

Termik santralde olarak tanımlanan buhar çevrim ısı – güç santralının genel buhar çevrim verimi h – s diyagramı (Şekil 2.18) yardımı ile aşağıda verildiği gibi hesaplama yönünden uygun biçimde ifade edilebilir:

$$\eta_{BIGS} = \frac{\sum_{i=1}^n \dot{W}_{Ti} - \sum_{i=1}^m \dot{W}_{Pi}}{\sum q_K} = \frac{\sum_{i=1}^n (\dot{m}_b \cdot \Delta h_i)}{Q_{11} + Q_{12}} = \frac{\sum_{i=1}^n (\dot{m}_b \cdot \Delta h_{Ts} \cdot \eta_{Ti})}{M_Y \cdot H_u \cdot \eta_K} = f(\eta_T, \eta_K) \quad (2.46)$$

Burada; $\dot{W}_{Ti} = (\dot{m}_{bi} \cdot \Delta h_{Ti}) = \dot{m}_b \cdot \Delta h_{Ts} \cdot \eta_{Ti}$ [kW_{me}] buhar debisinin sabit olduğu birim nolu türbin bölümünde üretilen mekanik enerjiyi, η_{Ti} ; bu türbin bölümündeki türbin kademelerinin ortalama izentropik verimini, Δh_{Ts} [kJ/kg]; bu türbin bölümündeki izentropik entalpi üretimini, \dot{m}_{bi} [kg/s]; i türbin bölümündeki buhar debisini, η_K ; kazan verimini tanımlar. Şekil 2.18 dikkate alınarak, türbin bölümleri 1 – n biçiminde sıralandığından ve türbinden çekilen ara buharlar Δm_{ab1} , Δm_{ab2} , Δm_{ab3} Δm_{abn} biçiminde ifade edildiğinden, herhangi bir i bölümünden geçen buhar debisi \dot{m}_{bi} aşağıdaki gibi yazılabilir:

$$\dot{W}_{Ti} = (m_{b_i} \cdot \Delta h_{b_i}) = m_b \cdot \Delta h_{b_s} \cdot \eta_T \quad (2.47)$$

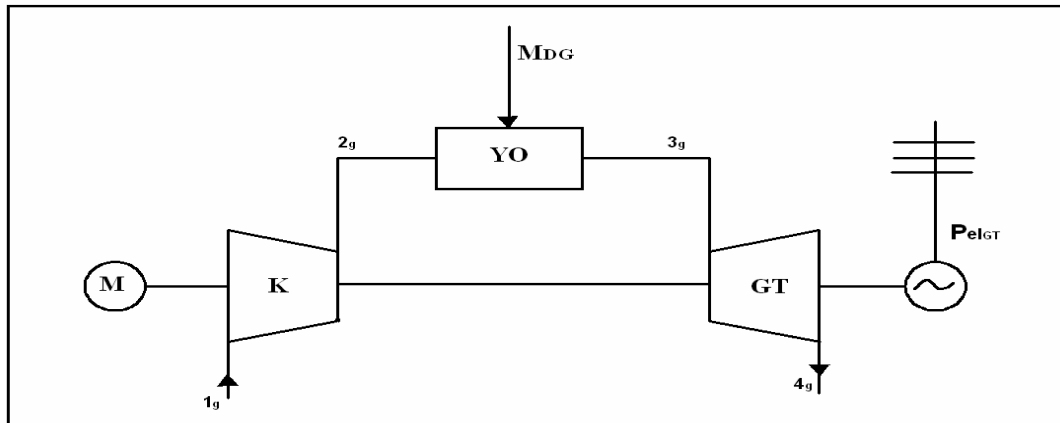
Eşit. 2.46'dan görüldüğü gibi buhar ısı – güç çevrimi doğrudan kazan ve türbin kademe verimlerine bağlı entegre bir çevrim özelliği göstermektedir. Çevrim veriminin artırılması en başta kazan ve türbin kademelerindeki ekserji kayıplarının (tersinmezlik oluşumları ve entropi üretimleri) azaltılmasına bağlıdır. Kazan buhar üretim ve türbin genişleme süreçlerinde giriş - çıkış entropileri hesaplanarak bulunan entropi dengesinde oluşan toplam entropinin uygun mühendislik yaklaşımları uygulanarak en aza indirilmesini gerektirir. Buhar kazanlarında ekserji potansiyelinin artırılabilmesi için güç akışkanı sıcaklığının uygun kızdırıcı ve ara kızdırıcı uygulamaları ile olabildiğince yanma oda sıcaklığına yaklaştırılması gerekir [7].

Günümüz malzemelerinde bu sıcaklık 600 – 650°C dolayında olmakla beraber ileriki yıllarda uygulanması ön görülen ultra süper kritik kazanlarda buhar sıcaklıklarının 750 – 800°C çıkardırılması beklenmektedir. Bu kazanlarda buharlaşma süreci olmaksızın besleme suyu ön ısıtma ardından doğrudan kızgın buhara dönüştüğünden, buhar üretim süreçlerindeki ısı transferi tersinmezlikleri (ekserji kayıpları) çok daha az olmaktadır. Bu nedenle, bu tür kazanlar ile çalışması planlanan termik santrallerin net verimleri %60'lara kadar çıkarılması beklenmektedir. Bu tür termik santrallerde sıfır emisyon elektrik üretimi günümüz termik santral net verimleri düzeyinde gerçekleştirilebilecektir. Düşük basınç türbin kademelerinde kanat boyutları 3 – 4 m'ye çıkabilmekte, bu nedenle düşük kademelerde ekserji kayıplarının (entropi oluşumu) azaltılması ısı –güç santrali Ar-Ge çalışmalarının başında gelmektedir. Şekil 2.18'de x türbin çıkışı çürük buhar kurulum derecesini gösterir. Türbin titreşimleri, malzeme yorulması ve entropi artışı vb. sorunların sınırlandırabilmesi için bu değer belirlenen bir sınır değer altına düşmemelidir ($x_4 > 0.85$). Şekil 2.16'te, basit bir buhar ısı – güç çevriminde ekserji kayıpları taranmış alanlar biçiminde gösterilmiştir. Bu alanların boyutları çevrimsel tersinmezlik (ekserji kaybı) boyutlarını gösterir. Üst taraflı alan kazanda oluşan ısı transferi ekserji kayıplarını, çünkü bu alanda teorik olarak bir çevrim uygulanıp iş üretilebilir, kayıplarını, alt

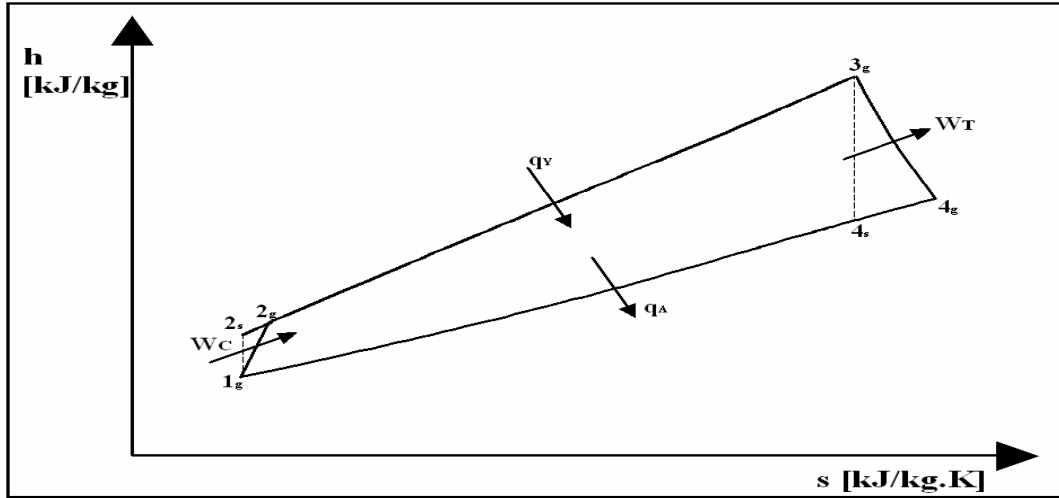
taranmış alanda ise, soğutma sistemi (yoğuşturucu – soğutma kulesi) ısı transferi ekserji kayıplarını tanımlar. Kazan ve soğutma sistemlerine uygulanacak ekserji dengesi ve minimizasyonu ile bu ekserji kayıpları en aza indirilerek çevrim verimi, ekonomik koşuldan elverdiği ölçüde (maliyet – performans analizi) maksimum düzeye çıkartılabilir. Bu analizler yükselen petrol fiyatları karşısında sürekli yapılıp, ısı – güç çevrim rehabilitasyon çalışmalarına gidilerek, elektrik fiyatlarındaki aşırı artışın azaltılmasına çalışılmalıdır.

Gaz ısı – güç çevriminin optimizasyonu

Basit bir gaz türbini sistem yapısı Şekil 2.19, bu sistemle ilgili gaz ısı – güç çevrimi (Brayton) Şekil 2.20’de $h - s$ diyagramında gösterilmiştir [18].



Şekil 2.19. Basit bir gaz çevrim ısı – güç santralinin (gaz türbini), sistem yapısı ve sistemi oluşturan elemanlar



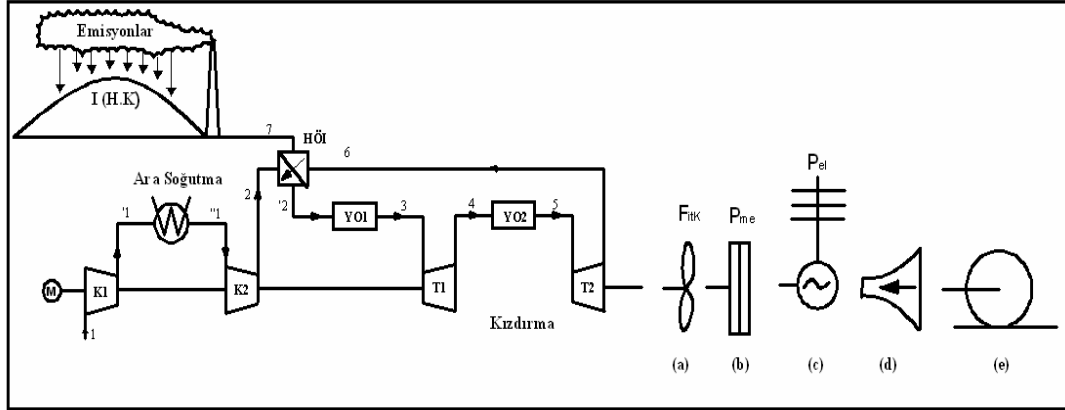
Şekil 2.20. Basit bir gaz ısı – güç çevriminin (Brayton) entalpi – entropi diyagramında gösterilmesi

Böl. 2.4.1’dekine benzer biçimde gaz ısı – güç çevrimi aşağıdaki gibi hesaplanır:

$$\eta_{BIGS} = \frac{\dot{W}_T - W_C}{Q_V} = \frac{m_{gt} \cdot W_T - m_{gk} \cdot W_K}{Q_{YO}} = \frac{(m_{gt} \cdot \Delta h_{ts} \cdot \eta_T) - (m_{gk} \cdot \Delta h_{ks} \cdot \eta_K)}{M_Y \cdot H_u \cdot \eta_{YO}} \quad (2.48)$$

$$= f(\eta_{YO}, \eta_K, \eta_T)$$

Burada; m_{gi} [kg/s]; yanma gazı (hava) debisini, Δh_{Ts} , Δh_{Ks} [kJ/kg]; gaz türbini ve kompresör izentropik entalpi farklarını, η_T , η_{Kom} ; türbin ve kompresörün ortalama izentropik verimlerini, η_{YO} ; yanma odası verimini (tersinmezlikler) gösterir. Eş. 2.48’de görüldüğü gibi gaz ısı – güç çevrimi, yanma odası, türbin ve kompresör kademeleri ekserji kayıpları tarafından etkilenen tümleşik (bileşik) bir verimi tanımlar. Buhar çevrimde olduğu gibi, gaz ısı – güç çevrim veriminin optimizasyonu için, kompresör, yanma odası ve türbin süreçlerine entropi dengesi uygulayıp, oluşan toplam entropinin (ekserji kaybı) uygun mühendislik yaklaşımları ile minimize edilmesi gerekir. Ara soğutma, yanma havası ön ısıtma ve ara kızdırma süreçlerini içeren genel yapıda bir gaz türbini sisteminin sistem yapısı ve uygulama alanları Şekil 2.21’de gösterilmiştir [18].



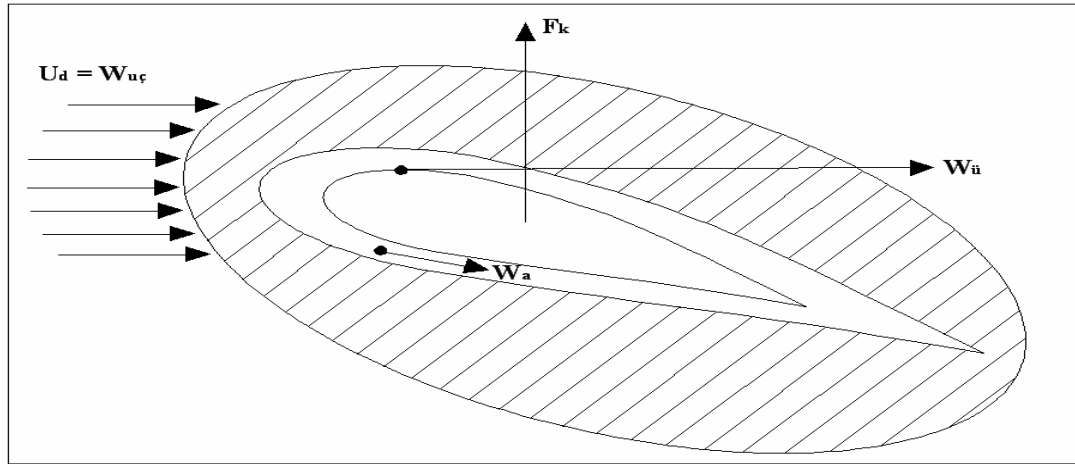
Şekil 2.21. Ara soğutma, yakma havası ön ısıtma ve kızdırma süreçlerini içeren genel yapıda bir gaz türbini sisteminin sistem yapısı ve uygulama alanları
 (a) Uçak, helikopter veya gemi motoru (pervane)
 (b) İş makinesi (dişli kutusu) (c) Elektrik üretimi (elektrik jeneratörü)
 (d) Jet motoru (lule) (e) Kara aracı motoru (teker)

Bu sistemi oluşturan ana elamanlarının (kompresör, gaz türbini, yanma odası, ısı geri kazanımı vb.) sayısı ve konumları değiştirilerek kullanım amacı doğrultusunda optimum yapıda yeni bir sistem oluşturulabilir. Gaz türbinlerinin başlıca kullanım alanları aşağıda sıralanmıştır (Şekil 2.21):

- i) Hava, deniz ve kara araçları için uygun itki gücü üreteçler (pervane, lule, teker) üzerinden itki kuvveti (tahrik) oluşturulması.
- ii) İş makineleri için dişli kutusu (şanzıman) mekanik enerji sağlanması.
- iii) Elektrik enerjisi üretimi (gaz çevrim ısı – güç santrali, GT).
- iv) Buhar çevrim üzerine (tepesine), gaz çevrimi biçiminde konumlanarak çok yüksek verimlerde elektrik üretiminde kullanılan kombine çevrim santralleri uygulaması.
- v) Isı ve elektriğin birlikte üretildiği gaz çevrim bileşik ısı – güç santrali uygulaması.

a) Gaz türbinlerinin ulaşım sistemlerinde itki sistemi olarak kullanılması

Hava, deniz ve kara ulaşım araçlarının hareketleri için gerekli itki kuvveti (tahrik gücü) Newton'un ikinci (etki – tepki) yasası uyarınca çevresel kütlelerin (hava, su, yer kulesi) ivmendirilmesi etkisine karşı sistemde oluşan tepki kuvveti, aracı ivlenmeye ters yönde aracı hareket ettirir. *Hava ulaşım araçlarında* (pervaneli uçak ve helikopterler, lüleli jetler) hava ivlendirme aracı olarak pervane ve jet kullanılır. Gaz ısı – güç çevrimi ile işletilen pervane ve jet çevreden veya yanma odasından aldığı hava veya yanma gazını geriye doğru ivmelendirir, bu ivmelendirme kuvvetine ($F = m * a$) ters yönde olan itme kuvveti ($F_{it} = - m * a$) ulaşım aracını illeri doğru hareket ettirir. Hava ulaşım araçlarının ayrıca yer yüzeyinden belli bir yükseklikte uçuş rotasına yükseltilmesi gerekir. Bunun için gerekli *yükseltme kuvveti* uçak kanatları aracı ile oluşur. Bir kanadın yükseltme kuvveti üreteç olarak kullanımı ve yükseltme kuvvetin oluşum mekanizması Şekil 2.22'de gösterilmiştir [1].

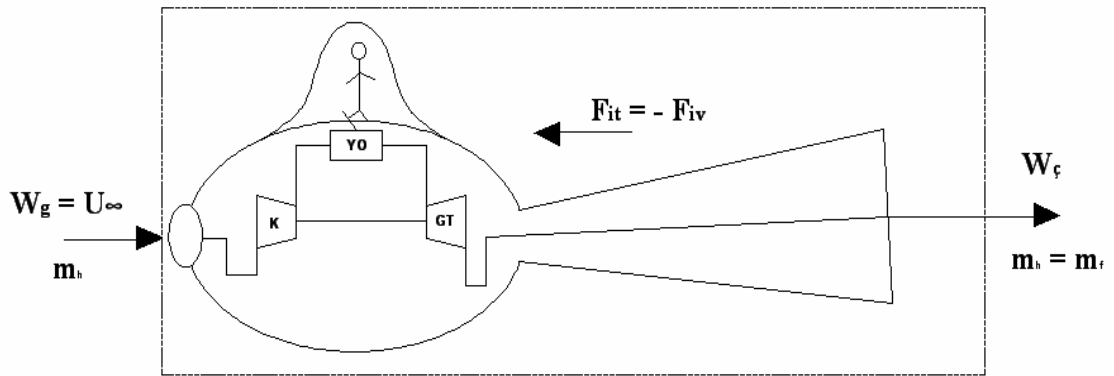


Şekil 2.22. Kanatların uçak kaldırma işlevi ve kaldırma kuvveti oluşum mekanizması

Şekil 2.22'de görüldüğü gibi $w_{uç}$ hızında uçan uçak duran kabul edilirse, $U_d = W_{uç}$ hızı ile kanada gelen homojen hava hız profili kanat tarafından deforme edilerek, kanat üstünde ivmeleme (hızlandırma), kanat altında yavaşlama işlevi ile kanat çevresinde Bernoli yasası uyarınca (hız – basınç ilişkisi) uçak kaldırma kuvvetinin oluşması için, kanat çevresinde uygun bir hız ve basınç profili oluşur. Kanat çevresinde basınç profiline uygulanacak bir entegrasyonun bir bileşkesi olarak,

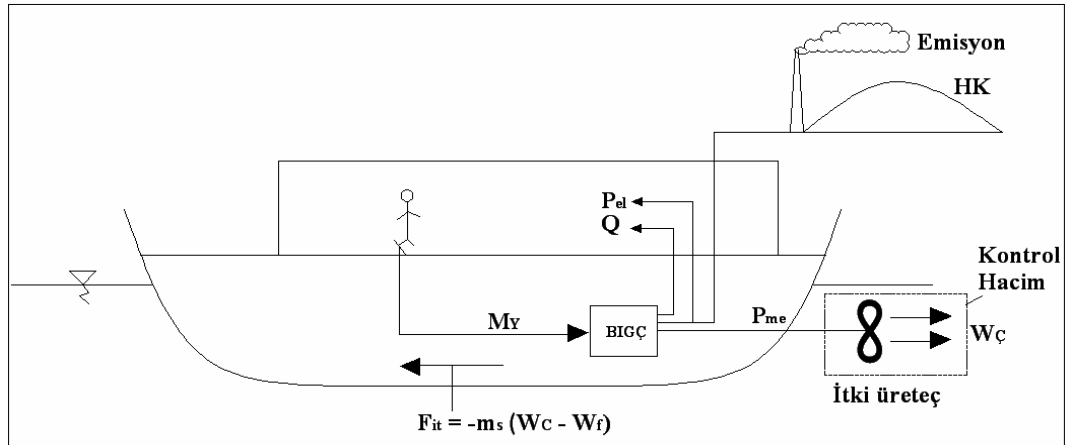
yukarı doğru yönlenmiş kararlı ve yetişkin bir kaldırma kuvveti oluşur. Kararlı bir kaldırma kuvveti oluşum işlemi kanat kontur yapısı optimizasyonu sağlar. Diğer yandan hava limanları uçak pistlerinin uçak kalkış yönlerinin hâkim rüzgâr yönüne doğru olması gerekir. Hava alanları tasarımında, 50 yıllık rüzgârgülleri (yönel hız dağılım eğrilieri) özellikleri, metrolojik, topografik koşullar ve stratejik veriler vb. birçok faktörler dikkate alınır.

Gaz türbinleri hafif olmaları, az yer kaplamaları ve uygun dinamik özellikleri (çeviklik) neden ile pervaneli uçaklar, helikopterler ve savaş jet uçakları için en uygun motor işlevi görür. Bir jet motorunun sistem yapısı ve itme kuvveti oluşum mekanizması Şekil 2.23'te gösterilmiştir [1].



Şekil 2.23. Bir savaş jet uçağı sistem yapısı ve sisteme uygulanan kontrol hacmi üzerindeki momentum değişiminin yarattığı itme kuvveti oluşumu

Deniz taşıtlarının hareketi: Çeşitli yüklerdeki deniz taşıtlarının (vapur, gemi, yük gemisi, transatlantikler, süper tankerler, hücum botlar) hareketi, hava taşıtlarına benzer biçimde, ortamında bulunduğu deniz suyunun pervane ile ivmelendirilmesi sonucu, ikinci Newton yasasına göre ters yönde oluşan tepki kuvveti ile sağlanır. Denizde hareket halindeki bir yük gemisinin sistem yapısı, itki üretimi ile ilgili enerji dönüşüm sistemi ve itki üreteç Şekil 2.24'te gösterilmiştir.



Şekil 2.24. Denizde hareket halinde bir yük gemisinde yakıt – itki kuvveti, enerji dönüşüm zinciri ve emisyonlar

Deniz taşıtlarında kullanılan yakıt – itki kuvveti üretim sistemini oluşturan enerji dönüşüm sistemi, genelde üçlü (P_{me} , P_{el} , Q) bileşik ısı – güç çevrimi biçiminde oluşturulur. Bir ada (otonom) enerji üretim – kullanım sistemi olan geminin, ısı – güç çevriminde oluşturulan mekanik enerji; geminin hareketinde, elektrik enerjisi geminin tüm elektrik gereksinimlerin karşısında ısı enerjisi ise geminin tüm ısıtma, sıcak kullanım suyu, pişirme, soğutma vb. birçok amaçlar için kullanılır. Küçük ve orta yükteki gemilerde içten yanmalı motor (Otto, Wankel, Deisel) çevrimli bileşik ısı – güç santralleri, büyük ve çok büyük yükteki gemilerde genelde buhar çevrim bileşik ısı –güç santralleri, hız istenen gemilerde ise gaz çevrim bileşik ısı – güç santralleri, hucum bot vb. yüksek manevre özelliği gerektiren çevik savaş gemilerinde ise yalnızca gaz çevrim bileşik ısı – güç santralleri kullanılır [1].

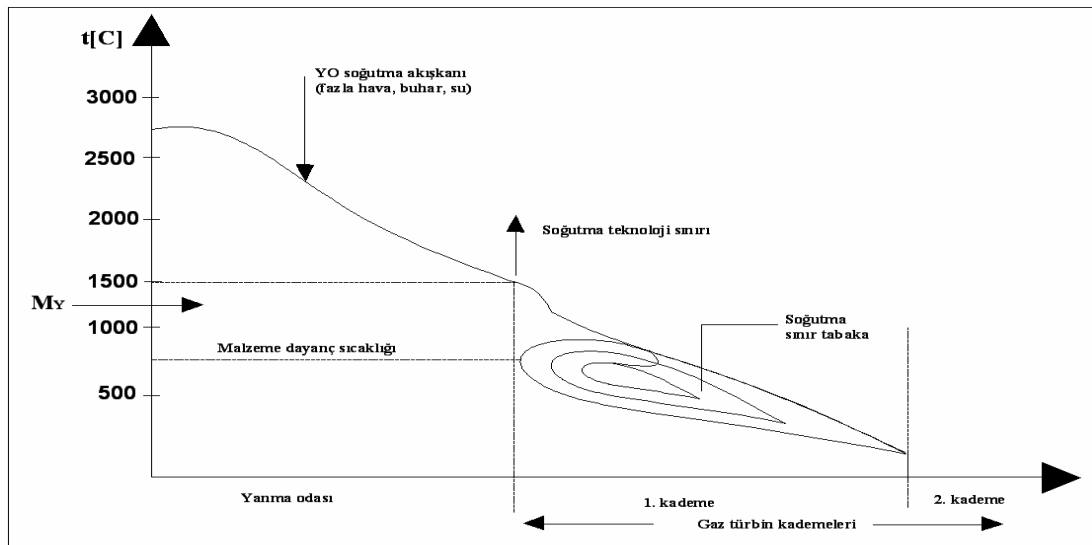
Kara taşıtlarının hareketi: Kamyon, otomobil, yarış arabası vb. gibi isimlendirilen küçük güçteki kara taşıtlarının tamamını yakınında içten yanmalı motorlar (Otto, Wankel, Deisel) çok amaçlı küçük bir bileşik ısı (Q) – güç (P_{me} , P_{el}) santrali biçiminde otonom enerji üretim sistemi olarak kullanılır. Önden çekmeli bir otomobilin, içten yanmalı motor bileşik ısı (Q) – güç (P_{me} , P_{el}) santral biçimindeki otonom enerji dönüşüm sistemi, araç itki kuvveti oluşum mekanizmesi ve emisyonlar Şekil 2.25’te basitleştirilmiş olarak gösterilmiştir. Üretilen mekanik enerji, teker (itki üreteç) üzerinden, yol sürtülme katsayısı yardımı ile yer kütlelerini geriye doğru ivmelendirmeye çalışır. Bu ivmelendirme çabasının ters yönde oluşturduğu reaksiyon

örneklerde gaz ısı – güç çevrimi sadece elektrik üretimi için kullanılır. İlleriki bölümlerde ayrıntılı biçimde açıklanacağı gibi, gaz türbinleri buhar türbinlerle beraber kombine çevrim çatısı altında temel ve değişken yük elektrik üretiminde artan bir hızla uygulanmaktadır ve uygulamaya da devam edilecektir. Gaz türbinleri egsoz gazı sıcaklığı çok yüksek olduğundan (400 – 500°C) bunkarın elektrik üretim verimine çok düşüktür ve tek başına elektrik üretimi için ekonomik bir özüm oluşturulmazlar. Yatırım maliyetlerinin ve işletme bakım onarım kolaylıkları neden ile gaz türbinleri, gaz çevrim bileşik ısı – güç santralleri biçiminde tüm ekonomik sektörlerde, uygun elektrik – yük oranlarında yoğun biçimde kullanılmaktadır [15].

d) Gaz türbinlerinin kombine çevrim santrallerinde kullanılması

Yakıtların enerji ve çevre ekonomisi yönünden en uygun biçimde kullanılabilmesi için, bunların giriş ekserjileri maksimum çıkış ekserjisi minimum olan ısı – güç çevrim santrallerinde kullanılması gerekir. Elektrik üretimi için başlıca iki temel ısı – güç çevrimi, yani, güç akışkanı yanma gazı (hava) olan *gaz ısı – güç çevrimi* ve güç akışkanı buhar olan *buhar ısı – güç çevrimi* bulunmaktadır. Isıl –güç çevrimi girişindeki ekserji değeri, güç akışkanın türbin girişindeki güç akışkanı sıcaklığına, çevrim çıkışındaki ekserjis ise, türbin çıkışındaki güç akışkanı sıcaklığına bağlıdır. Günümüz teknolojisindeki kanat soğutma ve kanat kaplama teknolojileri ile gaz türbini yanam gazı giriş sıcaklıkları 1500°C çıkarılabilmektedir. Bu nedele gaz türbini çok yüksek giriş ekserjili bir enerji dönüşüm sistemidir. Buna karşın gaz türbini yapısı gereği gaz genleşme sürecinde bu yüksek ekserjinin küçük bir bölümünü işe dönüştürebilmekte, geri kalan kısmı yüksek sıcaklıklarda (400 – 700°C) yüksek ekserjilei atık gaz biçiminde dışarıya atılmaktadır. Bu nedenle gaz türbini yüksek ekserji girdili ve yüksek ekssrji çıktılı, amaç doğrtusunda giriş ekserji koşulunu sağlayan ve çıkış ekserji koşulunu sağlayamayan bir sistem yapısına sahiptir. Gaz türbinleri kanat soğutma ve sıcaklığa dayalı malzeme teknoloji geliştirme çabalarına bağlı olarak giriş ekserjisinin sürekli biçimde arttırılabilme potansiyeline sahiptir. Bu bağlamda gaz türbinin önü yüksek sıcaklıklara doğru açıktır. Giriş ekserjisinin arttırımında en kritik türbin kanat kademesi birinci kademedir. Bu neden ile bu

kademedeki kanatların öncelikle, rotor mili ortasındaki kanaldan verilen soğuk kompresör havası, bu mil üzerine bağlanmış türbin kanatlarının içinde boydan boya oluşturulmuş, çıkışı kapalı kanalların yanma gazı girişine bakan kanat yüzeylerine kanat boyunca açılmış küçük deliklerden, yanma gazına karşı bu soğuk hava boşaltılır. Kanat başından dışa püsküren soğuk hava kanadın alt ve üst yüzeylerinde dağılarak tük kanadın etrafında yalıtım özelliği çok yüksek laminer bir soğuk hava sınır tabakası oluşturur. Sınır tabakası dışındaki güç akışkanı (yanma gazı) sıcaklığı 1500°C dolayında olmasına karşın, soğuk hava sınır tabakası nedeniyle kanat malzemesi bu sıcaktan pek etkilenmez ve kanat yüzeyindeki malzeme sıcaklığı sürekli, malzeme dayanç sınır sıcaklığının altında tutulur. Adiyabatik yanma koşullarında, hava fazlalık katsayısına göre yanma sıcaklığı 3000°C ve üzerinde olabilir. Güç akışkanı olarak kullanılan yanma gazlarının, gaz türbini tarafından istelinen ve gaz türbini kanat soğutma performansı tarafından belirlenen türbin giriş sıcaklığına düşürülmesi gerekir. Bunu için yanma odası çeşitli soğutucu akışkanlar (fazla hava, buhar, su vb.) ilavesi ile soğutulur. Gaz türbini soğutması yanma odası soğutması ve gaz türbini kanat soğutması olarak ele alınır. Bir gaz türbini yanma odasının ve gaz türbini kanatlarının soğutma yaklaşımları ve soğutma mekanizmesi Şekilk 2.26’da gösterilmiştir [19].

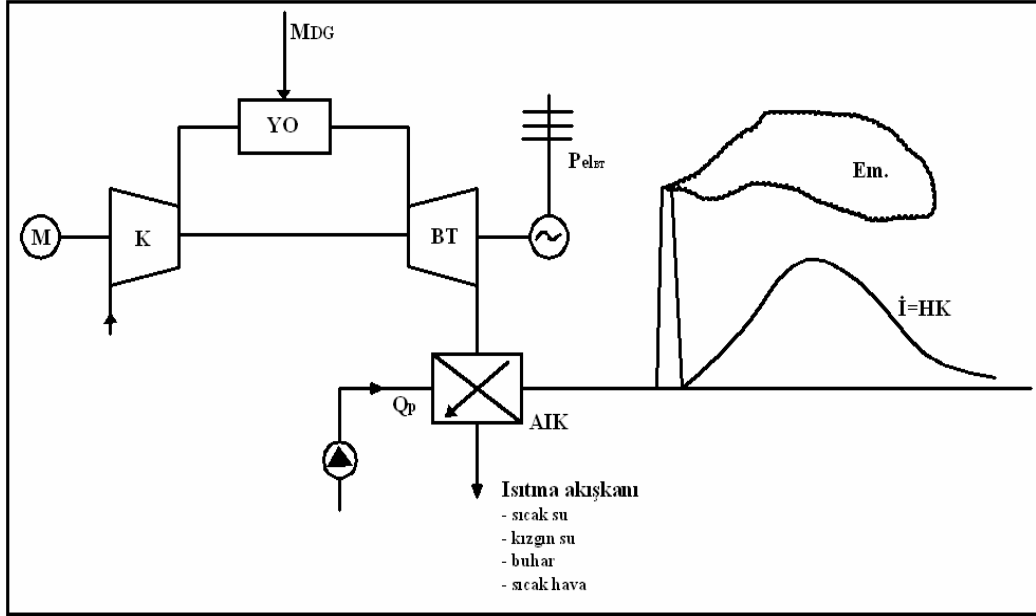


Şekil 2.26. Bir gaz çevrim ısıl – güç santralinde (gaz türbini) yanma odası ve türbin birinci kademe kanatlarının soğutulması, soğutucu akışkanlar ve soğutma mekanizmesi

e) Gaz türbinlerinin bileşik ısı – güç santrali olarak kullanılması

Tüm ekonomik sektörler süreçlerinde, genelde elektrik, mekanik enerji ve ısı enerjilerine çeşitli oran ve boyutlarda gereksinim duyulmaktadır. Elektrik enerjisi ulusal elektrik şebekesinden doğrudan satın alınabilmektedir. Mekanik enerjisi ise, sağlanan bu elektrik enerjisinden, elektrik motorlar üzerinden doğrudan verimli ve kolay bir biçimde elde edilebilmektedir. Özellikle ısıtma, kurutma, ısı işlem, soğutma vb. düşük sıcaklık (düşük ekserji) gerektiren prosesler için gerekli ısı doğrudan sağlanamadığı için, ayrı buhar kazanlı ısı santralleri kurulması ve işletmesi zorunlu olmaktadır. Burada yakıt (yüksek yakıt ekserjisi) kullanılarak yüksek sıcaklıklarda (1500°C) üretilen ısı çok büyük ısı transferi ekserji kayıpları (ekserji katlı) ile düşük sıcaklık (50 – 200°C) ısıtma akışkanına (sıcak su, kızgın su, düşük basınç doymuş buhar, sıcak hava vb.) üretilerek bu süreçlerin düşük ekserji ısı gereksinimlerini karşılanmaktadır. Böylelikle yüksek ekserjili yakıt ısısının elektriği alınmadan, sıcaklığı düşülerek düşük sıcaklık proseslerde kullanılması, günümüz kritik enerji koşullarında, enerji ve çevre ekonomisi yönünden kabul edilemeyecek bir durumdur. Yukarıda da belirtildiği gibi gaz türbini yanma odasında yakılan yakıtın elektriği alındıktan sonra, 300 – 600°C dolayındaki gaz türbini egsoz gazı, bu prosesler için gerekli ve uygun sıcaklıkta ısıtma akışkanı üretilir. Böylelikle yakıt ekserjisinin tümünden yararlanma, düşük sıcaklık ısı gereksinmesini karşılanmasında çevreye ilave olarak ek bir emisyon yayılmamaktadır. Böylelikle sistemin verimi artarak özgül yakıt maliyeti, yük faktörü artarak ta özgül amortisman maliyeti düşmekte ve böylelikle ısı ve elektrik enerjisi tek bir yatırım ile en ucuz biçimde birlikte üretilmektedir. Bu sistemde üretilen elektrik ve ısı enerjisi bir endüstriyel tesis veya tesislerde kullanılıyorsa, bu tesis *otoproduktör* bileşik ısı – güç santrali olarak ısımlendirilir [20].

Bir gaz çevrim bileşik ısı – güç santrali bağlantı ve akış şeması Şekil 2.27’de verilmiştir.



Şekil 2.27. Bir otoprodöktör gaz çevrim bileşik ısı – güç santralinin sistem yapısı, bağlantı ve akış şeması

Şekil 2.27’de görüldüğü gibi elektrik ve ısı kullanımı elektrik üretimine bağlı değildir. Diğer bir deyişle ısının kullanılmaması durumunda elektrik üretiminin durması söz konusu değildir. Bu sistemin toplam yatırım maliyeti düşük, işletme ve bakım onarımı kolay, yük değişim dinamik davranışı iyidir. Elektrik ve ısı yüklerinin çok küçük olduğu durumlarda gaz çevrim bileşik ısı – güç santrali yerine, içten yanmalı motor çevrim bileşik ısı – güç santrali uygulaması daha uygundur [21].

2.4.3. Isıl – güç santrali mekanik veriminin iyileştirilmesi

Isıl – güç çevrimi ile güç akışkanı ısısından elde edilen iş mekanik enerji biçiminde türbin elektrik jeneratörü ikilisinin bağlantı miline verilir. Bu bağlantı üzerinden türbinden elektrik jeneratör olan mekanik enerji akışında, bu bağlantıdaki yatak, dişli kutusu vb. diğer elemanlarda oluşan sürtünme kayıpları neden ile belli bir mekanik enerji kaybı oluşur. Mekanik verim üzerinden ifade edilen bu kayıplar yaklaşık %1 dolayındadır. Mekanik verimde $\eta_m = 0.99$ dolayında bulunur [12].

2.4.4. Elektro – manyetik güç çevrim veriminin iyileştirilmesi

Elektro – manyetik güç çevriminde mekanik enerji, jeneratör döner rotoru üzerinde oluşturulan elektro – manyetik alandan, stator üzerindeki sargılarda yaratılan indükleme süreci ile elektrik enerjisine dönüşür. Bu çevrim verimi uygulamada elektrik jeneratör verimi, kısa olarkta jeneratör verimi η_J olarak isimlendirilir. Bu çevrime katılan elemanlar; bakır sargıları, demir lamellerden oluşan sargı çekirdekleri vb.den oluşur. Bu nednle dönüşümde oluşan ekserji kayıpları ısıya dönüşerek, jeneratör soğutucu akışkanı (H_2 , hava, su vb.) üzerinden soğutma kulesine ordan da, atmosfere atılır. Böylelikle jeneratör sıcaklığı elektro – manyetik dönüşüm için uygun düzeyde tutulur. Jeneratör kayıpları, yapı elemanları özelliklerine göre; bakır kayıpları, demir kayıpları vb. diğer kayıplar altında sınıflandırılır. Elektro – manyetik çevrim optimizasyonu ise bu çevrimde oluşan çevrimsel entropi üretiminin minimizasyonu ile sağlanır. Bu konu elektrk mühendisliğinin uğraş alanına girmektedir. Günümüz jeneratörlerinde elektro – manyetik kayıpları genelde, %3 – 6 arasında jeneratör verimi ise $\eta_J = 94 – 97\%$ dolayındadır [15].

2.4.5. Isıl – güç santrallerinde iç tüketim verimlerinin iyileştirilmesi

Günümüz moderin ısı – güç santrallerinde, ısı – kütle aktarımı ve yakıt, besleme suyu, atık gaz koşullandırma vb. işlemlerde kullanılan tüm mekanik enerjiler, türbin çıkışından alınan elektrikle çalışan elektrik motorları üzerinden sağlanır. Yukarıda da belirtildiği gibi buhar ısı – güç çevriminde pompa işleri bu nedenle dikkata alınmamış, besleme pompalarının elektrikle çalıştırıldığı dikkata alınarak bu durum iç tüketim verimine yansıtılmıştır [16].

Yakıt hazırlama (kıırma, eleme, öğütme vb.), kül atma, yüksek kazan çekiş kayıpları nedeni ile yüksek fan güçleri gereksinimleri sonucu, en fazla iç elektrik enerjisi tüketen dolayısı ile en düşük iç tüketim verimine sahip olan ısı – güç santralleri, katı yakıt ısı – güç santralleri en yüksek iç tüketim verimine sahip olan santraller ise

doğalgaz yakıtlı santrallardır. Bu iç tüketim kömür kalitesine bağlı olarak değişmektedir. Nem – kül oranı ve ısı verimi düşük olan linyet yakıtlı santralların iç tüketim verimi, taş kömürlere kıyasla çok daha düşüktür. Yakıt ve yakma sistemi (ızgaralı, akışkan yataklı, brülörlü) türüne ve özelliklerine göre, iç tüketim verimi $\eta_{it} = 0.90 - 0.92$ arasında bulunur. İç tüketim verimini arttırmak için yüksek verimli aktarma organları ve diğer elemanlar (pompa, fan, kömür, kırıcı, değirmen, kül bandı vb.) ile yüksek verimli elektrik motorları ve kontrol sistemlerin kullanılması gerekir. Isıl – güç santral tasarımında, yatırım maliyetleri ve işletme koşullarda dikkata alınarak ekonomik yönden en yüksek verimli sistemlerin seçilmesine özen gösterilmelidir [1].

2.4.6. Trafo veriminin iyileştirilmesi

Isıl – güç santrali elektrik jeneratöründe üretilen elektrik 6 kV dolayındadır. Üretim gerilimi kullanım yeri gerilimine (iç tüketim) ve iletim hatları gerilimine dönüştürülerek bu elektrik enerjisi kullanım yerlerine ulaştırılır. Elektrik iletim kayıplarının azaltılabilmesi için iletim geriliminin olabildiğince yüksek tutulması gerekir. Günümüz interkonnekte elektrik şebekesinin iletim hatları gerilim düzeyleri; 380 kV (yüksek gerilim), 150 kV ve 66 kV (orta gerilim), 33 kV ve altı (düşük gerilim) iletim hatlarından oluşur. Dağıtım ve kullanım hatları ise 33 kV – 220 V arasında değişir. Elektrik enerjisinin gerilim dönüşümü, diğer bir tür elektro – manyetik çevrim özelliği taşıyan elektrik trafolarında oluşur. Elektrik jeneratöründe olduğu gibi trafolar da enerji kayıpları genelde bakır ve demir kayıpları türündedir. Elektro – manyetik çevrim süreçlerinde oluşan tersinmezlikler nedeni ile trafoda ekserji kaybını tanımlayan çevrimsel bir entropi üretimi söz konusudur. Isı biçiminde açığa çıkan ekserji kaybı, trafo sargılarında sıcaklığı artırır. Sistem ömrü ve uygun gerilim dönüşümü yönünden, trafo sargı soğutması ile bu ısı çevreye atılır. Trafolardaki çevrimsel entropi üretiminin minimizasyonuna dayanan, trafo verimin optimizasyonu uğraşısı elektrik mühendisliğinin uğraş alanına gider. Trafo verimleri $\eta_{tr} = 0.96 - 0.98$ dolayındadır [16].

3. ISIL – GÜÇ SANTRALLARIN TASARIMI

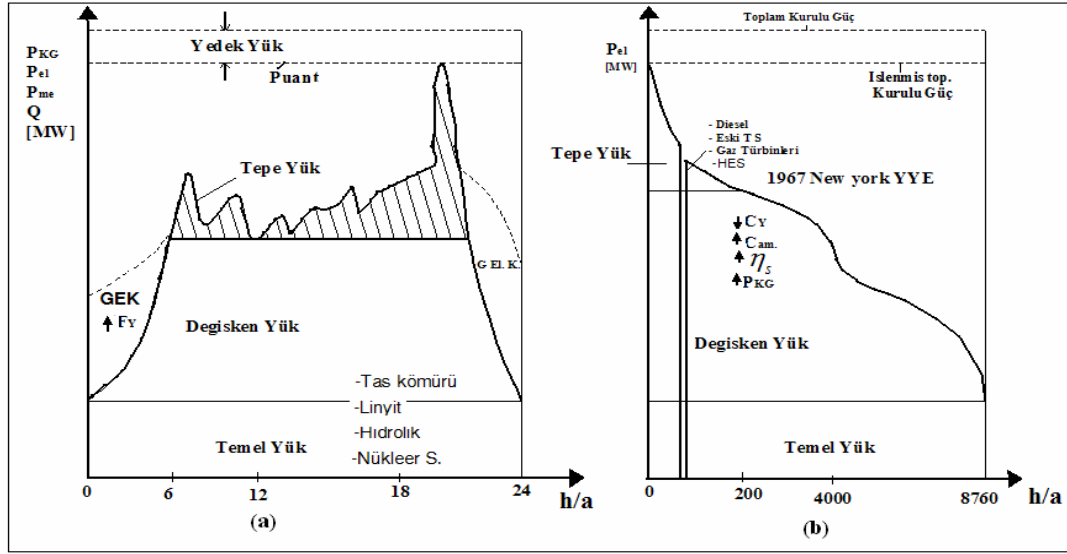
Isıl – güç santrallarının elektrik üretim maliyetleri, ve çevre yönetmelikleri yönünden işletmeye alınıp üretimlerini sürdürebilmeleri için birim elektrik maliyetinin minimuma ve sistemden atmosfere salınan emisyonların yönetmelik emisyon sınır değerlerine indirilmesi gerekir. Birim elektrik üretim maliyeti; yakıt fiyatı ve net santral verimi tarafından belirlenen birim elektrik 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 üretim maliyeti, tüm tasarım verileri dikkata alınarak ve bunların sistem verimine, yük faktörü ve yatırım maliyetlerine duyarlılıkları ve karşılıklı etkileşim optimum verileri göz önünde tutularak tasarımılanmış güç santral sistemi yapıları ile elde edilir [12].

Girdi (yakıt, yakma havası, besleme suyu, personal vb.) verileri, çıktı yük koşulları (temel yük, değişken yük, tepe yük), çevresel veriler (atmosfer, metrolojik ve topografik veriler) dikkata 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 (C_s , V, W, A), ısı, kütle transferi ve emisyon analizleri için gerekli elementer analiz (C, H, O, S, N), yakıt maliyeti, rezerv analizleri 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 3.1).



Şekil 3.1. Günlük (a) ve yıllık (b) elektrik tüketim yük eğrileri ve yük bölgeleri

Şekil 3.1’de görüldüğü gibi elektrik tüketim yük eğrileri, sosyo – ekonomik faaliyetlerine bağlı olarak günün ve yılın saatlerine göre değişir. Yük eğrileri; temel, değişken, 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 santrallerde verim ve elektrik üretim maliyeti pek önem taşımaktadır. Önemli olan bu yüklerin herhangi bir şekilde karşılanmasıdır. Yük faktörü güç santrali yatırımlarının ve verimlerinin belirlenmesinde başat rol üstlenir. Temel yük santralleri en yüksek yatırımlı maliyeti ve verime sahip, olabildiğince ucuz yakıt yakan santrallerdir. Değişken yük santral yatırımları temel yüke kıyasla daha düşüktür [4].

Çeşitli tür (fosil, nükleer, hidrolik) ve sayıdaki santraller yapılarına uygun yük bölgelerinde çalıştırılarak, her an ve her noktadaki toplam elektrik tüketimini karşılayacak biçimde birlikte elektrik üretirler. Bu tür oluşturulan elektrik üretim günlük ve yıllık yük eğrileri, şebeke frekansının $f = 50$ Hz düzeyinde tutulmasını sağlayacak biçimde, elektrik tüketim yük eğrilerine çakışması gerekir. Elektrik

üretim – tüketim yük eğrileri arasındaki sapma şebeke frekansının bozulmasına dolayısıyla ekonomik sektörlerde elektrik kullanılarak yapılan üretimlerde üretim kalitesinin azalmasına ve üretimin düşmesine neden olur.

3.1. Isıl – Güç Santral Tasarımında Mühendislik Yaklaşımı

Isıl – güç santral tasarımında aşağıdaki işlemler sırası takip edilir:

a) Isıl – güç santrali kullanım alanın, tür ve yük koşullarının belirlenmesi:

Günümüzde sadece elektrik şebekesi geliştirilmiş, çeşitli tür ve kapasitelerdeki güç santrallerindeki ürettiği elektrik bu şebekeye beslenmekte elektrik kullanıcılar gereksinim duydukları elektriği sabit frekansta bu şebekeden sağlıyorlar. Sadece elektrik üreten santrallara *güç santralleri*, ürettiği elektriği tamamen şebekeye besleyen güç santrallerine *şebekesel güç santralleri*, ürettiği elektriği bir *ada işletmesi* esasında şebekeye bağlı olmadan belli endüstri kuruluşlarını besleyen santraller ise *otoprüktör güç santralleri* olarak isimlendirilir. Isı ve elektriği birlikte üreten santrallara *bileşik ısı – güç santralleri (BIGS)* denir (Şekil 2.27) [12].

b) Isıl – güç santralinin kurulacağı yerin ve çevresel koşullarının belirlenmesi:

Yer seçiminde, çevrenin metrolojik, topografik, ulaşım, inversiyon ve hava kirliliği koşul ve özelliklerinin belirlenmesi gerekir. Buraya hava sıcaklığı, nemi, rüzgâr koşulları, su koşulları, deniz seviyesinden yükseklik vb. veriler dikkate alınmalıdır [12].

c) Yakıt özellikleri ve tedarik verilerin belirlenmesi:

Paragraf a ve b de elde edilen veriler dikkate alınarak yakıt türü (katı, sıvı ve gaz), yakıt özellikleri, tedarik koşulları (rezerv analizleri, yurtdışı tedarik bağlantıları vb.) belirlenir. Kurulacak bir termik santralin 30 – 60 yıl gibi bir süre işletmede kalacağı, hızlı artan yakıt fiyatlarına göre gerekli rehabilitasyon ve inoasyon çalışmalarının

yapılacağı göz önünde tutularak yakıt seçimi söz konusu yakıt verilerini kapsamlı biçimde ön değerlendirmeye tabi tutulmasına gerektirir [22].

d) Santral ve yakıt özelliklerine göre yönetmelik emisyon sınır değerlerinin belirlenmesi:

Tasarımlanan güç santralının işletme izni alabilmesi için işletme esnasında santraldan çevreye yayılan emisyonların yönetmelikte verilen sınır değerinin altında tutulmasının sağlanması ve bunların ölçümlere kanıtlanması gerekir. Kazanın çevresel tasarımı bu yönetmelik verileri göz önünde tutularak gerçekleştirilir [22].

e) Çevresel etki, değerlendirme (ÇED) raporu ile seçilen yerin uygunluğunun kanıtlanması:

Santral tasarım ve işletme verileri, kurulacağı yer ve bölgeyle ilgili metrolojik, topografik, çevresel (flora, fauna vb.) sosyal ve ekonomik veriler dikkata alınarak ÇED raporu hazırlanarak belirlenen yerde söz konusu santralin kurularak işletme ve emisyon izninin alınabileceğinin kanıtlanması gerekir. ÇED raporu sonuçlarına göre güç santralının türü, ısı performans (ısı – güç verimi, üretim kapasitesi) ve çevresel (emisyon yayma işletme özellikleri yakıt tür ve özellikleri belirlenerek, elektrik üretim maliyeti ve emisyon özellikleri yönünden en uygun sistem tasarımı ve optimizasyonuna geçilir [23].

f) ÇED raporu sonuçlarına göre kesin santral ısı – güç ve çevresel performans verilerinin belirlenmesi ve nihayi tasarıma başlanması:

Enerji verimliliği yani optimum yakıt kullanımı ısı – güç santrali net verimine, özgül yatırım maliyeti ise, ısı – güç santrali kurulu gücüne, çevresel ekonomiy (yatırım ve işletme kriterleri) doğrudan ısı – güç santrali net verimi ve kurulu güce, yani ısı – güç santrali performansına bağlıdır. Kurulu güç arttıkça ısı – güç santrali özgül yatırım maliyeti, baca gazı arıtma sistemleri birim emisyon yatırım ve işletme maliyetleri düşer. Bu nedenle ısı ve emisyon performans yönünden olabildiğince ısı

– güç santralı net veriminin ve kurulu gücün ekonomik yönden maksimum düzeye getirilmesi gerekir. Isıl performans optimizasyonu bir birilerine karşı yönde çalışan, termodinamik performans ve yatırım giderlerini (fayız, yıllık amortisman, firma, nakit akışı, vb.) belirleyen ekonomik optimizasyon tarafından belirlenir. Her ısı – güç verim arttırıma adımında, sağlanan yıllık yakıt giderlerindeki azalma, bu verim artışı için gerekli ek yatırım giderinin yıllık amortismanın üzerinde olduğu muddetçe, termodinamik verim artışına sürecine devam edilir. Ne zamanki yıllık yakıt gideri azalmasından kaynaklanan gelir, ek yatırım yıllık amortisman giderini eşit olduğu veya karşılamadığı durumda, termodinamik optimizasyon, ekonomik optimizasyon tarafından durdurulur ve optimizasyon işlemi orda bitirilir. Petrol fiyatlarındaki her artış, ısı – güç çevrim santral net veriminin arttırılması yani yeni bir ısı – güç performans optimizasyonu için yeni olanak sağlar. Bu mali olanak santral rehabilitasyon ve inovasyon çalışmalarının yapılmasını olanaklı kılar [23].

3.2. Isıl – Güç Santralleri Isıl ve Çevresel Performansının Optimizasyonu

Bölüm 3.1’de ısı performansın santral net verimi ve kurulu gücü tarafından tanımlandığını, çevresel performansın (yönetmelik sınır değerlerine uyumla ilgili yatırım ve işletme maliyetlerinin minimizasyonu) iyileştirilmesi ise doğrudan aynı şekilde net verim ve kurulu güce bağlı olduğu irdelenmiştir. Kurulu güç ÇED raporu sonucu, santralin kurulacağı yerdeki atmosferin ilave emisyon (emisyon, hava kirliliği) taşıma kapasitesine bağlıdır. Bu nedenle kurulma yerinde mevcut hava kirliliği ile kirlilik sınır değerrindeki, taşınabilir serbeset hava kirliliği oluşum yüküne karşı gelen ilave atmosfere salınabilecek emisyon miktarları (t/h) belirlenir. Buradan ise santralin o bölgede kurulabilecek maksimum kurulu gücünü belirler. Bunun sonunda santral ısı ve çevresel performans optimizasyonu kurulacak termik santralin net verim optimizasyonuna bağlıdır. Eş 2.37’de görüldüğü gibi, net ısı – güç santrali verimi yedi verimden oluşur. Bunlardan sadece ısı – güç çevrim verimi, santral tasarımı ve optimizasyonu ile ilgili başat bileşik verim ($\eta_{IGC} = f(\eta_K, \eta_T)$) ısı – güç çevrim verimidir. Bu ise kazan (buhar kazanı, atık ısı kazanı, gaz türbini yanma odası verimi, gaz ve buhar türbinleri kademe verimleri ve sistem yapıları ile

ilgilidir. Bu şekilde termik santral ısı çevresel opyimizasyonu, ısı – güç çevrimin oluşturan kazan (güç akışkanı üreteç) ve türbin (gaz ve buhar türbinleri kademesel izentropik) verimleri, kazan ve türbin sistem yapıların bir fonksiyonudur. Aşağıdaki bölümde güç akışkanı üreteç (kazan, yanma odası, atık ısı kazanı vb. yanma ve ısı – kütle transferi sistemleri) ve türbin (buhar ve gaz türbinleri), izentropik verimleri ve sistem yapıları ile ilgili optimizasyonlar her bir çevrim türü için ayrı ayrı incelenecektir [1].

3.2.1. Isıl – güç santralleri tasarım parametreleri

Isıl – güç santralleri tasarım parametreleri:

- a) Çevresel parametreler (yakma havası verileri, deniz seviyesinde yükseklik, ham su verileri vb.)
- b) İşletme parametreleri (güç akışkanı (buhar, yanma gazı) sıcaklık ve basınçları, debileri, besleme suyu sıcaklığı vb.)
- c) Sistem yapısal parametreler (güç akışkanı üreteç (kazan, AIK, yanma odası) ile gaz ve buhar türbinleri ile ilgili yapısal ve tasarımsal parametreler [12].

3.2.2. Isıl – güç santrallerinin tasarım parametrelerinin ısı – güç santrali çevrim verimi ve kurulu güce etkisinin analizi

Bu analizlere tasarım parametrelerinin, ısı – güç performansına duyarlılığı analizi olarak tanımlanır. Bu konularda bir asra varan ısı – güç santrali uygulamaları nedeni ile ve 1973 birinci enerji krizi ardından oluşan ve başlayan kritik enerji tedarik döneminde birçok çalışmalar yapılmıştır. Bu çalışmalar güncel petrol fiyatları ve sistem yapıları ve ısı performanslar dikkata alınarak, karşılıklı termodinamik ve ekonomik optimizasyonlar sonucu elde edilmiştir. Bu veriler dikkata alınarak tasarımılanacak bir ısı – güç santralının birincil (ham) optimum sistem yapısı ve parametre değerleri kabaca belirlenir. Bu ham optimum sistem yapısının

termodinamik ve ekonomik modellerinin oluşturulması, bu modellerin geliştirilen bilgisayar kodları ile yüksek performanslı günümüz bilgisayarlarında, gerekli sismilasyon çalışmaları yapılarak sistem yapısı ve işletme parametrelerinin, günümüz petrol fiyatları ve ilerye dönük petrol fiyatları projeksiyonları dikkata alınarak optimizasyon çalışmaları yapılır. Böylelikle 30 – 60 yıl çalışması ön görülen bir ısı – güç santralının, başlangıç veya kuruluş sistem yapısı oluşturulur, ilerde işletme ömrü boyuca yapılacak rehabilitasyon ve inovasyon çalışmaları ile ilgili iyileştirme ve optimizasyon problemleri de büyük bir zaman dilim içerisinde ortaya kurulmuş olur. Kuruluş aşaması optimum sistem yapısı belirlerken, bu yapının ilerde yapılacak rehabilitasyon ve inovasyon yatırımlarını bünyesinde kabul edebilecek ve onlarla enteger olabilecek biçimde esnek bir yapıda tasarlanıp optimize edilmelidir [12].

Tasarım parametrelerin sınırlandırılması ve ısı performans duyarlılığı

Tasarım parametreleri genel olarak üç gurup altında toplanabilir:

- a) Yakıtsal parametreler
- b) Çevresel parametreler
- c) İşletmesel parametreler
- d) Sistem yapısal parametreler
- e) Isıl – güç santralı net verimini oluşturan alt sistem verimlerinin artırılması

Bu parametreler ve bunların ısı performanslara (verim, kapasite) etkisi aşağıda ayrıntılı olarak incenmiştir.

Yakıtsal parametreler ve bunların sistem yapısı, sistem ısıl ve çevresel performansına etkileri

Tüm enerji dönüşüm sistemleri ham yakıt özellikleri ve işletme koşulları dikkata alınarak yakma sistemi, iş akışkanı üreteç (kazan, yanma odası vb.), ve türbin – jeneratör sistemi ve bunlarla ilgili donanımların genel yapısı belirlenir. İşletme koşulların hareketle, enerji dönüşüm sisteminin çalışacağı yük bölgesi (temel, değişken ve tepe yük) (Şekil 3.1) ve üretim (ısı – elektrik) kapasitesi veya kurulu gücü belirlenir.

Yakma sistemi ve kazan tasarımı, bunların ısıl ve çevresel performansı ve yük değişim dinamiği doğrudan yakıt özelliklerince belirlenir. Yakıtlar; katı (kömür vb.), sıvı (fuel oil vb.) ve gaz (doğalgaz vb.) yakıtlar diye üç guruba ayrılır. Kömür yakması en zor, emisyon ve hava kirliliği özelliği yüksek, yük değişim devranışı en yavaş, gaz yakıtlar ise yakması en kolay, temiz ve yük değişim dinamiği en hızlı olan yakıtlardır. Buna karşın kömür; dünyanın çeşitli yerlerinde dağılmış olması, rezervinin 200 yıllın olması ve fiyat yönünden en ucuz olması nedeni ile enerji dönüşüm sistemlerinin temel yakıtı özelliğın taşıır, kömürün yanması ve kömürlü enerji dönüşüm sistemlerinin tasarım işletme ve optimizasyonuna hâkim olan her mühendis, nükleer ve güneşsel yakıtlar olmak üzere tüm diğer enerji dönüşüm sistemlerine kolayca adopte olabilir. Katı ve sıvı yakıtların yakıtsal özellikleri birim kütle, gaz yakıtların ise birim Nm³ gaz hacmi esas alınarak ifade edilir. Enerji dönüşüm sistemi ısıl ve çevresel performans özelliği, sistem yapısı oluşturma, tasarım ve optimizasyon yaklaşımları, kullanılacak yakıtın ısıl, kül ve diğer yapısal özellikleri dikkata alınarak belirlenir [7].

Başlıca yakıt analiz türleri aşağıda grublanmıştır:

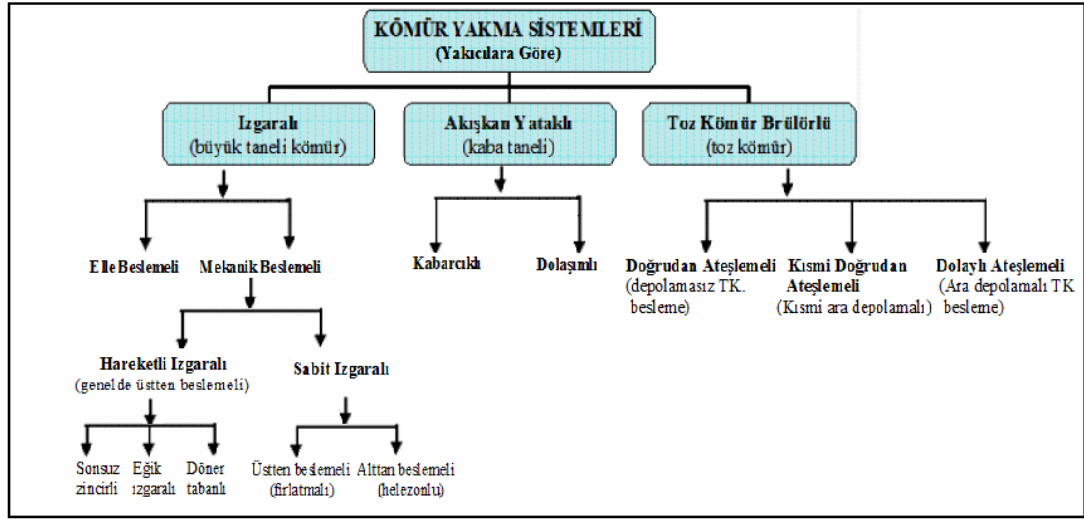
- Isıl değer analizi veya ısıl değer ölçüm ve hesaplanması: üst ve alt ısıl değer; H_o , H_u
- Yakıtsal bileşim analizleri; kaba (proximate), elementer (ultimate) analizler
- Kül analizleri; kül yumuşama ve ergime analizleri

- Ögütme indeksi (öğütülebilirlik) analizi
- TGA (yanma sürecinde sıcaklık ve kütle değişim analizi)
- Yakıt prozite vb. diğer analizler

Üst ısı değer (H_o) bomba kalorimetresi (gaz yakıtlarda kalorimetre) tarafından belirlenir. Yakıtın yanma ısısı veya brüt ısısı olarak tanımlanır. *Alt ısı değer (H_u)* yakıtın yararlanabilen net ısısı veya ısıtma ısısı olarak tanımlanır. Kazan ısıtma yüzeylerinin boyutlandırmasında bu değer kullanılır [14].

Kaba (proxmite) analiz; yakıtı oluşturan, değişik fiziksel ve kimyasal özelliklerdeki yakıt içeriklerinin (sabit karbon; C_s , uçucular; V, nem; W ve kül; A) kütle oranlarını gösterir. Kaba analiz *yakıt – yanma özelliğinin* belirlenmesinde ve bu yanma özelliklerini karşılayabilecek yakma sisteminin tasarımı ve belirlenmesinde kullanılır. Sabit karbon veya kok, büyük taneler (10 – 50 mm) ızgara üzerinde, orta taneler (0.1 – 10 mm) dolaşımli akışkan yatakta, ince (toz) kömür (30 – 300 μ m) kömür brülörleri yardımı ile yanma odsı hacminde, hacimde yanamayan ve kazan altında konulanan ızgara üzerine düşen kaba taneler ise ızgara üzerinde yakılma özelliğine sahiptir. Izgaralı ve akışkan yataklı kazanlar, tek yanma (ızgara, akışkan yatak) boyutlu olmasına karşın, toz kömür brülörlü kazanlar hacimde ve yüzeyde yakmalı iki boyutlu (bileşik veya kombine) yanma özellikli kazanlardır.

Sıvı ve gaz yakıtlar ise; hacimde yanmalı veya tek yanma boyutlu, brülörlü yakma sistemlerinde yakılan yakıtlardır. Kömür yakma sistemlerin sınıflandırılması Şekil 3.2'de verilmiştir [7].



Şekil 3.2. Kömür yakma sistemlerin sınıflandırılması

Yakıt elementer analizi; yakma sistemleri, kazan ve baca gazı arıtma sistemlerinin tasarımında ve boyutlandırılmasında kullanılır. Bu analiz verileri kullanılarak yanam hesapları; teorik özgül oksijen gereksinimi (O_{2min}), teorik özgül yakma havası (V_{hth}) özgül gerçek yakma havası (v_h), kuru ve yaş teorik özgül yanma gazı miktarı (v_{gthkr} , $v_{gthyaş}$) özgül gerçek yanma gazı miktarları (v_{gkr} , $v_{gyaş}$), yakma havası hacimsel debisi (V_h) yanma gazları hacimsel debisi ($V_{gyaş}$, V_{gkr}), yanam gazı sıcaklıkları vb. yanma gazı verilerinin hesaplanmasında kullanılır. Yanma gazı ve iş akışkanı termodinamik verileri kullanılarak, ısıtma yüzeylerinin (EKO, buharlaştırıcı (B), kızdırıcı (K), ara kızdırıcı (AK), hava ön ısıtıcı (HÖİ) vb.) tasarımı (biçimlendirme ve boyutlandırma) yanma gazlarını oluşturan, gaz (CO_2 , SO_2 , CO , NO_x vb.) ve partikül (toz, uçucu kok vb.) biçiminde bacadan atmosfere salınan hava kirletici maddeler emisyonlar diye anılır ve enerji dönüşüm sisteminin çevresel performansını (uyum) belirler [6].

Söz konusu emisyonlar kısmen hesaplanabilmesine karşın, sistem emisyon izninin, buna bağlı işletme izninin alınabilmesi için, çevreye yayılan emisyonların yönetmelik müsaade edilen sınır değerlerin altında olduğunun kanıtlanması ile ilgili olarak, bu değerlerin emisyon ölçümleri ile yöneliklere uygun biçimde belirlenmesi zorunludur.

Yakıtsal parametreler kazan tasarımında kullanılır. Bunlarla ilgili ayrıntılı tasarım ve ısı – çevresel performans ile ilgili ayrıntılı bilgiler ilgili literatürlerden elde edilebilir [24].

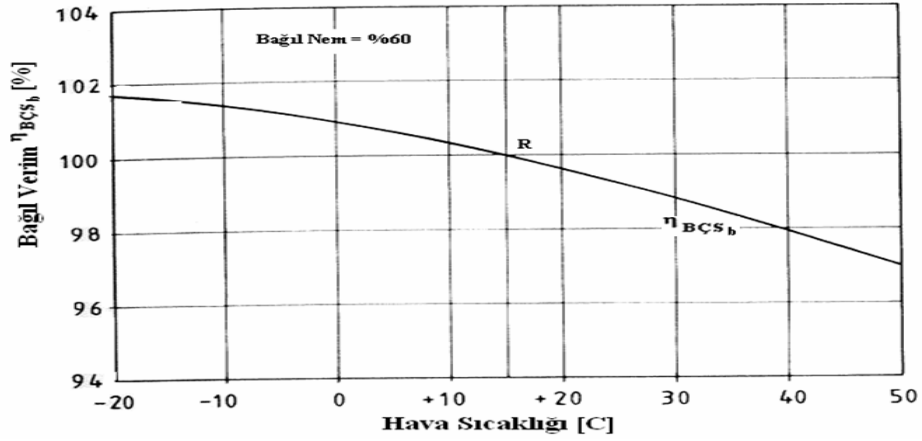
Başlıca çevresel tasarım parametreleri ve ısı performansın bu parametreler, duyarlılığı.

- Yakıtsal parametreler ve bunların sistem yapısı, sistem ısı ve çevresel performansına etkileri
- Dış (yakma) hava ile ilgili çevresel tasarım parametreleri (sıcaklık, basınç, nem, safsızlıklar vb.)
- Soğutma veya besleme suyu olarak kullanılan çevresel ham su özellikleri (yüzeysel su, yeraltı suyu, ırmak, göl ve deniz suyu sıcaklık, debi, safsızlık vb.)
- Sistem emisyon performansını etkileyen metrolojik veriler (yağış, rüzgar, inversyon, ısı radyasyon vb.)
- Sistem emisyon performansını etkileyen topografik veriler (topografik yapısal özellikler)

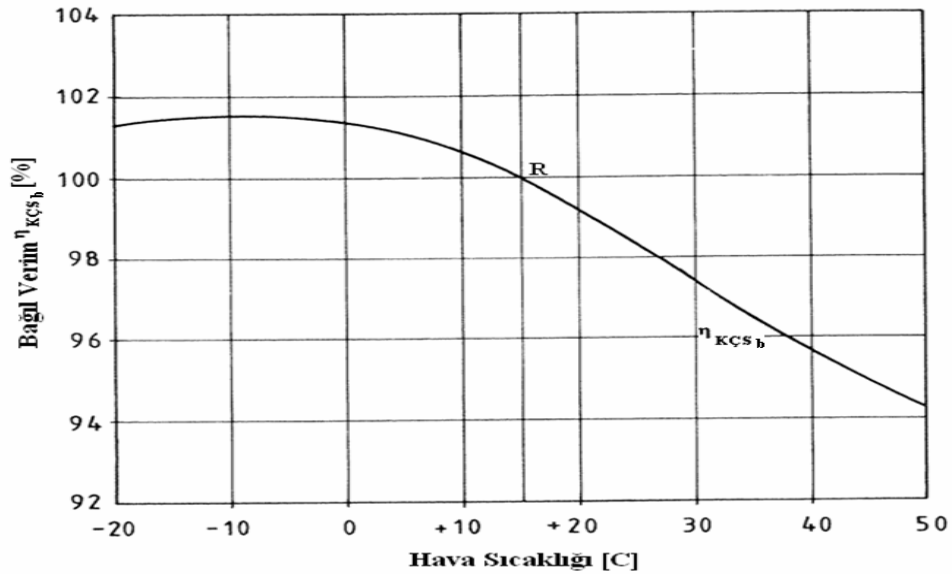
Dış hava verileri ile ilgili çevresel tasarım parametreleri ve sistem ısı ve çevresel performansına etkileri

i) Dış hava sıcaklığının ısı performansına etkileri:

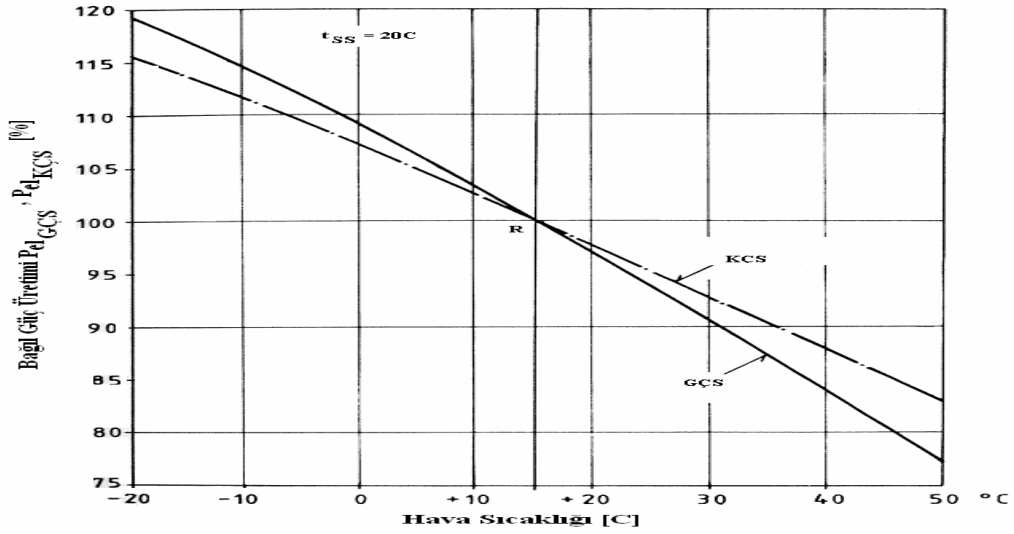
Doğrudan su soğutmalı bir kombine çevrim santrali bağlı veriminin hava sıcaklığına duyarlılığı Şekil 3.3'te gösterilmiştir. Aynı kombine çevrim santralının hava soğutmalı (kuru soğutma kulesi), olması durumunda bağlı verimin dış hava sıcaklığına duyarlılığı Şekil 3.4'te gösterilmiştir. Doğrudan su soğutmalı bir kombine çevrim santralında, gaz türbini (gaz çevrim santrali) ve kombine çevrim santralının bağlı güç üretimleri ve verimlerinin dış hava sıcaklığına duyarlılığı Şekil 3.5'te gösterilmiştir [11].



Şekil 3.3. Yaş (su soğutmalı) soğutma kulesine sahip, bir kombine çevrim santrali bağıl veriminin (η_{KCS_b}) hava sıcaklığına (t_H) göre değişimi (Referans: $t_H = 15^\circ\text{C}$, bağıl verim %60)



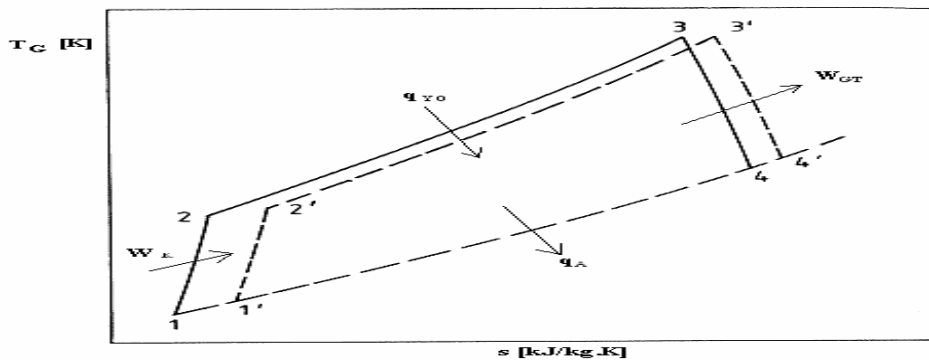
Şekil 3.4. Kuru (hava soğutmalı) soğutma kulesine sahip, bir kombine çevrim santralının bağıl veriminin (η_{KCS_b}) hava sıcaklığına (t_H) göre değişimi (Referans: $t_H = 15^\circ\text{C}$, bağıl hava nemi %60)



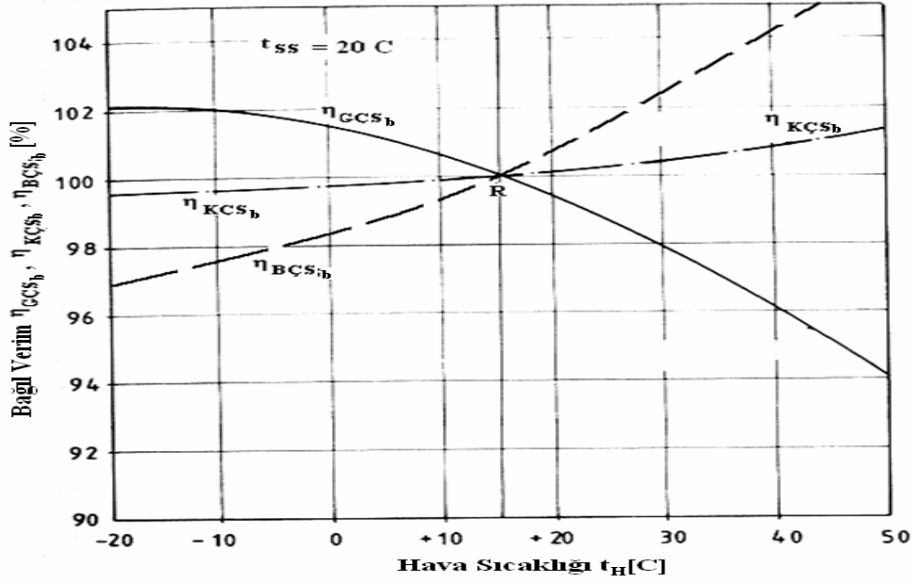
Şekil 3.5. Bir kombine çevrim tesisinde GÇS'nda ve KÇS'nın gaz çevrim santrali ve kombine çevrim santralının bağıl güç üretimlerinin ($P_{el-GÇSb}$, $P_{el-KÇSb}$) hava sıcaklığının değişim duyarlılığı
(Referans: $t_H = 15^\circ C$, $t_{SS} = 20^\circ C$)

Bir gaz çevrim ısıl – güç santralında (gaz türbini), gaz çevrim yapısının yakma havası giriş sıcaklığına (dış hava sıcaklığı) göre değişimi Şekil 3.6'da, kombine çevrim santrali ile ilgili bağıl verimlerin (gaz çevrim santrali, buhar çevrim santrali, kombine çevrim santrali) dış hava sıcaklığına (yakma havası) duyarlılığı Şekil 3.7'de gösterilmiştir [25].

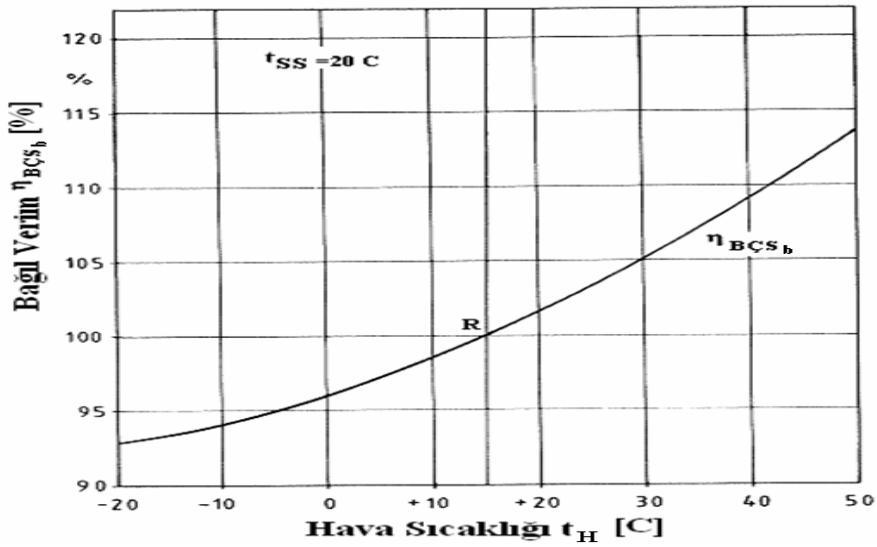
Bir buhar çevrim santralında (kombine çevrim alt sistemi), bağıl verimin dış hava sıcaklığına göre değişimi Şekil 3.8'de gösterilmiştir [11].



Şekil 3.6. İki farklı hava sıcaklığında (T_1 , T_1') GÇS'nın sıcaklık (T_G) – entropi (s) diyagramı



Şekil 3.7. Kombine Çevrim Santrali ile ilgili bağıl verimlerin (η_{GCS_b} , η_{BCS_b} , η_{KCS_b}) hava sıcaklığına (t_H) göre değişimi
(Referans: $t_H = 15^\circ\text{C}$, $t_{SS} = 20^\circ\text{C}$)

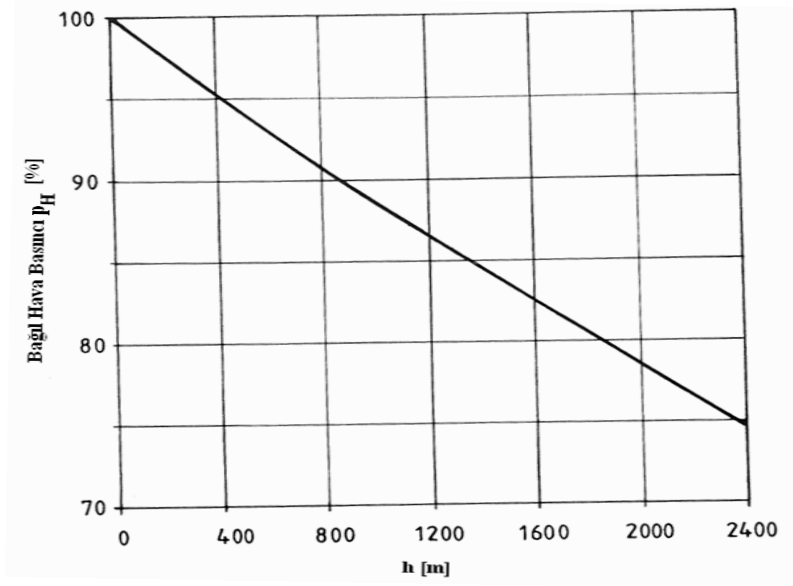


Şekil 3.8. Bir kombine çevrim tesisinde bağıl buhar çevrim santrali veriminin (η_{KCS_b}) hava sıcaklığına (t_H) göre değişimi
(Referans: $t_H = 15^\circ\text{C}$, $t_{SS} = 20^\circ\text{C}$)

ii) Yakma havası basıncı ve neminin sistem ısıl performansına etkileri

Yakma havası basıncının santral girinin denizden olan yüksekliğine (topografik yükseklik) göre değişimi Şekil 3.9'da verilmiştir. Dış hava basıncının düşmesi

yakma havası fanının hacimsel verimini düşürmekte ve elektrik tüketimini arttırmaktadır. Yakma havası nemi ise, yanmayı geçirtirmekte, baca gazı ısı kaybını arttırmaktadır. Bunu yanında yanma gazı özgül ısısı ve kütleli debisi de artmaktadır [11].



Şekil 3.9. Bağlı hava basıncının (p_{Hb}) deniz düzeyinden olan yüksekliğine (h_H) göre değişimi
(Referans: deniz seviyesinde $p_H = 1.013$ bar)

iii) Sistem ham su özelliklerinin tasarıma etkileri

Isıl – güç santrallerinde besleme suyu ve soğutma suyu üretimi için kullanılan ham su özellikleri (yüzeysel, yeraltı, göl, nehir, deniz suyu, debiler, sıcaklıklar, sertlik, organikler, alkler vb. tüm safsızlıklar) ısı – güç santrali yatırım ve işletme maliyetlerini, bakım onarım ve sistem ömrünü etkiler.

Ham suyun besleme suyuna dönüştürebilmesi için içinde bulunan organiklerin dinlendirme havuzlarında, sertlik yapan ve diğer minerallerin, anyon ve katyonların ilgili su hazırlama filtreleri ile (kum, anyon, katyon ve mixbed filtreleri) arıtılması gerekir.

Soğutma kulelerinde kullanılan soğutma suyunda bir ön arıtmalardan geçirilerek, yoğuşturucu da (kondenser) tıkanma, kışırılama vb. oluşumlar ile yoğuşma işleminin zorlaştırılarak santral verimi ve kapasitesinin düşmesinin önüne geçirilemez.

iv) Meteorolojik koşulların sistem ısıl ve çevresel performansına etkileri

Uzun dönemde belirlenen rüzgâr gölü ile tanımlanan rüzgâr özelliği, yağışlar (yağmur, kar, tipi vb.) nem, donma, sıcaklık ve basınç değişimleri, hava baskını (inverziyon) vb. özellikler başlıca meteorolojik tasarım parametrelerini oluşturur. Rüzgâr gölü hâkim rüzgar yönüne göre santral kentsel konumunun (santral emisyonunun şehir dışına doğru salınımı sağlayacak konumda) belirlenmesinde etkindir. Rüzgâr hızı baca çekişini arttırarak, baca yatırımının, hava fanları yatırım ve işletme maliyetini azaltılmasında etkilidir. Yüksek hava hızlarının bulunduğu yörelere konumlanmanın ısıl – güç santralin emisyonları çok geniş alanlara yayıldığı için (kirlilik seyreltilmesi) çevreye olan hava kirliliği katkı değeri en az düzeye iner. Çevresel ekonoymy yönünden bu durumun tasarımda ve uygulamada göz önünde tutulması önemlidir.

İnversyon olarak tanımlanan hava baskını, hava sıcaklığının doğal koşulların aksine, yükseklerle çıkıldıkça artması sonucu oluşur (Şekil 3.8). Bu koşullar meteorolojik ve topografik yapıya göre, yılın belli aylarında belli günlerinde belirli sayılarda oluşur. İnverson durumunda santral bacasından yayılan emisyonlar, bacadan çıkar çıkmaz doğrudan aşağı doğru eğilerek, emisyon = imisyon (hava kirliliği) olgusunu yaratır ve emisyonlar olduğu gibi solunum düzeyinde birikerek doğrudan insan akciğerine ulaşır. Bu ise çocuk ve yaşlılarda ölümlere tüm canlı ve bitkilerde ise olumsuzluklara neden olur [12].

v) Topografik koşulların sistem ısıl ve çevresel performansına etkileri

Vadi biçimindeki bir topografik konuma konumlanan bir ısıl – güç santralinin yaydığı emisyonlar, topografik yapıya bağlı olarak, inversyon koşullarda olduğu gibi doğrudan bir düngü ile solunum düzeyine döner ve doğrudan akciğerlere ulaşır hava

kirliliğinin önlenmesi için bacadan çıkan emisyonların serbest hava akımına boşaltılması gerekir. Bunun için baca yüksekliği ve yanma gazlarının bacadan çıkış hızları önemlidir. Bu nedenle enerji dönüşüm sistemleri bacalarının, yüzyıllardır yapıla gelen ısıl boyutlamalarının yanı sıra, 1960'lardan beri başlayan çevresel boyutlandırması gerekir. Çevresel baca boyutlandırması emisyon izninin ve buna bağlı olarakta üretim iznini alınabilmesi için yasal olarak zorunludur [23].

İşletme ile ilgili tasarım parametreleri ve sistem ısıl – çevresel performansına etkileri

Başlıca işletmesel tasarım parametreleri enerji dönüşüm sistemleri iş akışkanı (ısıtma akışkanı, güç akışkanı) ile ilgili verilerdir. Bu parametreler aşağıda verilmiştir:

- İş akışkanı giriş - çıkış sıcaklık, basınç, debisi, kuruluk derecesi ve safsızlıkları
- İş akışkanı ara süretsel sıcaklık, basınç, debisi, kuruluk derecesi ve safsızlıkları
- Isı geri kazanımı ile ilgili parametreler

a) Kazan besleme suyu giriş sıcaklığı

Buhar türbininde güç akışkanının (buhar) genleşme sürecine paralel olarak buhar hacimsel debisi ekspanansiyel biçimde artar. Ara buhar alınmaması durumunda, türbin kesit alanı dolayısı ile türbin kontörü bu ekspanansiyel artışa uymak zorundadır. Bu ise buhar türbin maliyetinin çok aşırı biçimde artması demektir. Bu nedenle yatırım maliyeti ve ekserji ekonomisi yönünden düşük ekserjili ara buharların türbinden alınarak besleme suyu ön ısıtmasında kullanması zorunludur. Bunun sonucu olarak besleme suyu kazan giriş sıcaklığının olabildiğince artırılması (150 – 250°C) yakıt tüketiminin azalmasına, dolayısı ile ısıl – güç santral verimin artırmasına sebep olur (Böl. 2.4.1). Petrol fiyatı arttıkça bu sıcaklığın, gerekli ilave ara buharlı besleme suyu ön ısıtma sistemleri yatırımı yapılarak arttırılmalıdır. Böylelikle kazanda kullanılan yakıt miktarı ve gideri azaltılmış olur [26].

b) Taze (kızgın) buhar sıcaklığı

Isıl – güç santralı veriminin arttırmak için kızgın buhar sıcaklığını olabildiğince arttırmak gerekir (Böl. 2.4). Bu sıcaklık artışına olan sınır, kızdırıcı çeliğinin sıcaklık dayancı tarafından konur. Gönümüz alaşımli çelikleri ile kızgın buhar sıcaklıkları 500 – 600°C dolayında bulunmaktadır. Uygun özellikte malzeme geliştirme çalışmaları ile bu sıcaklığın arttırması gerekmektedir. Bu nedenle yüksek sıcaklığa dayanıklı malzeme geliştirme, enerji dönüşüm teknolojilerinin başlıca Ar – Ge çalışm alanını oluşturur [1].

c) Taze buhar basıncı

Zorlanmış geçişli kazanların (Benson, Sulzer vb.) geliştirilmesi ile, buhar basıncına olan fiziksel sınır ortadan kalkmıştır. Kritik basıncın (225 bar) çok üzerinde basınçlara sahip buhar kazanları yapılabilmektedir. Burada sınır malzeme fiyatından kaynaklanan ekonomik bir sınır söz konusudur [1].

d) Ara kızdırıcı buhar sıcaklığı

Taze buhar için söz konusu olan sıcaklık ve basınç koşulları burada da geçerlidir.

e) Buhar debisi

Buhar basıncında olduğu gibi, zorlanmış geçişli kazanların uygulamaya konulması ile buhar debisine olan fiziksel sınır ortadan kalkmıştır. Burada ekonomik sınır söz konusudur. Gönümüzde buhar debileri 4000 t/h aşan kapasitelerde buhar kazanı üretilmektedir.

f) Buhar kuruluk derecesi

Buhar çevrim ısı – güç santrallerinde kızgın buhar kullanılmaktadır. Türbinde genişleme süreci ile buhar sıcaklık ve basınç düşürerek, buhar içerisinde su damlacıkları oluşmakta ve kuruluk derecesi 1'in altına düşmektedir. Düşük basınç türbin bölümünde, su tanecikleri nedeni ile kanat titreşimlerinin malzeme yorulmalarının önlenmesi için, buhar kuruluk derecesinin 0.85'in üzerinde tutulmalıdır [26].

g) Buhar safsızlıkları

Buhar içinde sistem verimini, işletme ömrünü ve ekonomisini olumsuz yönde etkileyen gaz (O_2 , CO_2 , vb.) ve partikül biçiminde (Ca, Mg, vb. bileşenleri) safsızlıklar bulunmaktadır. Kazanda degazör uygulaması ile gaz biçimindeki safsızlıklar ve ham su özellikleri için uygun besleme suyu hazırlama sistemi uygulamaları ile partikül biçimindeki safsızlıkların kazana girmelerinin önlenmesi gerekir (Şekil 3.17)

h) Baca gazından ısı geri kazanımı

Baca gazı sıcaklığı, hava ve su ön ısıtma uygulamaları ile olabildiğince düşürülüp ısı geri kazanımı yapılmalıdır. Baca gazı sıcaklığı; yakıt – kükürt oranına ve baca gazı O_2 ve SO_2 (SO_3) oranlarına bağlı kazan çiy noktası (yoğuşma sıcaklığı) tarafından aşağı doğru sınırlanır. Bu sıcaklık doğalgazda $100^\circ C$ 'a, kömürde, $130^\circ C$ 'a ve fuel oilde ise $150 - 200^\circ C$ 'a kadar düşürülebilir [1].

Sistem yapısal parametreler ve bunların ısı ve çevresel performansa etkileri

karnotizasyon yaklaşımı ile ısı – güç çevrimi optimizasyonunda (Böl. 2.3.) çevrimle üst ve alt sıcaklık arasındaki eksik alanların, sanal çevrimlerle doldurulup, ekserji kayıplarının minimizasyonu dolayısıyla, bu sanal çevrimlerde çevrimsel entropi

üretimlerin minimum olması gerektiği incelenmiş, bu yaklaşım bazı alanların büyütülmesi, bazı alanların küçültmesi ifade edilmiştir. Bunun sonucunda, gerçek ısı – güç çevrimine eşdeğer Carnot çevriminde, ortalama yüksek sıcaklığın olabildiğince arttırması (yüksek sıcaklık deposu tarafı entropi üretim azaltılması) ve ortalama alçak sıcaklığın ise olabildiğince düşürülmesi (düşük sıcaklık tarafı entropi üretiminin minimizasyonu) gerektiği görülmüştür. Buna bağlı olarak yüksek ve alçak sıcaklık deposu tarafında sistem yapısal önlemlerin alınması gerekir [12].

a) Yüksek sıcaklık deposu tarafı ekserji geri kazanımı yöntemleri

Bu yöntemler, aşağıda verilmiştir:

- Buhar çevrim güç akışkanında besleme suyunun çeşitli kademelerde türbin ara buharları ile ön ısıtılması. Günümüz petrol fiyatlarında kademe sayısı 7 – 8 dolayındadır.
- Gaz çevrim güç akışkanının (hava) kompresör giriş sıcaklığının çeşitli kademe ara soğutma uygulaması ile kömpresör işin azaltılması.
- Gaz çevrim güç akışkanı yanma odası giriş sıcaklığını, baca gazı duyulur ısısı ile hava ön ısıtıcıda (HÖİ) arttırarak, yanma odasında kullanılan yakıt miktarının azaltılması.
- Buhar ve gaz çevrim güç akışkanlarına çeşitli kademelerde ara kızdırıcı uygulaması ile ekserji düzeyinin yükseltilmesi.

b) Alçak sıcaklık deposu tarafı ekserji geri kazanımı yöntemleri

Bu yaklaşım yoğuşturucu basıncını minimum düzeye indirerek ısı – güç santrali üretim kapasitesinin en üst düzeye çıkarılacak soğutma sistemi (yoğuşturucu – soğutma kulesi) uygulamasının sağlanması.

Isıl – güç santrali net verimini oluşturan ısı – güç çevrimi dışındaki diğer alt sistem verimlerinin artırılması

Eş. (2.37)'de görüldüğü gibi bu verimler:

- Yakma sistemi verimi (η_V)
- Kazan verimi (η_K)
- Güç akışkanı hat verimi (η_H)
- Türbin verimi (η_T)
- Mekanik verim (η_M)
- Jeneratör verimi (η_J)
- İç elektrik tüketim verimi (η_{it})
- Trafo verimi (η_{tr})

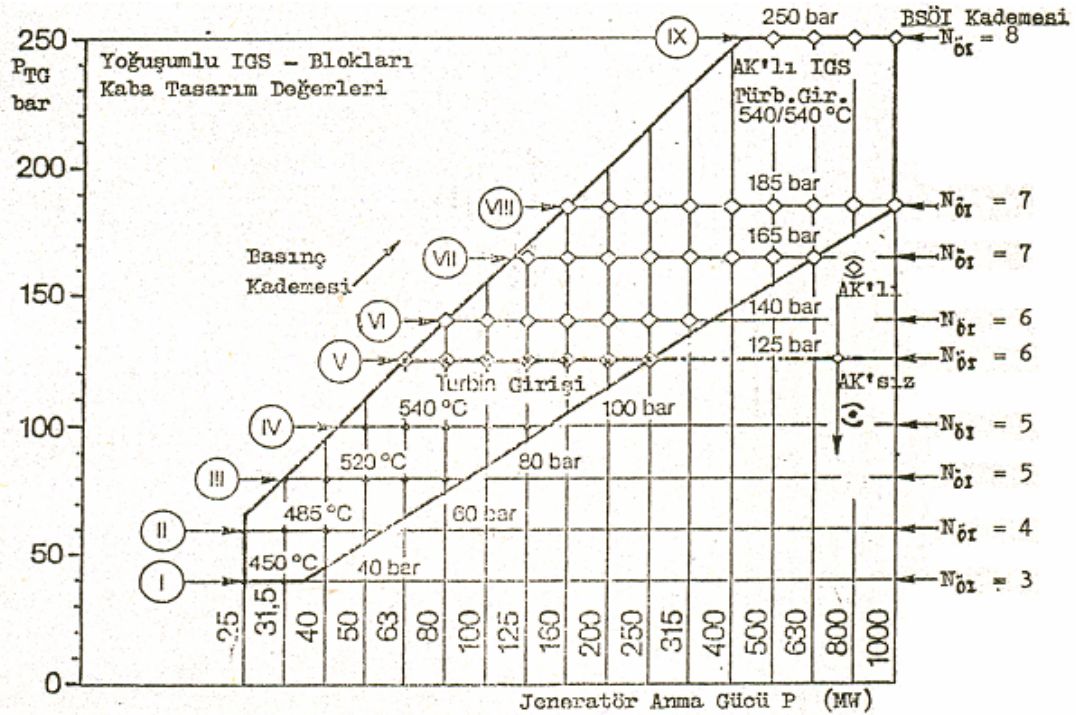
Tüm bu sistem verimleri ilgili yapımcı firmaların sorumluluğundadır. Enerji verimliliğinin artırılması ve küresel ısınmanın artış hızının azaltılması için tüm bu tür sistemlere, ilgili yönetmelik ve standartlar tarafından minimum verim belirlenmiş, verim maksimizasyonunu teşvik etmek için enerji tüketim sertifika yöntemini getirmiştir. A tipi elektrik tüketim belgesi olan bir ürün en az elektrik tüketmekte ve verimi maksimum düzeydedir. A'dan uzaklaştıkça elektrik tüketim artmakta ve verimleri düşmektedir. Isıl – güç santrali tasarım, imalet ve montaj aşamalarında, yatırım maliyetleri dikkata alınarak olabildiğince A enerji sertifikalı ürün kullanımına özen gösterilmelidir [12].

3.3. Isıl – Güç Santralinde Isıl – Güç Çevrimin Optimizasyonu ve En Uygun Sistem Yapısının Belirlenmesi

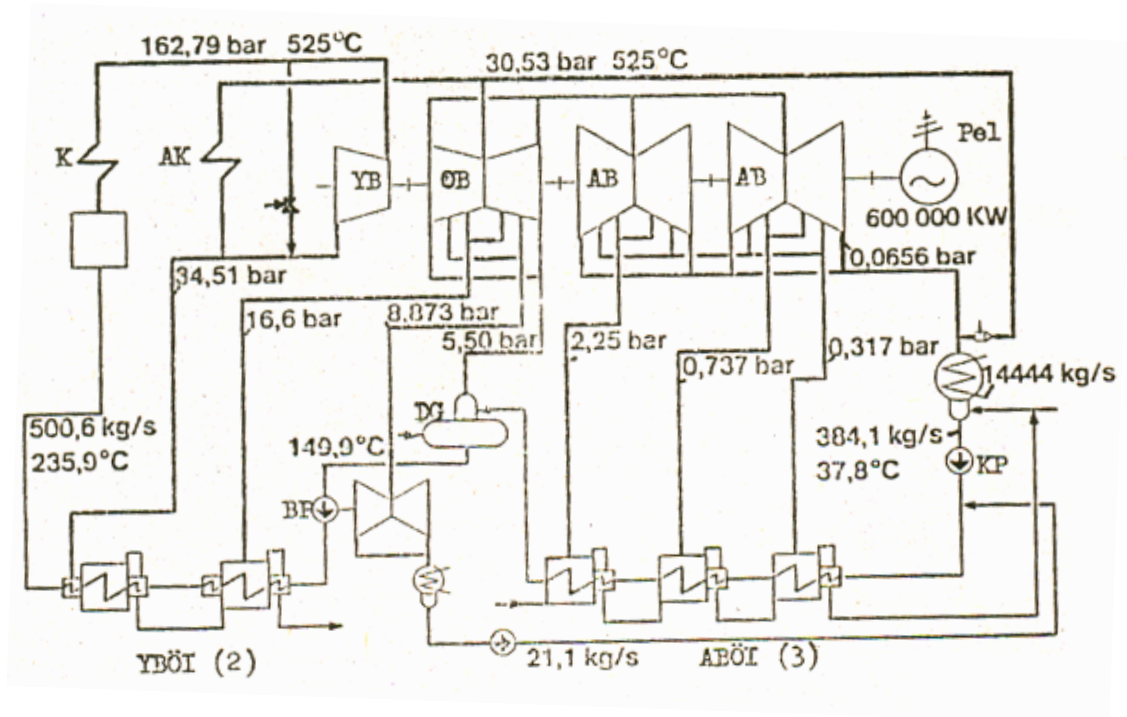
3.3.1. Buhar çevrim ısı – güç santrali çevrim ve parametre optimizasyonu

Buhar çevrim ısı – güç santralinde çevrim optimizasyonu

Bu işleme başlamadan önce günümüz petrol fiyatları tarafından belirlenen birincil (ham) optimum sistem yapısı, yük koşullarına ve kapasiteye göre önceden kabaca belirlenir. Bu amaca yönelik olarak, tasarıma yeni başlayan mühendisler tarafından başlangıçta, daha önce santral firmaları tarafından geliştirilen, tasarım abaklarını kullanılabilir. Böyle bir tasarım abağı, 25 – 1000 MWe kurulu güç bölgesi, 40 – 250 bar türbin giriş basınçları, yoğuşturucu basıncı 0.04 bar esas alınarak oluşturulmuş ve Şekil 3.10'da verilmiştir. Bu tasarım abağının kullanmasının anlaşılır hale getirilmesi ve tasarım abağı ve sistem yapısı ilişkisini ortaya koymak için optimizasyonu yapılmış ve hesap sonuçları şekil üzerinde verilmiş bir ısı – güç santrali sistem yapısı Şekil 3.11'de verilmiştir [12].

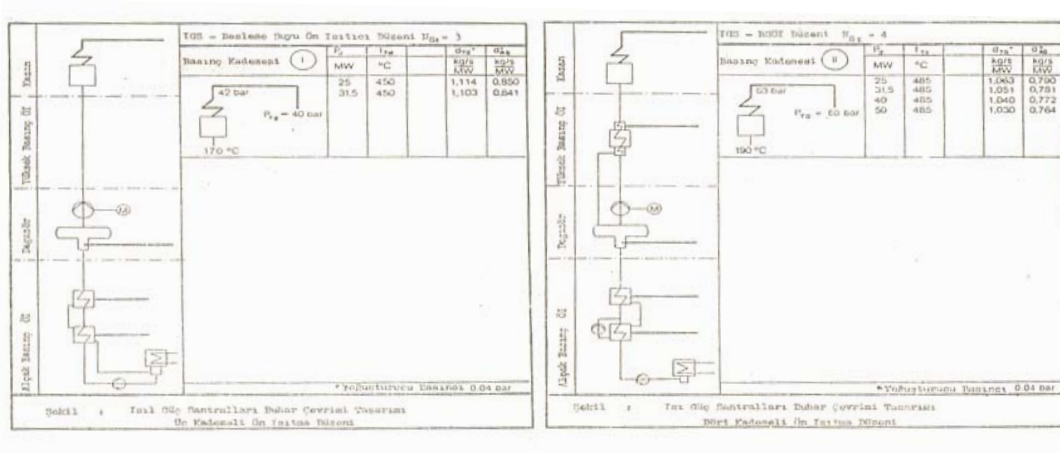


Şekil 3.10. Buhar çevrim ısı – güç santrali başlangıç veya birincil (ham) optimum sistem yapısının belirlenmesinde kullanılan tasarım abağı



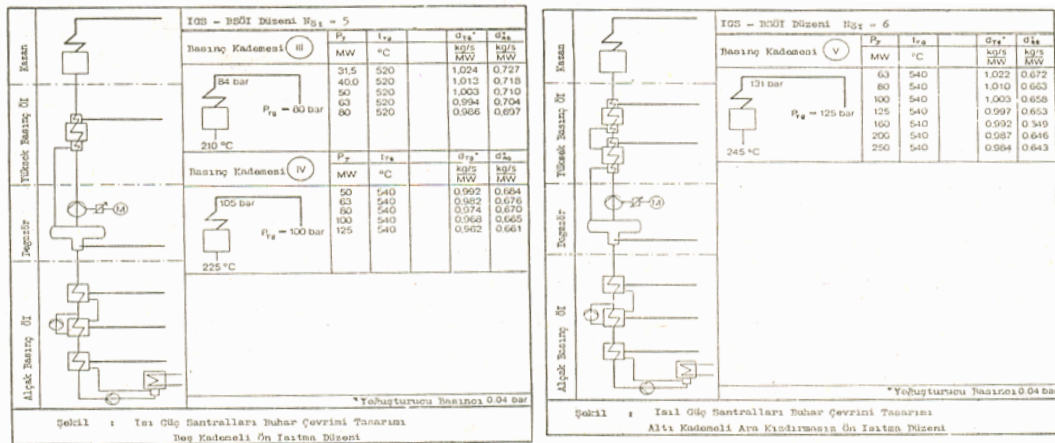
Şekil 3.11. Tasarım abağından 600 MWe kurulu güçteki bir ısı – güç santrali için belirlenen VII basınç kademeli bir ısı – güç santrali sistem yapısının akış ve bağlantı şeması

Şekil 3.10’da görüldüğü gibi sistem tasarım bölgesini gösteren kapalı bölge kalın çizgilerle çerçevesi çizilmiştir. Elektrik – yük eğrisinde temel yük bölgesinde çalıştırılacak büyük yatırımlı ve yüksek verimli ısı – güç santralleri tasarım bölgesinin üst sınırına, düşük yatırımlı ve düşük verimli tepe yük ısı – güç santralleri ise ilgili bölgenin olabildiğince alt sınırına yakın seçilmelidir. Değişken yük santralleri tasarım bölgesinin ortalarında bulunur. Tasarım bölgeyi Roman rakamları ile gösterilen dokuz basınç kademesine ayrılmıştır. Beşin üzerindeki basınç kademelerinde ara kızdırma uygulanmaktadır. Beş basınç kademesine kadar besleme suyunun ara buharla ön ısıtma basınç kademesi N_{01} altıya kadar bunun üzerindeki basınçlarda ise daha yüksek kademeler seçilmektedir. Bu tasarım abağının 1980 öncesi petrol fiyatlarının çok daha düşük olduğu dönemlerde oluşturduğu göz önünde tutulmalıdır. Tasarım abağında görüldüğü gibi taze buhar sıcaklığı 450 – 540°C aralığında bulunmaktadır. Aynı şekilde kızgın buhar sıcaklığı da 540°C’de sınırlandırılmıştır. Her bir basınç kademesi için ısı – güç santrali sistem yapısı akış ve bağlantı şeması ayrı ayrı belirlenmiş Şekil 3.12’de verilmiştir [12].



(a)

(b)

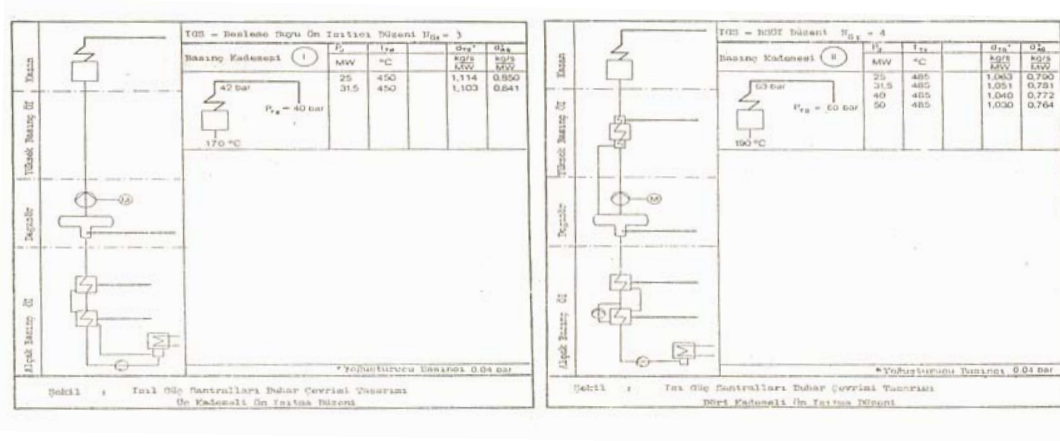


(c)

(d)

Şekil 3.12. Isıl – güç çevrimi basınç kademesine bağlı olarak santral sistem yapısı, sistemi oluşturan elemanlar, sistem akış ve bağlantı şeması

- (a) I nolu basınç kademesi için çevrim sistem yapısı, akış ve bağlantı şeması
- (b) II nolu basınç kademesi için çevrim sistem yapısı, akış ve bağlantı şeması
- (c) III - IV nolu basınç kademesi için çevrim sistem yapısı, akış ve bağlantı şeması
- (d) V nolu basınç kademesi için çevrim sistem yapısı, akış ve bağlantı şeması



(e)

(f)

Şekil 3.12 (Devam). Isıl – güç çevrimi basınç kademesine bağlı olarak santral sistem yapısı, sistemi oluşturan elemanlar, sistem akış ve bağlantı şeması (e) V - VI nolu basınç kademesi için çevrim sistem yapısı, akış ve bağlantı şeması, (f) VII - VIII nolu basınç kademesi için çevrim sistem yapısı, akış ve bağlantı şeması

Şekil 3.11’de verilen termik santral çevrim yapısı, ucuz petrol fiyatı döneminde yatırım maliyetinin etken olduğu sistem yapısını yansıtmaktadır. Tasarım abağından günümüz petrol fiyatları gereği, santral sistem yapısı oluşturulsa, en aşağı VIII basınç kademeli bir sistem yapısının seçilmesi gerekirdi. 600MWe kurulu güç için bu durumda taze buhar basıncının 185bar, kızgın buhar sıcaklıklarının 540°C, ara buharv ile besleme suyu ön ısıtma kademesinin $N_{ö1} > 7$ olması gerekirdi. Yakıt fiyatı ucuz olduğundan, yatırım fiyatı olabildiğince aşağı çekilmesi için taze buhar basıncı 162.79bar, taze buhar sıcaklığı 525°C, $N_{ö1} = 6$ seçilmiştir.

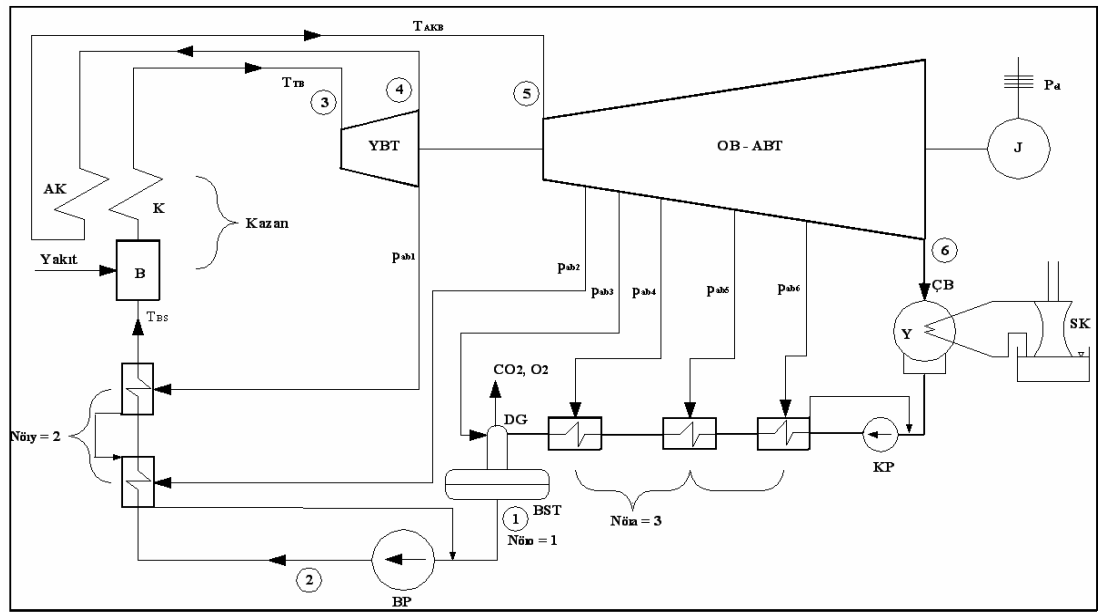
i) Başlangıç ve birincil (ham) optimum sistem yapısının oluşturulması

Kurulu güç P_{kg} [MWe], elektrik – yük eğrisinide çalışma bölgesi dikkata alınarak tasarım abağından (Şekil 3.10), ilgili santralin başlangıç basınç kademesi ve buna bağlı çevrim sistemsel yapısı ve çevrim akış ve bağlantı şeması belirlenir (Şekil 3.11) ve çizilir. Buna bağlı olarak Şekil 3.11’deki gibi tasarılacak sistemin birincil sistem yapısı çizilir, Şekil 3.11’den elde edilen taze ve kızgın buhar sıcaklık ve basınçlara bu şekil üzerine yazılır. Şekil 3.11’den elde edilen ısıl – güç santrali özgül

taze buhar debisi, $m_{tb} [\frac{kg}{s}]$, özgül ara kızdırıcı buhar debisi $m_{ak} [\frac{kg}{s}]$ ve özgül türbin çıkış – yoğuşturucu giriş debisi $m_{yg} [\frac{kg}{s}]$ belirlenir.

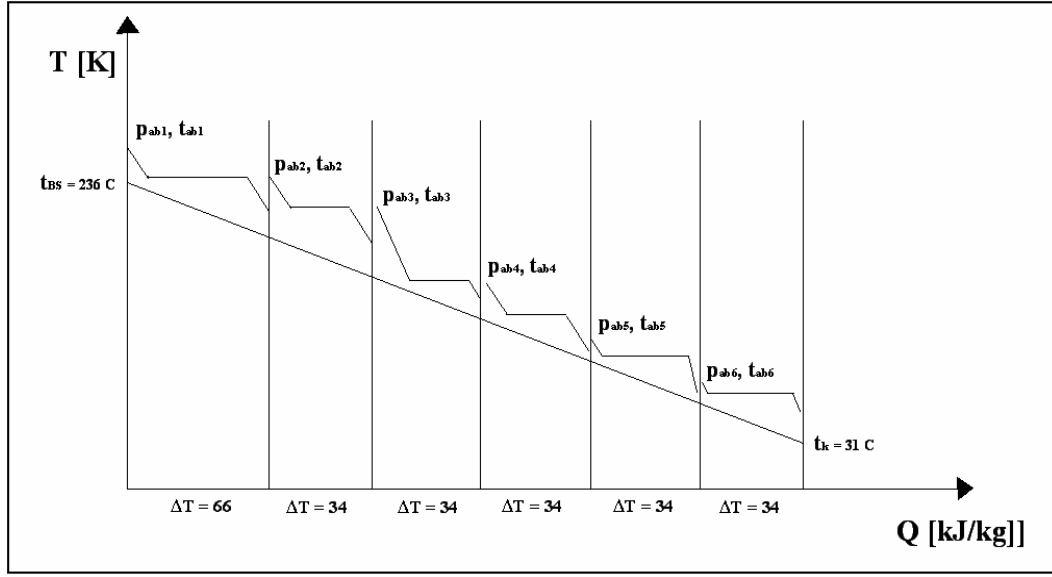
ii) Birncil çevrim yapısının türbin ara buhar optimum basınçlarının hesaplanması

Bu optimizasyon süreci $N_{\text{öi}} = 6$ ön ısıtma kademesi esas alınarak aşağıda açıklanmıştır (Şekil 3.13). Bu yapıda üç alçak basınç ön ısıtıcı ($N_{\text{öia}} = 3$), bir karşılıklı orta basınç ön ısıtıcı ($N_{\text{öio}} = 1$, degazör) ve iki yüksek basınç ön ısıtıcı ($N_{\text{öiy}} = 2$) bulunmaktadır.



(a)

Şekil 3.13. Türbin ara buharları termodinamik verilerinin ve ısıl – güç çevriminin optimizasyonu ile ilgili sistem akış ve bağlantı şeması (a) ve ara buharlı besleme suyu ön ısıtıcıları t – Q diyagramı (b)

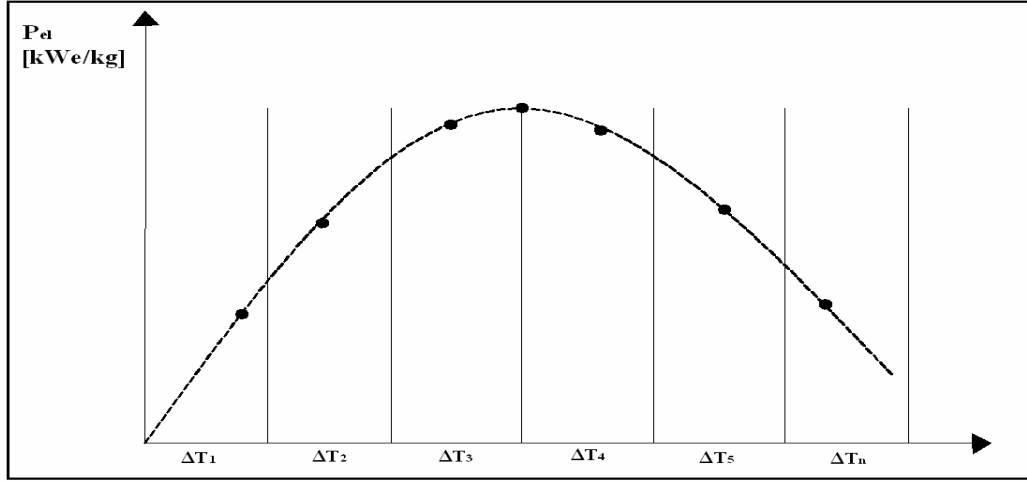


(b)

Şekil 3.13 (Devam). Türbin ara buharları termodinamik verilerinin ve ısı – güç çevriminin optimizasyonla ilgili sistem akış ve bağlantı şeması (a) ara buharlı besleme suyu ön ısıtıcıları t – Q diyagramı (b)

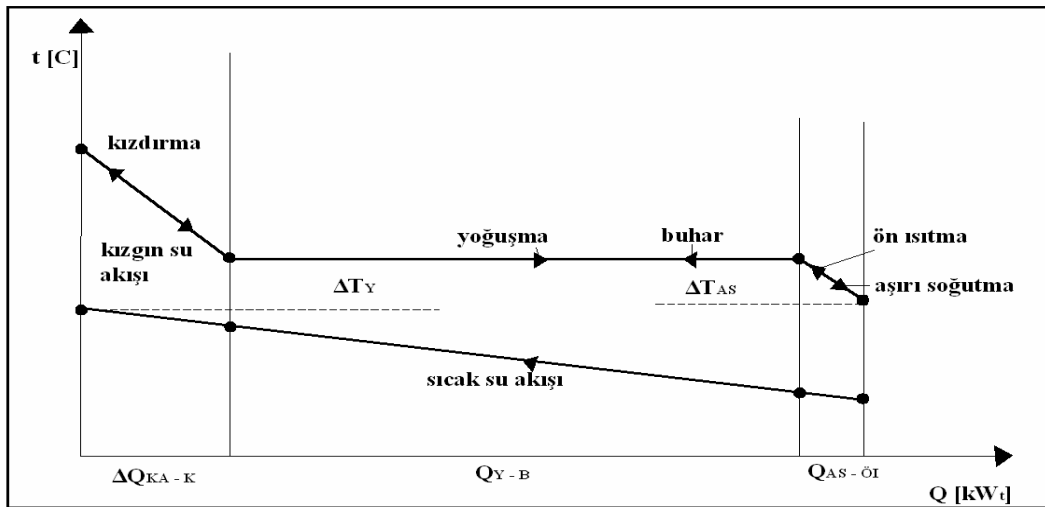
Türbin ara buhar termodinamik verilerin optimizasyonu, kondens pompası tarafından birim debideki kondensin ($m_k = 1 \text{ kg/s}$) kondens sıcaklığından ($t_k = 36^\circ\text{C}$), besleme suyu sıcaklığı ($t_{bs} = 236^\circ\text{C}$) birim kondens debisi başına üretilen elektriğin maksimum olabilmesi için ara buharların türbinin nerelerinden, hangi sıcaklık ve basınçta ve hangi debilerde alınmasının belirlenmesidir.

Optimizasyon başlangıcında genelde besleme suyu – kondens sıcaklık aralığı ön ısıtıcı sayısına bölünerek eşit sıcaklık aralıklı, ön ısıtıcılar ısıtma vektörü $\Delta \vec{T}_1$ ile işleme başlanır. Burada $\Delta \vec{T}_1$ [34, 34, 34, 34, 34, 66°C] kombinasyonu alınmıştır. Bu kombinasyona göre Şekil 3.13'teki ön ısıtıcı sisteminin t – Q diyagramı çizilir, türbin ara buhar yerleri sıcaklık ve basınçları belirlenir. Bu veri ile ısı – güç çevrimi elektrik üretimi P_{el} hesaplanır. Şekil 3.14'te görüldüğü gibi bu işlem tekrarlanır çeşitli sıcaklık aralıkları kombinasyonları için P_{el} değerleri Şekil 3.14'teki gibi yerleştirir. Şekil 3.14'te görüldüğü gibi $\Delta \vec{T}$ sıcaklık aralıkları kombinasyonu maksimum elektrik üretimi vermektedir [1].



Şekil 3.14. Özgül birim debi elektrik üretiminin p_e [kW.s/kg] maksimizasyonu ile ilgili özgül elektrik üretimi (p_{el}) ön ısıtıcılar sıcaklık aralık kombinasyonları (vektörleri ΔT_i) diyagramı

Bu kombinasyona göre $t - Q$ eğrisi Şekil 3.15'te her bir ısı değiştirgeçi için Şekil 3.15 uyarınca yeniden düzenlenir, optimum elektrik üretimi için en uygun ara buhar yerleri, ara buhar sıcaklık ve basınçları ve özgül ara buhar debileri [m_{ab0} (kg/s-ara buhar/kg/s- kondens) belirlenir. Isıtma yüzeyleri (EKO, B, K, AK, BSÖI vb.) için yaklaşım sıcaklıkları (ΔT_y) ve aşırı soğuma sıcaklığı (ΔT_{as}) Şekil 3.15'te gösterilmiştir.



Şekil 3.15. Bir ısıtma (ısı transferi) yüzeyinde sıcak ve soğuk akışkanların sıcaklık değişimlerin ve yaklaşım (ΔT_y) ve (ΔT_{as}) sıcaklıklarının $t - Q$ diyagramında gösterilmesi

Alçak ve orta basınç ısıtma yüzeylerinde genelde $\Delta T_y = 5^\circ\text{C}$, $\Delta T_{as} = 2^\circ\text{C}$ seçilir. Yüksek basınç ısı değiştirgeçlerde ise soğuk akışkan çıkış sıcaklığı, yoğuşma sıcaklığının üzerine çıkarak $\Delta T_y = - (2 - 4)^\circ\text{C}$ ulaşabilir.

- iii) Optimum elektrik üretimi için ısı – güç santrali alt sistemlerinin kapasitelerinin belirlenmesi

a) Buhar üretim debisinin (kapasite) hesaplanması

Optimum özgül elektrik üretimi p_{elopt} [kWe] başına kazanda $(1 + \sum_{i=1}^6 m_{ab})$ [kg/s] özgül buhar üretilmesi gerektiğinden; kurulu güç için toplam kazan buhar debisi aşağıdaki gibi hesaplanır:

$$M_B = (P_{kg}/p_{el}) (1 + \sum_{i=1}^6 m_{ab}) \quad \text{kg}_b/\text{s} \quad (3.1a)$$

$$M_B = (P_{kg}/p_{el}) (1 + \sum_{i=1}^6 m_{ab}) * 3.6 \quad \text{t}_b/\text{h} \quad (3.1b)$$

Burada, P_{kg} [kW_e]; ısı – güç santrali kurulu gücünü; p_{el} [kW]; birim kondens başına üretilen özgül elektriği, $(1 + \sum_{i=1}^6 m_{ab})$ [kg_b/s]; birim kondens başına kazanda üretilen özgül buhar debisini tanımlar [7].

b) Türbin ara buhar toplam debilerinin hesaplanması

Herhangi bir i noktasındaki ara buhar toplam debisi, birim kondens başına özgül ara buhar debisi m_{ai} kullanılarak yukardaki gibi hesaplanır.

$$M_{abi} = m_{ai} \cdot (P_{kg}/p_{el}) \quad \text{kg}_b/\text{s} \quad (3.2)$$

c) Yoğuşturucu toplam debisinin hesaplanması

Birim kondens debisi başına p_{el} [kW_{el}] üretildiğine göre, kurulu güç için yoğuşturucuya ulaşan türbin çuruk buhar debisi aşağıdaki gibi hesaplanır (Eş.3.1a):

$$M_y = 1 * P_{kg}/p_{el} \quad \text{kg/s} \quad (3.3)$$

d) Yoğuşturucu ısı yükünün hesaplanması

Molier diyagramından elde edilen yoğuşturucu giriş – çıkış entalpi farkı Δh_y [kJ/kg] ve çuruk buhar debisi M_y [kg/s] kullanılarak yoğuşturucu ısı yükü aşağıdaki gibi hesaplanır:

$$Q_y = \Delta h_y \cdot M_y \quad \text{kW}_t \quad (3.4)$$

e) Soğutma kulesi soğutma suyu debisinin hesaplanması

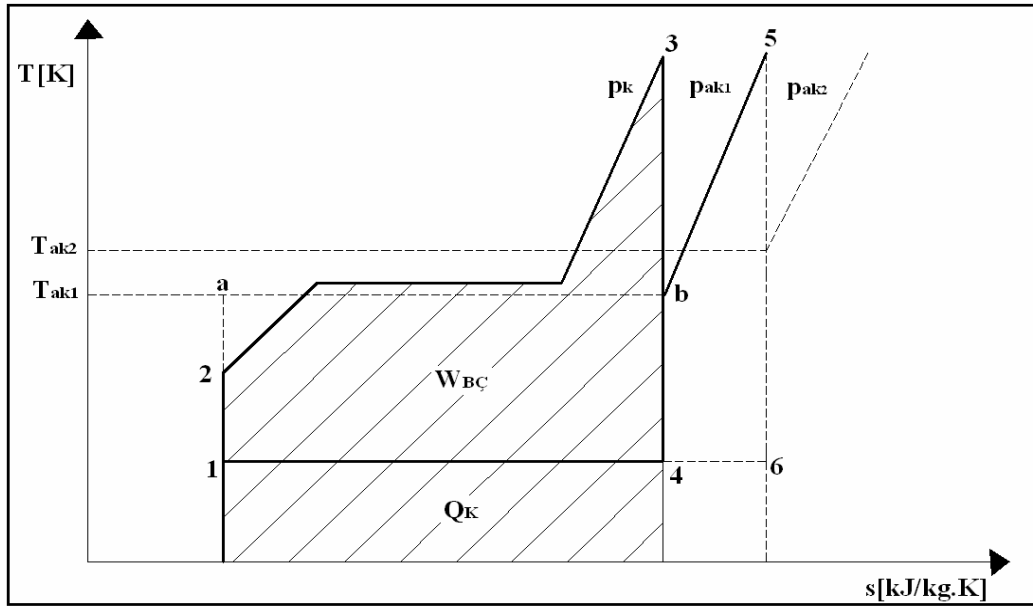
Yoğuşturucu soğutma suyu çıkış – giriş sıcaklık farkından hesaplanan soğutma kulesi soğutma aralığı $\Delta t_{sa} = t_{yç} - t_{yg}$ [$^{\circ}C$] ve yoğuşturucu ısı yükü Q_y [kW_t], soğutma aralığındaki soğutma suyu özgül ısı c_{pss} [$kJ/kg.^{\circ}C$] kullanılarak aşağıdaki gibi hesaplanır:

$$M_{ss} = \frac{Q_y}{\Delta t_{sa} \cdot c_{pss}} \quad \text{kg/s} \quad (3.5)$$

Bu veriler kullanılarak, yoğuşturucu ve soğutma kulesi ayrıntılı tasarımına başlanabilir.

f) Ara kızdırıcıların basınçlarının belirlenmesi

Gönümüzde işletme zorluğu nedeni ile genelde bir arar kızdırıcı kullanılmaktadır. Artan petrol fiyatlarını dengeliyerek, müşterilere doğrudan elektrik fiyatı artış olarak yansımaması için, ara kızdırıcı sayısının ikiye, üçe ve daha yüksekler çıkartılması zorunluluğunun doğması beklenmektedir. Bunun için ara kızdırıcıların uygun biçimde tasarlanabilmesi için, ilgili ara kızdırıcı buhar giriş basınçlarının önceden belirlenmesi gerekir. Bunun için $T - s$ diyagramında, carnotizasyon yaklaşımında olduğu gibi sabit çevrim ısı giriş sıcaklığı (ortalama kazan buhar sıcaklığı) kızdırıcı giriş sıcaklığına eşit olması durumunda çevrim verimi maksimum olacağından, bu giriş sıcaklığına tekabül eden (molier $h - s$ diyagramı) basınçta, ara kızdırıcı giriş basıncını belirler (Şekil 3.16).



Şekil 3.16. İdeal Rankine çevriminde ara kızdırıcı giriş sıcaklığının ortalama buhar sıcaklığına eşit olduğu esasına dayanarak ara kızdırıcılarda buhar giriş sıcaklık ve basınçlarının belirlenmesi

$T - s$ diyagramı kullanılarak belirlenen ortalama buhar sıcaklıkları ($\bar{T}_{b1}, \bar{T}_{b2} \dots$) ve ara kızdırıcı giriş sıcaklıkları ($\bar{T}_{ak1}, \bar{T}_{ak2} \dots$) kullanılarak aşağıdaki gibi hesaplanır:

$$\bar{T}_{b1} = \bar{T}_{ak1} = \frac{Q_K}{\Delta s_K} = \frac{h_2 - h_2}{\Delta s_{a1}} \quad [K] \quad (3.6)$$

$$\bar{T}_{b2} = \bar{T}_{ak2} = \frac{Q_K}{\Delta s_K} = \frac{(h_2 - h_2) - (h_2 - h_b)}{\Delta s_{a1}} \quad [K] \quad (3.7)$$

T – s diyagramından ara kızdırıcı giriş sıcaklığı belirlenmesi ardından, h – s diyagramına geçilerek, ilgili ara kızdırıcıların giriş basınçları p_{ak1} , p_{ak2} ... okunur [20].

g) Birinci ara kızdırıcıların toplam buhar debilerinin hesaplanması

Eş. ...a'da, $(1 + \sum_{i=1}^6 m_{ab}) = m_{ab1}$ [kg/s] değeri yerleştirilse birinci ara buhar toplam

debisi aşağıdaki gibi hesaplanır:

$$M_{ab1} = (P_{kg}/p_{el}) \cdot m_{ab1} \quad \text{kg/s} \quad (3.6)$$

Birinci ara buhar alındıktan sonra birinci ara kızdırıcıya giden buhar debisi, yüksek basınç türbininde buhar kütle dengesi üzerinden aşağıdaki gibi hesaplanır:

$$M_{ak1} = M_{tb} - M_{ab1} \quad \text{kg/s} \quad (3.7)$$

İkinci, üçüncü vb. ilave ara kızdırıcı buhar debileri benzer yaklaşımla hesaplanabilir.

h) Buhar ısı – güç çevrimi pompa işlerinin hesaplanması

i) kondens pompası elektrik tüketiminin hesaplanması:

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

$$P_{ekp} = M_y \cdot (1/\eta_{pm}) \cdot \Delta p_{abö1} / \rho_w \cdot 1/1000 \quad [kW_e] \quad (3.8)$$

Burada, M_y [kg/s]; çuruk buhar debisini, $\eta_{pm} = \eta_{em} \cdot \eta_{kp}$ [-]; elektrik motor ve pompa verimlerin çarpımını, $\Delta p_{ab\ddot{o}i}$ [N/m²]; toplam alçak basınç ön ısıtıcılardaki su tarafı basınç kaybını, ρ_w [kg/m³]; kondens yoğunluğunu tanımlar [27].

ii) Besleme pompası elektrik tüketimin hesaplanması:

Besleme pompasının degazorun konumlandığı besleme tankının altına, kavitasyonun önleneyeceği bir düzeye (30 – 40 m besleme tankı altına) ve yüksek basınç ön ısıtıcı gurubunun önüne konumlandığı, yüksek basınç ön ısıtıcı gurubunda besleme suyu tarafında toplam basınç düşümünün $\Delta p_{ab\ddot{o}i}$ olduğu kabul edilirse elektrik tüketimi aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$P_{eb\ddot{a}p} = M_{bs} \cdot (1/\eta_{pm}) \cdot \Delta p_{yb\ddot{o}i} / \rho_w \cdot 1/1000 \quad [kW_e] \quad (3.9)$$

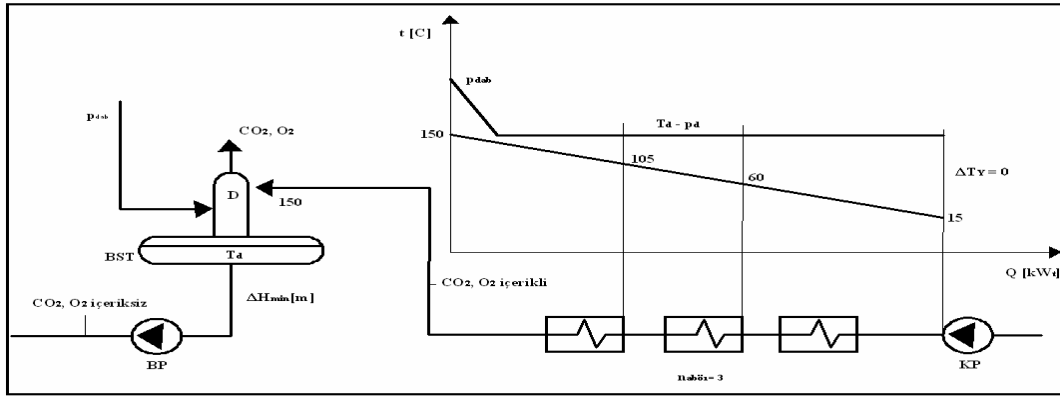
Burada, M_{bs} [kg/s] = $M_{tb} \left(\sum_{i=1}^m (m_{ab})_i \right)$, besleme pompasından geçen su debisini, m yüksek basınç ön ısıtıcı sayısını, $\eta_{pm} = \eta_{em} \cdot \eta_{bp}$ [-]; elektrik motor ve pompa verimlerin çarpımını, $\Delta p_{yb\ddot{o}i}$ [N/m²]; toplam yüksek basınç ön ısıtıcılardaki su tarafı basınç kaybını, ρ_w [kg/m³]; su yoğunluğunu tanımlar.

iii) Degazor tasarım verilerin eldesi

Degazorun işleve, kondensi (besleme suyu) ara buhar ile belli sıcaklara (çözülme, ayrışma) kadar ısıtarak, suyun içerdiği korozyon yaratıcı CO₂ ve O₂ gazlarının çevrimden ayrıştırarak atmosfere atılmasının sağlanmasıdır. Bunun sağlanabilmesi için düşük sıcaklık ön ısıtıcı gurubunun son ünite çıkışındaki besleme suyunun, degazora verilecek ara buhar ile kaynama noktasına getirmesi gerekir. Üç düşük sıcaklık ön ısıtıcı gurubunda, kondensin $(3 \cdot 45) + t_{kp\ddot{c}} = 150^\circ\text{C}$ 'a çıkarılarak, degazora beslendiği varsayılırsa, besleme suyunun kaynama noktasına ulaşarak CO₂, O₂ vb. gazların çözülerek atmosfere atılabilmesi için, gerekli degazör ara buhar

basıncı aşağıdaki gibi belirlenir molier h – s diyagramından bu durum için degazör ara buhar basıncının

$p_{dab} = 5$ bar olduğu görülür (Şekil 3.17).



Şekil 3.17. Alçak basınç ara buharlı ön ısıtma kademesinin 3 olduğu bir ısıl – güç çevriminde karışımlı ısıl değıştirgeci özelliğindeki, degazör-besleme suyu deposu – besleme pompası düzeni, ve degazör ara buhar basıncının belirlenmesinde kullanılan T – Q diyagramı

Degazöre (D) uygulanacak enerji ve kütle dengesi ile, degazör ve besleme suyu tankı (BST) tasarım ve işletme verileri elde edilir. Besleme pompasında kavitasyon oluşumunun önlenmesi için, besleme suyu tankı ve besleme pompası arasındaki yükseklik farkının, minimum yüksekliğın (H_{min}) üzerinde tutulmalıdır.

iv) Buhar kazanı birincil (ham) optimum tasarım parametrelerinin belirlenmesi

Tasarım abağı kullanılarak oluşturulan ısıl – güç çevrim yapısı esas alınarak, yukarıda verilen hesaplamalar yardımı ile kazandaki buhar üretim sürecinin tüm termodinamik verileri (sıcaklıklar, basınçlar, debiler) hesaplanmıştır. Bu veriler kullanılarak kazan ihale dosyası hazırlanıp kazan ihalesi çıkarılabilir. Kullanılan tasarım abağı 1973 birinci enerji kirizi petrol fiyatı esas alınarak oluşturulduğundan, elde edilen bu kazan tasarım verileri günümüz petrol fiyatlarına uygun olarak, gerekli ısıl – güç çevrimi modellemesi ve bilgisayerde benzeşimlemesi (similasyon) yaklaşımı ile kazan tasarım parametreleri ile ilgili duyarlık analizleri yapılmalı bu tasarım

verilerinin gönümüz petrol fiyatlarına göre göncelşmesi gerekir. Bu modelleme ve benzeşimle işleme parameter optimizasyonu denir.

v) Buhar türbini birincil (ham) optimum tasarım parametrelerinin belirlenmesi

Kazanda olduğu gibi türbin için elde edilen birincil (ham) optimum tasarım verileri ısı – güç çevrimine uygulayacak parameter optimizasyonu ile (duyarlık analizleri) gönümüz petrol fiyatları ile uyum hale getirilir.

Buhar çevrim ısı – güç santralinin parametere optimizasyonu

Buhar çevrim ısı – güç santrali çevrim yapısının modellenmesi

Tasarım abağı ile oluşturulan ısı – güç santralinin sistem yapısının buhar ısı – güç çevrimi analizi ile ilgili tüm korulasyonlar Böl. 3.3.1’de türetilmiş ve ayrıntılı biçimde irdelenmiştir. Buhar ısı – güç çevriminin matematiksel modelini oluşturan bu eşitlerin tumu, molier h – s diyagramından doğrudan elde edilebilecek çevrimle ilgili termodinamik verileri (sıcaklık, basınç, entalpi, entropi, debi vb.) içermektedir. Bu tür bir sistem modelnin, bilgisayerde benzeşimlenmesi (programlanması), molier diyagramının oluşturulmasına esas olan deferansiyel denklemlerin doğrudan çözümünü zorunlu kılar. Literatörde bu denklemlerin çözümleri ile ilgili bazı paket programları verilmektedir. Bu programları da kullanılarak, buhar ısı – güç çevriminin bilgisayerde similasyonu için kişisel özel program paketlerinin (kod) geliştirilmesi mümkündür. Bu işlem, derin bilgisayar programlama ve nümerik çözüm bilgi, beceri ve uygulamalarına gerektirir. Uygulamacılar açısından, gönümüz petrol fiyatlarına uygun yapıda ve yeni petrol şokları 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 [12].

Buhar çevrim ısı – güç santrali çevrim yapısının simülasyonu ve parametre optimizasyonu

Oluşturulan buhar çevrim ısı – güç çevrim yapısı (Böl. 2.4.1) bir bilgisayar paket programı ile (thermoflex) bilgisayarda modellenip, sistem yapısal, işletmesel, çevresel vb. tüm tasarım parametrelerinin, çevrim verimine ve ısı – güç kapasitesine duyarlılığı sistematik biçiminde analiz edilerek, günümüz petrol fiyatları yönünden maksimum sistem performansını sağlayacak ilgili tasarım parametreleri elde edilmiş olur. Alt sistemler (kazan, türbin, yoğuşturucu, soğutma kulesi, ara buharlı besleme suyu ön ısıtıcılar, degazör, pompalar vb.) ile ilgili tasarım parametreleri ayrı ayrı çıkarılarak, ilgili sistemlerin ihale dosyasının hazırlanmasında ve ilgili ihaleye alan kuruluşlara tasarım amaçlı olarak kullanılması için verilir.

Buhar çevrim ısı – güç santrali alt sistemlerinin ihale dosyalarının hazırlanması ve tasarımları

Başlıca ısı – güç santrali alt ihale grupları aşağıda verilmiştir:

- a) Buhar kazanı ve donanımı (yakıt hazırlama, su arıtma, çekiş sistemi, degazör, pompalar vb.) alt sistemi ihale dosyası
- b) Buhar türbini ve donanımı (ara buharlı besleme suyu ön ısıtma, yoğuşturucu, soğutma kulesi vb.) alt sistemi ihale dosyası
- c) Elektrik jeneratörü ve donanımı alt sistemi ihale dosyası
- d) Şalt sahası, trafolar vb. ihale dosyası
- e) Santral binası, hizmet binaları vb. ihale dosyası

İhale dosyalarıyla ilgili her bir ünitenin, bilgisayar modelleme ve benzeşimle çalışmaları sonucu elde edilen genel optimum tasarım parametreleri, bu birim ile

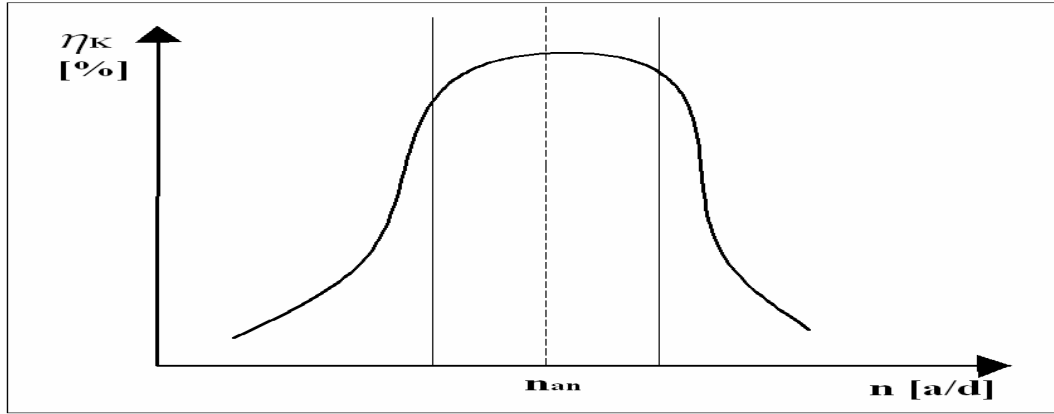
ilgili teknik şartnamelerin hazırlanmasında esas alınır. Her bir yüklenicinin kendi ürettiği alt sistemde uyması gerektiği performans değerleri (kapasite, verim) teknik şartnamede belirtilir. Bu performansa uyulmaması durumunda, yükleniciye uygulanacak cezai ve teşvik koşulları, teknik şartnamede açık biçimde, gerekli standartlara ve hukuksal düzenlemelere atıflar yapılarak açıkça belirlenir. İhaleye alan firmalar ile ilgili sözleşmeler imzalanır. Projenin işletme ve enerji ekonomileri yönünden sağlıklı biçimde yürütülebilmesi için, santralihalesini yapan firma sorumluları ile, yüklenecek firma sorumluların ön görülen iş ve zaman programı uyarınca sık sık bir araya gelmeleri, oluşabilecek sorunları zamanında irdeleyip ortak menfaata uygun çözümlerin bulunması büyük önem taşır. Ancak böyle bir yaklaşımda kurulması uzun yıllar alan (3 – 10 yıl) ısı – güç santrallerinin en kısa zamanda hayata geçirmesi sağlanmış olur.

3.3.2. Gaz çevrim ısı – güç santrali çevrim ve parametre optimizasyonu

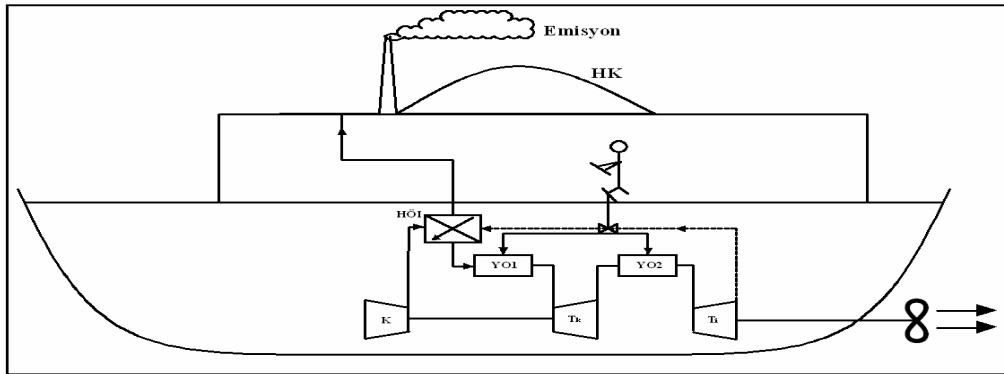
a) Mobil gaz türbin sistemleri

Gaz türbinlerinin ekonomik sektörlerde uygulama durumuna göre, işletme koşulları ve enerji ekonomisi yönünden, çevrim yapılarında farklılıklar gösterir. Ulaşım sektöründe hava, deniz ve kara araçlarının (mobil sistemler) çok hızlı, hafif ve yüksek manevra yeteneğine sahip olması istenirse bu araçlarda itki (tahrik) sistemi olarak içten yanmalı motorlar yerine, gaz türbinleri kullanılır. Bu sistemler mobil ve bağımsız (otonom) sistemler olması nedeni ile sistem için gerekli tüm mekanik (itki), ısı ve elektrik enerjilerinin bu gaz türbini sisteminden sağlanması zorunludur. Başat itki enerjisinin yanında, ısıtma – soğutma için kullanılan ısı enerjisi ve aydınlatma vb. amaçlar için kullanılan elektrik enerjisi miktarı dikkata alınmayacak kadar düşüktür. Bu neden ile yüksek gaz türbini atık ısısının, yakma havası ön ısıtılmasında kullanılması enerji - işletme ekonomisi yönünden bir zorunluktur. Ayrıca manevra koşul şartlarına göre türbin yükünün sürekli değişmesi, buna karşın yakıt ekonomisi yönünden kompresör yükünün sabit ve kompresör veriminin ancak kompresör devrinde maksimum düzeyde tutulması diğer bir zorunluktur (Şekil 3.18, Şekil 3.19).

Bu nedenle taşıt gaz türbini sistemlerinde, kompresör türbini ile itki türbinin birbirinden ayrılması gerekir [28].



Şekil 3.18. kompresör veriminin devir sayısına duyarlılığı



Şekil 3.19. Bir hucum bot örneğinde, yakma havası ön ısıtılmalı (YHÖİ), ara kızdırmalı (YO₂) ve ayrı itki gaz türbinli (T_i) bir mobil gaz türbin itki sistemi yapısı. Kompresör türbini (T_k) kompresörü, verimin maksimum olduğu, anma devriminde (n_{an}) tutar

Mobil gaz çevrim ısıl – güç santrallerinde, gaz türbini çıkışındaki büyük boyuttaki atık ısıdan yararlanmak için, gerekli ısı kullanıcı olmadığından, bu sistemlerde egsoz gaz atık ısısının yakma havası ön ısıtılarak, yanma odasında yakıt tüketiminin azaltılması başlıca enerji verimliliği uygulamasıdır. Şekil 3.19’da görüldüğü gibi, yakma havası ön ısıtıcı, kompresör çıkışı ile türbin çıkış arasındaki yüksek sıcaklık potansiyelinin ($T_{4g} - T_{2g}$) yararlanarak ısı geri kazanımında kullanılır. Bu potansiyelin ancak bir bölümü kullanılabilir. Sıcaklık kullanma oranı; yakma havası

sıcaklığı artışının ($T_{2g} - T_{2g}$), sıcaklık potansiyeline ($T_{4g} - T_{2g}$) oranı olarak tanımlanır. Bu oran ön ısıtıcı sıcaklık verimi olarak (η_{oit}) olarak tanımlanır [12].

$$\eta_{\text{oit}} = (T_{2g} - T_{2g}) / (T_{4g} - T_{2g}) \quad (3.10)$$

Yakma havası ön ısıtıcı ancak sıcaklık verimi $\eta_{\text{oit}} < 0.5$, olacak biçimde tasarımıdır. Ön ısıtıcının sıcaklık verimi, kompresör ve gaz türbin çıkış sıcaklıkları verilmesi durumunda, yanma odası T_{2g} , Eş. 3.10'dan hesaplanır.

Mobil gaz türbinli ulaşım sistemleri genelde uzay ve savaş endüstrisinde kullanıldığı için bu çalışmada bunlarla ilgili tasarım ve optimizasyon üzerinde durulmamaktadır.

b) Sabit gaz türbin sistemleri

Sabit gaz çevrim ısı – güç santralleri genelde elektrik yük eğrisinde tepe ve değişken yük bölgesinde elektrik üretiminde kullanılır. Son yıllarda buhar çevrimi ile birlikte kombine çevrim santrali biçiminde temel yük elektrik üretiminde yoğun olarak kullanmaya başlamıştır. Bu çalışmada sabit gaz çevrim ısı – güç santralleri tasarımı ve optimizasyonu ele alınmaktadır [28].

Sabit gaz çevrim ısı – güç santralinde çevrim optimizasyonu

Elektrik üretiminde kullanılan günümüz gaz türbinlerinin çevrim yapısı basit açık çevrim olup yakıt olarak genelde doğalgaz, nafta, fuel oil vb. sıvı yakıtlar kullanılmaktadır. Kömür ve nükleer enerjinin kullanım alanı bulacağı kapalı çevrim gaz türbin sistem teknolojileri henüz Ar – Ge aşamasındadır. Kömür gazlaştırıcılarla entegre olmuş kapalı gaz çevrim ısı – güç santralleri, petrol ve doğalgaz çağının arkasından gelecek en güçlü elektrik üretim sistemleri olarak görülebilir [12].

Basit açık gaz çevrim ısı – güç santrali (Şekil 2.18) ısı ve çevresel performansını etkileyen başlıca parametreler, dış hava (kompresör giriş) sıcaklığı, türbin giriş

sıcaklığı, türbin çıkış sıcaklığıdır. Eş. 2.48'de görüldüğü gibi gaz çevrim santral veriminin arttırabilmesi için, türbin işinin arttırılması, kompresör işi ve yanma odasına verilen yakıt ısısının artırması gerekir. Türbin işinin arttırılmasında üst sınır, gaz türbini ilk kademesi kanat malzemesinin dayanım sıcaklığıdır. bu nedenle türbin işini arttırmak için yanma gazı türbin giriş sıcaklığını, kanat malzeme dayanıklılık sıcaklığına kadar arttırılması veya kanat soğutması ile giriş sıcaklığını daha arttırılması sağlanmalıdır. Çevrim optimizasyonuna başlamadan önce gaz çevrim sistem yapısının belirlenmesi gerekir. Sistem yapısını belirleyen parametreler aşağıda sıralanmıştır:

- a) Net kurulu gücün belirlenmesi, P_{kg} [kW_e]
- b) Yanma gazı türbin giriş sıcaklığının (malzeme, kanat soğutma) belirlenmesi
- c) Yer seçimi ile çevresel parametrelerin (T_{dh} , p_{dh} , nem) belirlenmesi
- d) Yanma odasının soğutma yönteminin (fazla hava, buhar, su) belirlenmesi
- e) Enerji verimliliği uygulamalarının (hava ön ısıtma, giriş hava soğutma vb.) belirlenmesi

Bu veriler belirlendikten sonra gaz çevrim sistem yapısı modellenenbilir (Böl. 4.4) ve bir bilgisayar program paketi ile bilgisayar benzeşimleme ve parametre optimizasyon çalışmalarına geçilebilir. Parametre optimizasyona geçmeden evvel ve bu optimizasyon süresinin olabildiğince kısaltılabilmesi için, önce ön görülen sistem yapısı uyarınca optimum kompresör basınç oranının belirlenmesi gerekir.

Kompresör sıkıştırma oranının optimizasyonu:

Türbin giriş sıcaklığı, günümüz kanat soğutma teknolojisi dikkate alınarak, $1370^{\circ}C$, santralin kurulacağı bölgedeki hava sıcaklığı, basıncı ve bağıl nemi ise Ankara ili için sırasıyla $15^{\circ}C$, 0.904 bar ve %60 olarak alınmıştır. Kompresör, yanma ve çevrim

ıslıl verimleri sırasıyla $\eta_k = \%86$, $\eta_{YO} = \%99$ ve $\eta_t = \%37$ olarak seçilmiştir. Optimum kompresör sıkıştırma oranının belirlenebilmesi için, izentropik kompresör sıkıştırma ve türbin genişleme işleri, kompresör ve türbin giriş sıcaklıklar üzerinden kompresör sıkıştırma oranının fonksiyonu olarak belirlenip, bunların çevrim verimi eşitliğine konularak, çevrim verimini maksimum düzeye çıkaracak sıkıştırma oranının (r_{p-opt}) hesaplanması gerekir. Bunun için T_1 , T_3 ve r_p ye bağlı olarak belirlenen çevrim verim kolerasyonunun r_p 'ye göre türevi alınıp, bunun sıfıra eşit olduğu (maksimum verim, optimum sıkıştırma oranı koşulundan), optimum sıkıştırma oranı eşitliği aşağıdaki gibi elde edilir [21].

$$r_{P,opt} = \left(\frac{C_{P,h} * T_1 * \left(\frac{k_h - 1}{k_h} \right)}{C_{P,g} * \eta_{mek,k} * \eta_k * \eta_t * T_3 * \left(\frac{1 + \beta_1}{1 - \beta_2} \right)^{\frac{k_g - 1}{k_g}} * \frac{k_g - 1}{k_g}} \right)^{\frac{1}{\frac{1 - 2k_g + 1}{k_g} + \frac{1}{k_h}}} \quad (3.11)$$

Burada, sistemin kurulması ön görüldüğü Ankara yöresi ile ilgili, meteorolojik ve topografik koşullar aşağıdaki gibidir:

Kompresör hava giriş sıcaklığı, $T_1 = 15 \text{ }^\circ\text{C}$,

Kompresör hava giriş basıncı, $P_1 = 0.9044 \text{ bar}$

Sistem yapısı ve ilgili diğer veriler;

Yanma gazı türbin giriş sıcaklığı, $T_3 = 1370 \text{ }^\circ\text{C}$

Kompresör adiyabatik verimi, $\eta_k = 0,86$

Türbin adiyabatik verimi, $\eta_t = 0,89$

Kompresör – türbin ikilisi mekanik verimi, $\eta_m = 0,99$

Atık ısı kazanı (AIK) bulunması durumunda, türbin çıkışından sonraki AIK' da gaz tarafı sürtünme basınç kayıpları; kızdırıcıda toplam basınç kayıpları 6.25mbar, buharlaştırıcıda toplam basınç kayıpları 7.62mbar, ekonomizerde basınç kayıpları 8.42mbar, degazörde ise basınç kaybı 2.24mbar olmak üzere ve baca filtre basınç kayıplarını da ekleyerek, $\Delta P_{AIK} = 0.04\text{bar}$ olarak hesaplanmıştır. AIK'daki basınç kaybının, kompresör giriş basıncına oranı; $\beta_1 = \Delta P_{AIK} / P_1 = 0.042$, yanma odasındaki basınç kaybının kompresör giriş basıncına oranı; $\beta_2 = \Delta P_{YO} / P_1 = 0.02$ dir. İncelenen gaz türbini sistemi için ısıl değer oranı $k = c_p/c_v$; (sabit basınçtaki gazın özgül ısısının, sabit hacimdeki özgül ısısına oranı tanımlar) ayrı ayrı hesaplanmış, hava için $k_h = 1.4$ ve yanma gazı için $k_g = 1.33$ olarak bulunmuştur [21].

İlgili tasarım ve işletme verileri Eş. 10'a yerleştirilerek, atık ısı kazanı ($p_1 = p_4$) bulunmaması durumunda kompresör optimum sıkıştırma oranı $r_{p-opt} = 15.46$, atık ısı kazanı uygulanması durumunda ($p_4 = p_1 + \Delta p_{AIK}$) ise, kompresör optimum sıkıştırma oranı $r_{p-opt} = 15.74$ olarak hesaplanmıştır. Buradan da görüldüğü gibi, atık ısı kazanı uygulaması optimum kompresör basınç oranına olan etkisi azdır. Kompresör seçiminde optimum sıkıştırma oranının karşılanması önemlidir.

Ticari olarak hazırlanmış enerji sistemlerinin tasarım ve optimizasyonu ile ilgili paket programlarda, burada izlenen aynı sistematiği takip eder. Olabildiğince güncel petrol fiyatlarını yapısına yansıtan bir sistem yapısı baştan kabul edilir. Sonra ince parametre optimizasyonu ile çeşitli yapısal, çevresel, işletmesel ve ekonomik parametrelerin ön görülen yer ve işletme koşullarında sistem sistem ısıl ve çevresel performansına duyarlıklar analiz edilerek, en uygun performansı sağlayacak tasarım işletme parametreleri elde edilerek, teknik şartnamelere ve ihale dosyalarına yansıtılmaları sağlanır. Yatırım maliyetinin azaltılması ve yatırım sürelerinin kısaltılması için, alt sistemlerde, özellikle türbinlerde (gaz ve buhar türbinleri), güç akışkanları (hava, su) termodinamik özelliklerinin bilinmesi nedeni ile standartasyona gidilmesi zorunludur. Buhar kazanlarında kullanılan yakıt ve sistemin

emisyon özellikleri çok farklı olduğu için, tam standartasyona gitmek çok zordur. Standart dışı bir türbin üretilmesi, standart olana kıyasla çok daha pahalıdır, ekonomik kıstaslar genelde özel türbin imaletini uygulama dışı bırakır. Bu verilerden hareketle ve türbin yapımcılarının pazarlama sorunlarını azaltmak amacı ile azaltmaya yönelik olarak, paket program yazımcıları ve türbin üreticileri arasında, her iki tarafın çıkarına olan, bir işbirliği bulunmaktadır. Tüm türbin ve ısı – güç santral yapımcıları, kendi sistemleri ile ilgili tüm ısı – çevresel performans parametrelerini ve sistem verilerini paket program geliştiricilerin hizmetine sunulmaktadır. Böylelikle bu paket program yapımcısı firmalar, kendilerine sunulan tüm santral firmalarının sistem verilerini kullanarak, olabildiğince standart türde alt sistemlerden oluşan (türbin, kazan, soğutma kulesi, pompalar, ısı geri kazan üniteleri vb.), günümüz petrol fiyatları ve çevre standartları bağlamında maliyet ve süre yönünden en uygun ısı – güç santrallarının gerçekleştirilmesi olanağını sağlar. Bu nedenle bu çalışmada da, söz konusu olan kombine çevrim santrali tasarım ve optimizasyonunda ticari bir paket program (THERMOFLEX) kullanılmıştır.

Gaz çevrim ısı – güç santralının parametere optimizasyonu

Gaz çevrim ısı – güç santrali çevrim yapısının modellenmesi

Böl. 3.3.2’de verilen sistem çevrim yapısını tanımlayan matematik koralasyonlar bu sistemin matematik modelini oluşturur ve sistem performans analizinde kullanılır. Buhar ısı – güç çevrimi için gerekli, çevrimsel süreçlerdeki güç akışkanının (su buharı) termodinamik davranışlarının incelenmesinde kullanılan termodinamik veriler (sıcaklık, basınç, entalpi, entropi, debi vb.) buhar molier diyagramlarından kolayca sağlanabilmektedir. Gaz ısı – güç çevrimlerinde iş akışkanı olarak kullanılan yanma gazları, hava fazlalık katı sayısına, içerdiği gaz ve partikül biçimindeki çok sayıdaki emisyonlar vb. nedenlerle, söz konusu termodinamik veriler için gaz – molier diyagramları hazırlanması daha zor ve karmaşıktır. Burada yanma gazında oluşturan bileşenlerin, bileşim oranları ve bileşin termodinamik verileri ayrı ayrı kullanılarak söz konusu karışım için geçerli ve yukarıda söz edilen termodinamik veriler matematiksel olarak elde edilir. Karışım termodinamik veri

elde etme alt programları da kullanılarak, gaz ısı – güç çevriminin bilgisayerde 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 şokları ile karşılaşmadan, hızlı sistem tasarımı ve kurulması için, bu amaçla yazılmış ticari bilgisayar program paketlerinin (kodlarının) kullanması en etken yaklaşımdır. Çevrim yapısının modellenmesinde ve simülasyonunda bu çalışmada ticari bir program olan *thermoflex* paket programı uygulanacaktır [18].

Gaz çevrim ısı – güç santrali çevrim yapısının simülasyonu ve parametre optimizasyonu

Oluşturulan gaz çevrim ısı – güç çevrim yapısı (Böl. 2.4.1) bir bilgisayar paket programı ile (THERMOFLEX) bilgisayerde modellenip, sistem yapısal, işletmesel, çevresel vb. tüm tasarım parametrelerinin, çevrim verimine ve ısı – güç kapasitesine duyarlılığı sistematik biçiminde analiz edilerek, günümüz petrol fiyatları yönünden maksimum sistem performansını sağlayacak ilgili tasarım parametreleri elde edilmiş olur. Alt sistemler (kazan, türbin, yoğurturucu, soğutma kulesi, ara buharlı besleme suyu ön ısıtıcılar, degazör, pompalar vb.) ile ilgili tasarım parametreleri ayrı ayrı çıkarılarak, ilgili sistemlerin ihale dosyasının hazırlanmasında ve ilgili ihaleye alan kuruluşlara tasarım amaçlı olarak kullanılması için verilir.

Gaz çevrim ısı – güç santrali alt sistemlerinin ihale dosyalarının hazırlanması ve tasarımları

Başlıca gaz çevrim ısı – güç santrali alt ihale gurupları aşağıda verilmiştir:

- a) Kompresör ve donanımı
- b) Yanma odası, yakıt besleme, yanma odası soğutma vb. oluşan yakma alt sistemi

- c) Gaz türbin ünitesi ve donanımı
- d) Yakma havası ön ısıtma ve çekiş sistemi
- e) Elektrik jeneratörü ve donanımı
- f) Şalt sahası, trafolar vb. ihale dosyası
- g) Santral binası, hizmet binaları vb. ihale dosyası

İhale dosyalarla ilgili her bir ünitenin, bilgisayar modelleme ve benzeşimleme çalışmaları sonucu elde edilen genel optimum tasarım parametreleri, bu birim ile ilgili teknik şartnamelerin hazırlanmasında esas alınır. Her bir yüklenicinin kendi ürettiği alt sistemde uyması gerektiği performans değerleri (kapasite, verim) teknik şartnamede belirtilir. Bu performansa uyulmaması durumunda, yükleniciye uygulanacak cezai ve teşvik koşulları, teknik şartnamede açık biçimde, gerekli standartlara ve hukuksal düzenlemelere atıflar yapılarak açıkça belirlenir. İhaleye alan firmalar ile ilgili sözleşmeler imzalanır. Projenin işletme ve enerji ekonomileri yönünden sağlıklı biçimde yürütülebilmesi için, santralihalesini yapan firma sorumluları ile yüklenecek firma sorumluların ön görülen iş ve zaman programı uyarınca sık sık bir araya gelmeleri, oluşabilecek sorunları zamanında irdeleyip ortak menfaata uygun çözümlerin bulunması büyük önem taşır. Ancak böyle bir yaklaşımda kurulması uzun yıllar alan (3 – 10 yıl) ısı – güç santrallerinin en kısa zamanda hayata geçirmesi sağlanmış olur.

3.3.3. Kombine çevrim ısı – güç santrali çevrim ve parametre optimizasyonu

Kombine çevrim ısı – güç santralinde çevrim optimizasyonu

Kombine ısı – güç çevrimi; kanat soğutma ile yüksek sıcaklıklara diğer bir değişle giriş ekserjisini arttırmaya açık, çıkış ekserjisi geri kazanımına kapalı gaz çevrimi ile malzeme ısı direnci nedeni ile giriş ekserji arttırımına kapalı, çıkış ekserjisi geri

Yanma oda sıcaklığı (T_{yo}) ile dış hava sıcaklığı (T_h) arasında çalışan kombine ısı – güç çevrimi ekserjik veriminin maksimum, dolayısı ile yakıt tüketiminin minimuma indirilebilmesi için, a – b – c – d bölgesinde, gerçekleştirilemeyecek ekserji kayıplarına neden olan yüksek sıcaklık (I), çevrimler arası (II) ve düşük sıcaklık (III) ısı – güç çevrimlerinde ısı transferi, çeşitli süreçsel vb. tersinmezliklerden kaynaklanan *çevrimsel entropi üretimlerinin (ekserji kayıplarının) en aza indirilmesi* ($\oint ds \rightarrow \min.$) gerekir. Kombine ısı – güç çevrimi optimizasyonu kriterleri aşağıdaki gibi özetlenebilir:

Eksik üst çevrim iş alanı I : $w_I = A_I \rightarrow \min.$ (uygun kanat soğutma)

Eksik orta çevrim iş alanı II: $w_{II} = A_{II} \rightarrow \min.$ (uygun AIK tasarımı)

Eksik alt çevrim iş alanı III: $w_{III} = A_{III} \rightarrow \min.$ (uygun yer ve soğutma kulesi seçimi)

Kanat soğutma, yer seçimi ve etken buhar çevrimi soğutma sistemi (yoğuşturucu, soğutma kulesi) uygulanması güncel en üstün teknolojiler seçilip kullanılarak en uygun biçimde gerçekleştirilebilir. Burada başat sorun eksik orta ısı – güç çevriminde çevrimsel entropi üretiminin minimum olacağı atık ısı kazanı sistem yapısının oluşturulmasıdır. Diğer bir anlatım ile gaz ve buhar çevrimler arasındaki alanın minimum boyutsal indirilmesidir. Bu bağlamda tek basınç, çift basınç veya üçlü basınç atık ısı kazanları (AIK) tasarımı uygulanabilir. Ayrıca destek brölür uygulaması da söz konusudur. Bu uygulamalar ve literatörde verilen bilgileri duyarlık analizleri Böl. 5'te ayrıntılı biçimde irdelenmiştir.

Gaz çevrim sistem yapısı (Böl. 2.4.1), atık ısı kazanı özellikleri (Böl. 4.3.2) ve buhar çevrim sistem yapısı ve özellikleri (Böl. 2.4.1) göz önünde bulundurularak uygun bir kombine çevrim yapısı oluşturulur. Bu çevrim yapısının ısı performans analizleri, gaz ve buhar çevrim performans analizleri yardımı ile hesaplanabilir. Buhar çevrimin modellenmesini sağlayan korasyonlar (Böl. 3.3.1) gaz çevrimin modellenmesini kolarsyonunu sağlayan (Böl. 3.3.2) verilmiştir. Kombine çevrim oluşturan gaz ve

buhar çevrim matamatiksel modelleri yardımı ile oluşturan kombine çevrim modeli, geliştirilecek kişisel bilgisayar programları veya ticari olarak kullanılan bilgisayar paket programları yardımı ile sistem davranışı bilgisayerde similasyon için uygun hale getirilebilir. Bilgisayar benzeşimleme çalışmaları ile sistem yapısı ile ilgili çeşitli senaryolar incelenebilir.

Kombine çevrimi ısı – güç santralini parametere optimizasyonu

Kombine çevrim ısı – güç santrali çevrim yapısının modellenmesi

Böl. 3.3.3'te sözü edilen ve sistem çevrim yapısını tanımlayan matamatik koralasyonlar bu sistemin matamatik modelini oluşturur ve sistem performans analizinde kullanılır. Buhar ısı – güç çevrimi için gerekli, çevrimsel süreçlerdeki güç akışkanının (su buharı) termodinamik davranışlarının incelenmesinde kullanılan termodinamik veriler (sıcaklık, basınç, entalpi, entropi, debi vb.) buhar molier diyagramlarından kolayca sağlanabilmektedir. Bu veriler kombine çevrim santralinde buhar çevriminin analizinde de benzer biçimde kullanılır. Gaz ısı – güç çevrimlerinde iş akışkanı olarak kullanılan yanma gazları, hava fazlalık katı sayısına, içerdiği gaz ve partikül biçimindeki çok sayıdaki emisyonlar vb. nedenlerle, söz konusu termodinamik veriler için gaz – molier diyagramları hazırlanması daha zor ve karmaşıktır. Burada yanma gazında oluşturan bileşenlerin, bileşim oranları ve bileşin termodinamik verileri ayrı ayrı kullanılarak söz konusu karışım için geçerli ve yukarda söz edilen termodinamik veriler matamatiksel olarak elde edilir. Karışım termodinamik veri elde etme alt programları da kullanılarak, gaz ısı – güç çevriminin bilgisayerde similasyonu için kişisel özel program paketlerinin (kod) geliştirilmesi mümkündür. Bu işlem, derin bilgisayar programlama ve nümerik çözüm bilgi, beceri ve uygulamalarına gerektirir. Uygulamacılar açısından, gönümüz petrol fiyatlarına uygun yapıda ve yeni petrol şokları ile karşılaşmadan, hızlı sistem tasarımı ve kurulması için, bu amaçla yazılmış ticari bilgisayar program paketlerinin (kodlarının) kullanması en etken yaklaşımdır. Çevrim yapısının modellenmesinde ve similasyonunda bu çalışmada ticari bir program olan *thermoflex* paket programı uygulanacaktır [1].

Kombine çevrim ısı – güç santrali çevrim yapısının simülasyonu ve parametre optimizasyonu

Oluşturulan kombine çevrim ısı – güç çevrim yapısı (Böl. 3.3.3) bir bilgisayar paket programı ile (THERMOFLEX) bilgisayarda modellenip, sistem yapısal, işletmesel, çevresel vb. tüm tasarım parametrelerinin, çevrim verimine ve ısı – güç kapasitesine duyarlılığı sistematik biçiminde analiz edilerek, günümüz petrol fiyatları yönünden maksimum sistem performansını sağlayacak ilgili tasarım parametreleri elde edilmiş olur. Alt sistemler (kompresör, yanma odası ve yakma sistemi, gaz türbini, AIK, buhar türbini, yoğuşturucu, soğutma kulesi vb.) ile ilgili tasarım parametreleri ayrı ayrı çıkarılarak, ilgili sistemlerin ihale dosyasının hazırlanmasında ve ilgili ihaleye alan kuruluşlara tasarım amaçlı olarak kullanılması için verilir.

Kombine çevrim ısı – güç santrali alt sistemlerinin ihale dosyalarının hazırlanması ve tasarımları

Başlıca kombine çevrim ısı – güç santrali alt ihale grupları aşağıda verilmiştir:

- a) Kompresör ve donanımı
- b) Yanma odası, yakıt besleme, yanma odası soğutma vb. oluşan yakma alt sistemi
- c) Gaz türbin ünitesi ve donanımı
- d) Yanma odası ve donanımı
- e) Atık ısı kazanı ve donanımı
- f) Buhar türbini ve donanımı
- g) Elektrik jeneratörü ve donanımı

h) Şalt sahası, trafolar vb.

i) Santral binası, hizmet binaları vb. ihale dosyaları

İhale dosyalarla ilgili her bir ünitenin, bilgisayar modelleme ve benzeşimleme çalışmaları sonucu elde edilen genel optimum tasarım parametreleri, bu birim ile ilgili teknik şartnamelerin hazırlanmasında esas alınır. Her bir yüklenicinin kendi ürettiği alt sistemde uyması gerektiği performans değerleri (kapasite, verim) teknik şartnamede belirtilir. Bu performansa uyulmaması durumunda, yükleniciye uygulanacak cezai ve teşvik koşulları, teknik şartnamede açık biçimde, gerekli standartlara ve hukuksal düzenlemelere atıflar yapılarak açıkca belirlenir. İhaleye alan firmalar ile ilgili sözleşmeler imzalanır. Projenin işletme ve enerji ekonomileri yönünden sağlıklı biçimde yürütülebilmesi için, santralihalesini yapan firma sorumluları ile yüklenecek firma sorumluların ön görülen iş ve zaman programı uyarınca sık sık bir araya gelmeleri, oluşabilecek sorunları zamanında irdeleyip ortak menfaata uygun çözümlerin bulunması büyük önem taşır. Ancak böyle bir yaklaşımda kurulması uzun yıllar alan (3 – 10 yıl) ısı – güç santrallerinin en kısa zamanda hayata geçirmesi sağlanmış olur.

4. KOMBİNE ÇEVİRİM SANTRALİNİN TASARIMI VE OPTİMİZASYONU

Kombine çevrim santralleri gaz ve buhar çevrimlerinin ekserji üretimindeki potansiyel ve üstünlüklerini birleştirerek, günümüz teknolojisinde yakıt ısısından maksimum düzeyde en yüksek verim ve en düşük yatırım maliyeti ile elektrik üretimini olanaklı kılan bir enerji dönüşüm sistemidir (Böl. 3.3.3). Üst konumdaki gaz türbininde günümüz güncel teknolojisinde ancak gaz ve sıvı yakıtlar yakılabildiğinden, kombine çevrim santralleri öncelikle uygun fiyatlarda ve tedarik güvencesi altında doğalgaz bulunması durumunda tercih edilmektedir. Gaz türbini atık ısı, gaz türbini çıkışına konumlanan atık ısı kazanında buhar üretiminde kullanılır. Üretilen buhar alt konumdaki buhar türbininde (buhar çevrimi) beslenir ve burada ayrıca elektrik üretilir. Kombine çevrim santrali verimi, gaz ve buhar türbinlerinde üretilen toplam elektriğin, gaz türbinin yanma odasında beslenen yakıt ısısına oran olarak tanımlanır. Atık ısı kazanı girişine ayrıca bir destek brölürü ile yakıt verilerek, atık ısı kazanı ısı kapasitesi dolayısıyla buhar türbininde üretilen elektrik miktarı arttırılabilir. Destek brölürler işletme ekonomisine bağlı olarak atık ısı kazanında ayrı yerlere konumlanabilir. Atık ısı kazanından veya buhar türbinin belli yerlerinden çeşitli basit ve sıcaklıklarda ara buharlar alınarak, bir tesisin veya çeşitli endüstriyel kuruluşların ısı gereksinimlerini karşılanabilir. Böyle elektrik ve ısının birlikte üretilip kullanıldığı sistemlere kombine çevrim bileşik ısı – güç santralleri denir. Bu bölümde sadece elektrik üreten ve işletmeci tarafından tanımlanan işletme özelliklerini yerine getirilen bir kombine çevrim santrali tasarlanarak optimizasyonu yapılacaktır [1].

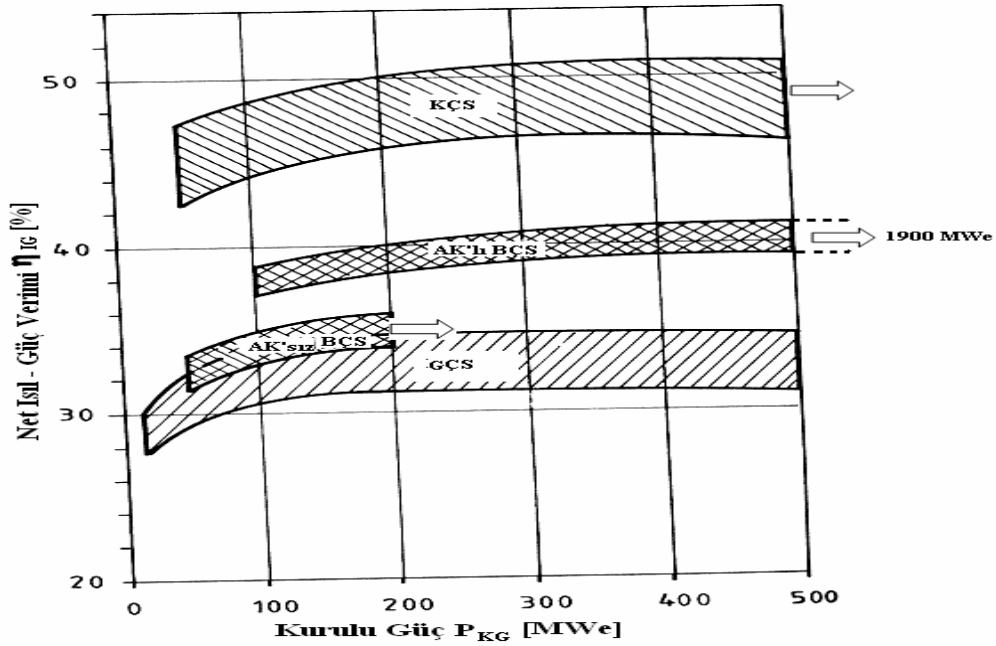
4.1. Kombine Çevrim Santrali Tasarımında Mühendislik Yaklaşımı

Bir endüstriyel bölgenin yük eğrisindeki temel elektrik yük açığı 250 – 300MWe olarak verilmiştir. Bu açığın en kısa zamanda ve en düşük yatırım ile gerçekleştirilmesi istenmektedir. Bu bölgede doğalgaz bulunmakta, doğalgazın günümüz teknolojisinde en yüksek verimle elektriğe dönüştürülmesi istenmektedir. Santral kurulacağı yerin çevresel tasarım verileri aşağıdaki gibidir:

- Denizden yükseklik: $H = 949 \text{ m}$
- Dış hava sıcaklığı: $t_H = (-10) - (+35)^\circ\text{C}$
- Hava nemi: $\varphi = 60 \%$
- Yakıt: Doğalgaz ($H_u = 10312.5 \text{ kcal/kg}$ (Ankara))

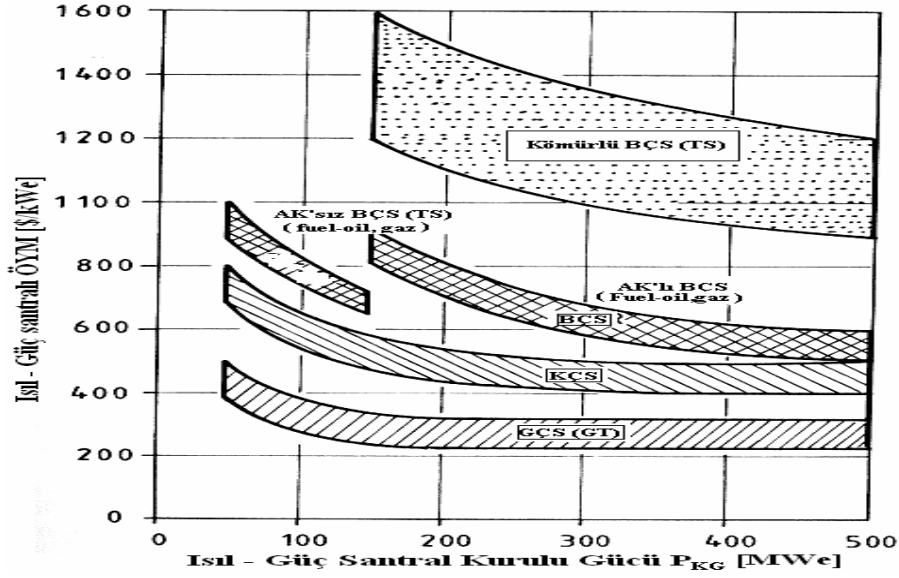
4.2. Kombine Çevrim Santralı Sistem Yapısı

Çeşitli ısı – güç santrallerinin kurulu güce bağlı olarak net elektrik üretim verimi Şekil 4.1’de verimiştir [11].



Şekil 4.1. Çeşitli tür ısı – güç santralının kurulu güçlerine göre net elektrik Verimlerinin (η_{IGS}) karşılaştırılması KÇS: Kombine çevrim santralı, AK'lı BÇS: Ara kızdırmalı buhar çevrim santralı (termik), AK'sız BÇS: Ara kızdırmazsız buhar çevrim santralı, GÇS: Gaz çevrim santralı

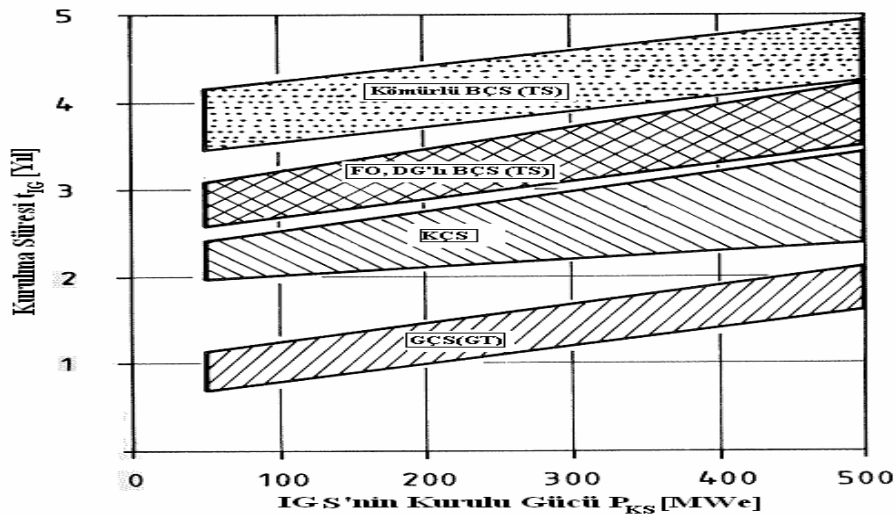
Buradan görüldüğü gibi yakıt ısısının en yüksek verimle elektiriğe dönüştüğü ısı – güç santral türü kombine çevrim santraldır. Çeşitli tür ve yakıtlı ısı – güç santrallerinin kurulu güçlerine göre özgül yatırım maliyeti değişimi Şekil 4.2’de verilmiştir.



Şekil 4.2. Çeşitli tür ve yakıtlı ısı – güç santralının, kurulu güçlerine (P_{KG}) göre özgül yatırım maliyetinin (ÖYM) değişimi

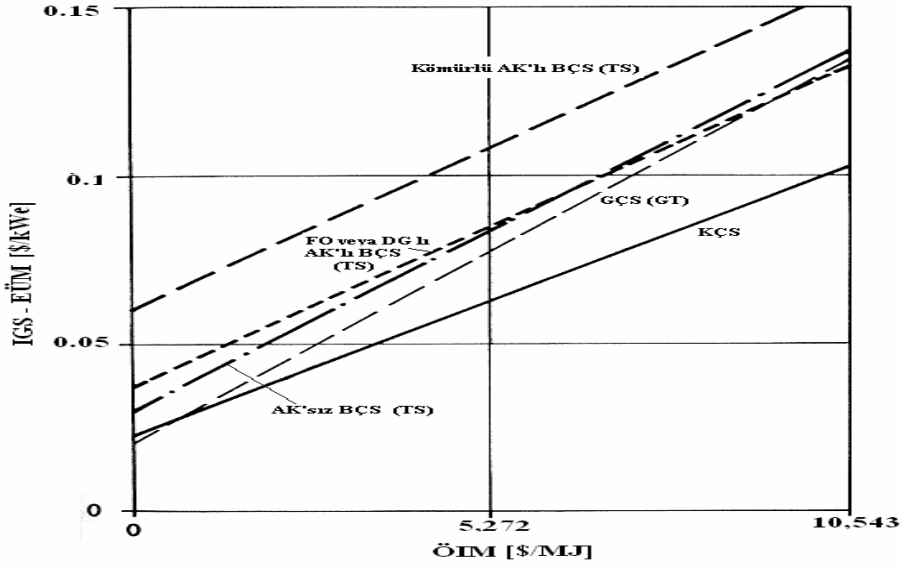
Şekil 4.2'de görüldüğü gibi 300MWe kurulu güçteki bir kombine çevrim santralının özgül yatırım maliyeti 450\$/kWh_e iken kömürlü santralda bu değer 1200\$/kWh_e olmaktadır.

Çeşitli tür ve yakıtlı ısı – güç santrallerinin kurulu gücüne göre yaklaşık kurulma süreleri yıl olarak Şekil 4.3'te verilmiştir [11].

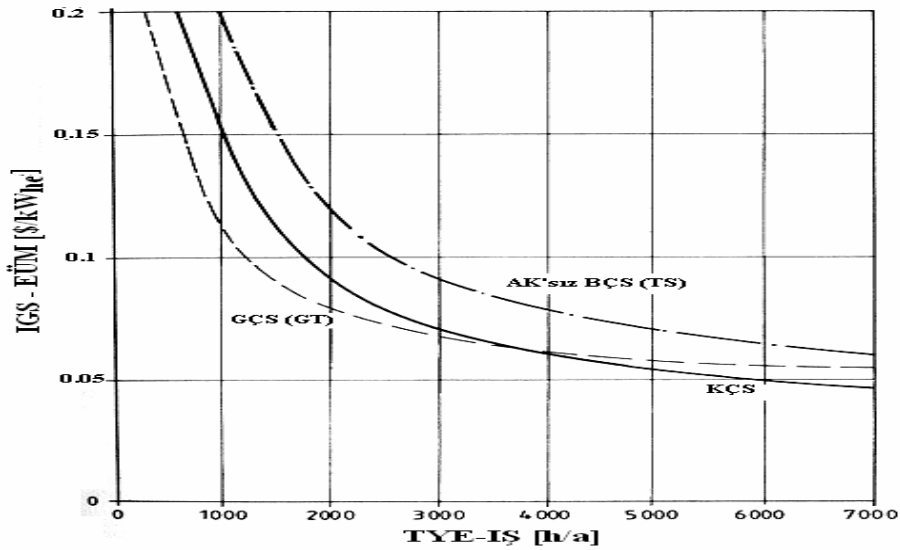


Şekil 4.3. Çeşit tür ve yakıtlı ısı – güç santrallerinin (IGS) kurulu gücün (P_{KG}) göre kurulma sürelerinin (t_{KS}) değişimi

Çeşitli tür ve yakıtlı ısı – güç santrallerinin özgül üretim maliyetlerinin[\$/kWh], özgül ısı maliyetine ÖİM[\$/MJ] değişimi Şekil 4.4'te, özgül elektrik üretim maliyetinin tam yük eşdeğer işletme süresine TYE_{is} [h/a] değişimi ise Şekil 4.5'te gösterilmiştir [11].

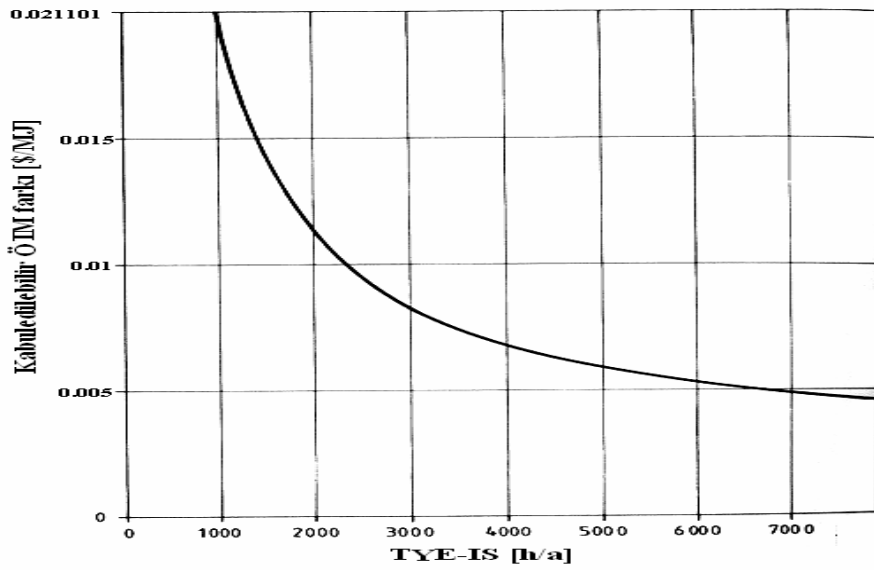


Şekil 4.4. Çeşitli tür ve yakıtlardaki ısı – güç santrallerinin (IGS) elektrik üretim maliyetlerinin (EÜM) özgül yakıt maliyetine göre değişimi (Referans: $P_{KG} = 200$ MWe, $AO = \%11$, $TY-IS = 4000$ h/a)



Şekil 4.5. Çeşitli ısı – güç santrallerinde (IGS) tam yük eşdeğer – işletme süresine (TYE-IS) göre özgül elektrik üretim maliyetinin (EÜM) değişimi (Referans: $P_{KG} = 50$ MWe, $\ddot{O}YM = \dots$ \$/MJ, $AO = \%11$)

Özgül elektrik üretim maliyetinin, yatırım sermayesi banka faiz oranı ve geri ödeme süresine bağlı olarak belirlenen amortisman oranına AO [%] göre değişimi, Şekil 4.6'da buhar çevrim termik santral (örneğin kömür, fuel oil) yerine, aynı tam yük eşdeğer işletme süreli kombine çevrim santrali kurulmasının tercih edilebilmesi için, doğalgaz özgül ısı maliyetinin, kömür veya fuel oil özgül ısı maliyetinin ne kadar üzerinde olması gerektiği (kabuledilebilir özgül ısı maliyeti ÖİM [\$/MJ]), Şekil 4.6'da gösterilmiştir [11].



Şekil 4.6. Termik santral (BÇS) yerine aynı kurulu güçte kombine çevrim santrali (KÇS) kurulabilmesi için, kabul edilebilir özgül yakıt ısı maliyeti (ÖİM) farkının, tam yük eşdeğer (TYE) işletme süresine (IS) göre değişimi (Referans: AO = %11)

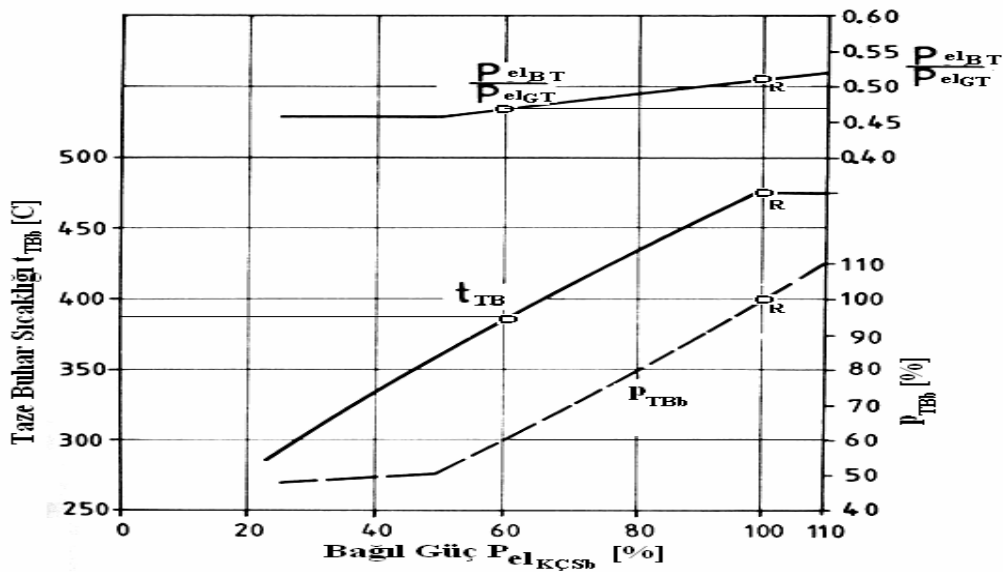
Şekil 4.1 – 4.6'nın, istenilen ısıl – güç santrali tasarım ve işletme koşulları dikkate alınarak değerlendirilmesi durumunda, kombine çevrim santralinin itenilen bu özellikleri en iyi şekilde karşıladığı görülebilir. Bu nedenle kurulacak elektrik üretim santralini kombine çevrim santrali olması kararlaştırılmıştır.

4.3. Kombine Çevrim Santrali Tasarım Verilerinin Belirlenmesi

4.3.1. Kombine çevrim santrali gaz çevrim tasarım verilerinin belirlenmesi

Kombine çevrim tasarımına, gaz çevrim tasarımı ile başlanır. Burada kullanılan gaz türbinleri, çeşitli elektrik üretim kapasitelerine ve türbin giriş sıcaklığına (kanat soğutma) göre çeşitli firmalar tarafından seri biçimde üretilmektedir. Özen türbin üretim maliyeti, seri üretilenlerin çok üzerinde olduğundan, olabildiğince bu türbinlerin kullanması yatırım maliyeti, işletmeye alma süresi ve işletme ekonomisi yönünden vazgeçilmez bir yaklaşımdır.

İstenilen toplam elektrik üretim kurulu gücünün 250 – 300 MWe olduğu düşünülürse bunun ortalama değeri 275MWe dolayındadır. Modern kombine çevrim santrallerinde buhar türbininde üretilen elektriğin P_{elBT} [kWe], gaz türbininde üretilen elektriğe oranının, toplam kombine çevrim santrali elektrik üretim yük oranına göre değişimi Şekil 4.7’de verilmiştir. Kombine çevrim santrali işletme bölgesinde (50 - 110 %) bu oran %46 - %52 arasında değişmektedir (Şekil 4.7) [11].

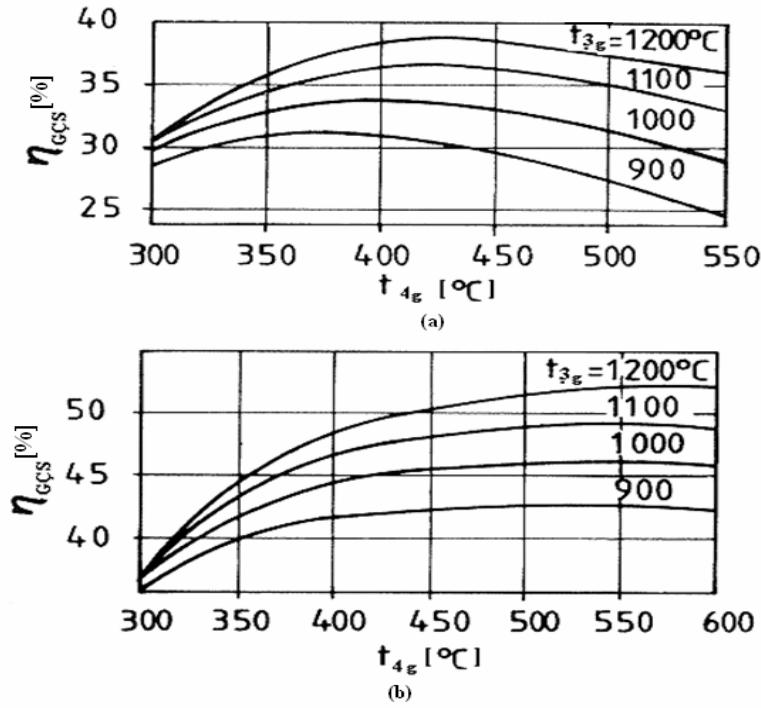


Şekil 4.7. Bir kombine çevrim santralinde taze buhar sıcaklığının (t_{TB}), P_{elBT}/P_{elGT} oranının, taze buhar bağıl basıncının (p_{TBb}), kombine çevrim santrali bağıl güç üretimine ($P_{el-KÇS}$) göre değişimi

Bu şekilde ayrıca taze buhar sıcaklığının, taze buhar basıncının kombine çevrim santrali bağıl elektrik yüküne bağlı olarak değişimi ayrıca gösterilmiştir. Şekildeki referans noktası tam yük koşulu yani anma yükü (%100 yük) seçilmiştir. Tasarım yapılacak kombine çevrim santralinde buhar türbini elektrik yükünü gaz türbini elektrik yüküne oranı 0.46 seçilmiştir. Toplam kombine çevrim santrali elektrik yükü 275MWe olduğuna göre buradan gaz türbini elektrik yükü 187MWe olarak belirlenir. Ayrıca gaz türbini elektrik üretim veriminin maksimum olabilmesi için, gaz türbini giriş sıcaklığının maksimum değerinde olması gerekir. Piyasada gaz türbini üreten başlıca firmaların ürün türleri, gaz türbini kurulu gücü, gaz türbini giriş sıcaklığı vb. veriler EK-4'te verilmiştir. İstenilen yük ve özelliklerdeki, gaz türbini; yatırım maliyeti, enerji verimliliği ve işletme koşulları da göz önünde tutularak, bu listeden seçilmiştir. Tasarım yapılacak kombine çevrim santrali için en uygun özelliklere sahip olan gaz türbinin tipi listede GE 7152FB olarak verilmektedir (EK-4). Bu gaz türbini için listede verilen ve ayrıca firma kataloglarından elde edilen tasarım işletme ve yatırım verileri aşağıda özetlenmiştir:

- Gaz türbini kurulu gücü : $P_{elGT} = 180 \text{ MWe}$
- Gaz türbini giriş sıcaklığı : $t_{3g} = 1371^\circ\text{C}$
- Gaz türbin çıkış sıcaklığı : $t_{4g} = 626^\circ\text{C}$
- Kompresör sıkıştırma oranı: $r_k = 18.5$
- Gaz türbin fiyatı : 37.0 MM\$
- Türbin çıkış gazın debisi : 460 kg/s
- Gaz türbin verimi : 37.9 %
- Isı oranı (LHV) : 9669 kJ/kWh

Bir kombine çevrim santralinde kullanılan gaz türbini çıkış sıcaklığına göre, gaz çevrim verimi 37.9% ve kombine çevrim santrali verimi değişimi literatür bilgisi olarak Şekil 4.8'de verilmiştir.



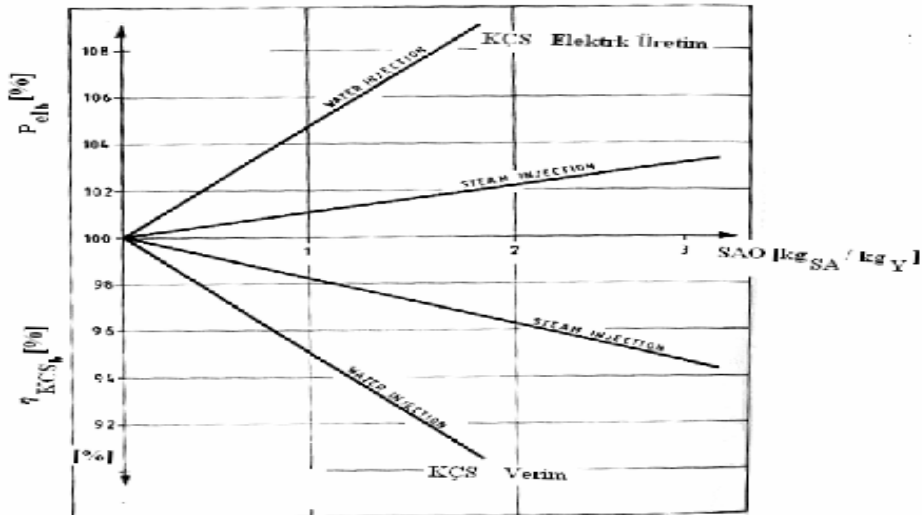
Şekil 4.8. Bir kombine çevrim santralinde kullanılan gaz türbini çıkış sıcaklığına göre, gaz çevrim verimi ve kombine çevrim santrali veriminin değişimi
 (a) Bir kombine çevrim sistemindeki gaz çevrim santral, verimi ($\eta_{GÇS}$)
 (b) Kombine çevrim santrali toplam veriminin ($\eta_{GÇS}$) gaz türbini giriş (t_{3g}) ve çıkış (t_{4g}) sıcaklıklarına göre değişimi

Bu verimler modelleme ve benzeşimleme yaklaşımı uygulamaları ile gerçekleştirilecek optimizasyon sonucunda tasarımılanan sistem için elde edilecektir [11].

Böl. 3.3.2 uyarınca izentropik sıkıştırma ve genleşme süreçleri esas alınarak gaz çevriminde kompresör sıkıştırma oranı termodinamik olarak optimize edilmiş ve $\Gamma_{kopt.} = 15.74$ bulunmuştur. Bu sonuç gösterdiği gibi teorik gaz çevrim veriminin maksimum olduğu sıkıştırma oranını gösteren termodinamik optimum sıkıştırma oranı, firma kataloklarında verilen ekonomik optimizasyon sonucu elde edilen ekonomik optimum sıkıştırma oranından genelde küçüktür. Bunun nedeni sıkıştırma oranının termodinamik optimum üzerinde arttırıldığında belli bir arttırıma kadar, yatırım maliyetinin yıllık amortismanındaki azalma, termodinamik optimumun altına düşülmesinin neden olduğu yıllık yakıt giderindeki artışın üzerinde olmaktadır. Sıkıştırma oranındaki artış, yanma odası giriş sıcaklığının doyasıyla alev

sıcaklığının artması nedeni ile yanma verimini arttırmakta ve yakıt giderini azaltmaktadır. Bu nedenle enerji dönüşüm sistemlerinde, termodinamik optimum koşulları ile elde edilen işletme verileri kullanılmayıp, termodinamik optimizasyon ardından yatırım ve işletme maliyetleri de dikkate alınarak yapılan ekonomik optimizasyonun sağladığı işletme verileri genelde firma kataloglarda verilmekte, sistemin işletmeleri de bu verilere uyarınca yapılmaktadır.

Doğalgaz yanması için hava fazlalık katsayısı $n = 1.05$ seçilmiştir. Bu koşullarda adiabatik yanma oda sıcaklığı 1815°C bulunmuştur. Seçilen gaz türbini giriş kanatları, kanat üzerinde soğuk hava sınır tabakası oluşturulması ile kanatlar soğutulmakta ve türbin giriş sıcaklığının 1371°C 'de çıkartılması mümkün olmaktadır. Yanma odası sıcaklığının adiabatik sıcaklıktan bu sıcaklığa kadar düşülmesi için yanma odası hava, buhar veya su püskürtmesi ile soğutulabilir. Kombine çevrim performansı yönünden en uygun soğutma yöntemi buharla soğutmadır (Şekil 4.9). Bu çalışmada buharla soğutma yöntemi uygulanacaktır. Gaz çevrim modellemesinde ve benzeşimlemesinde (simülasyon) seçilen gerçek gaz türbini ve buharla soğutma yöntemi uygulanacaktır [11].



Şekil 4.9. Soğutma akışkan oranına (SAO) ve soğutma akışkan türüne (su, buhar) bağlı olarak bir kombine çevrim santralinde (KÇS) bağıl elektrik üretiminin (P_{elb}) ve bağıl veriminin ($\eta_{KÇSb}$) değişimi

4.3.2. Atık ısı kazanı tasarım verilerinin belirlenmesi

Atık ısı kazanında üretilen buharın maksimum ekserji (minimum ısı transferi, sıkıştırma ve genleşme tersinmezlikler veya ekserji kayıpları) ile türbine verilebilmesi için atık ısı kazanı tasarım verilerinin uygun biçimde belirlenmesi gerekir. Diğer yandan atık ısı kazanı işlevi, gaz/buhar çevrimleri arasında gerçekleştirilmeyen sanal çevrimin (eksik alanı) minimum düzeye indirilmesi gerekir (Şekil 3.11) [14]. Bu alanın minimuma indirilmesi için başlıca uygulamalar:

- Kondens ön ısıtma
- Taze buhar basınç ve sıcaklığının olabildiğince arttırılması
- Ara kızdırıcı uygulaması
- Çoklu basınçlı atık ısı kazanı uygulaması

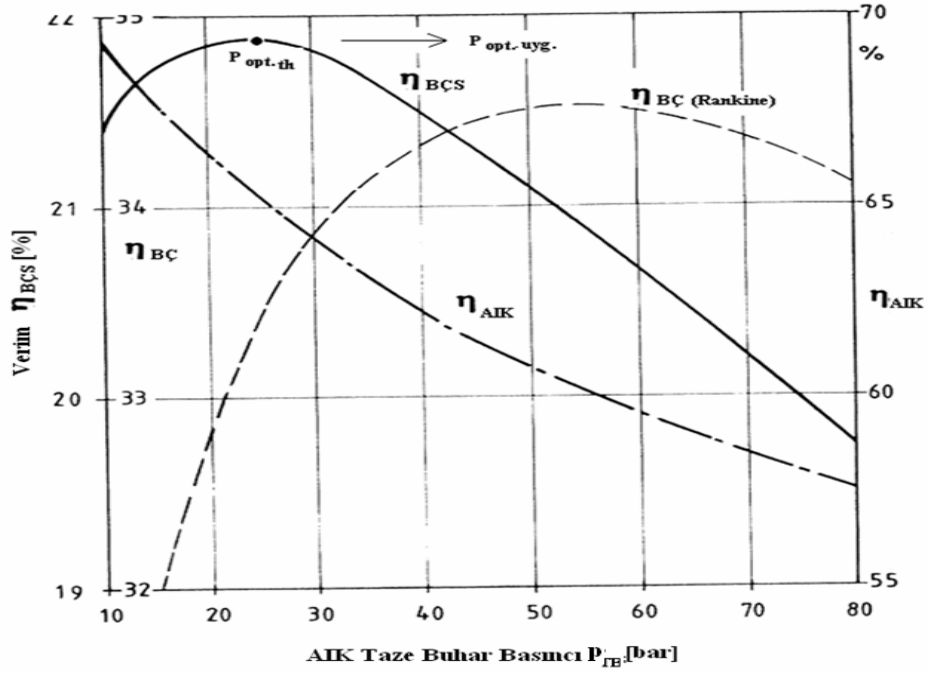
a) Kondens ön ısıtma

Yakıt olarak doğalgaz kullanıldığında düşük sıcaklık (sulfurik asit) korozyonu söz konusu olmamaktadır. Türbinden alınan iki bar basınçtaki ara buhar ile kondens degazörde 105°C'e kadar ön ısıtılmakta ve korozyon etkili gazlarda (CO₂, O₂, vb.) atılmaktadır. Bunun dışında kondens ön ısıtma öngörülmemiştir.

b) Taze buhar basınç ve sıcaklığı

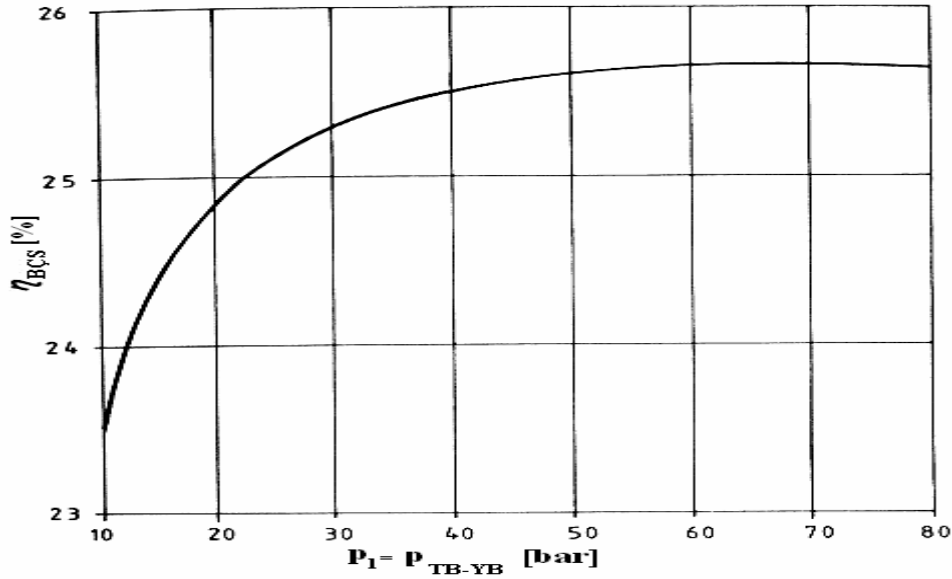
Taze buhar sıcaklığı buhar çevrim veriminin maksimum düzeye çıkartılabilmesi için gaz türbini çıkış sıcaklığı dikkate alınarak malzeme sıcaklık sınırına kadar arttırılmaya çalışılmalıdır. Bu nedenle taze buhar sıcaklığı 537°C seçilmiştir. Taze buhar basıncı, gaz türbini çıkış sıcaklığı dikkate alınarak, buhar çevrim veriminin maksimum konuma ulaşacak biçimde seçilmesi gerekir. Bir kombine çevrim sisteminde, tek basınç atık ısı kazanı (η_{AIK}), buhar çevrim santrali ($\eta_{BÇS}$) ve buhar çevrim ($\eta_{BÇ}$) (Rankine) termodinamik verimleri taze buhar basıncına bağlı olarak Şekil 4.10'da verilmiştir. Elektrik üretimi yönünden esas olan buhar çevrim santrali

verimi olduğundan, taze buhar basıncının, termodinamik buhar çevrim santrali veriminin maksimum olacağı şekilde seçilmesi düşünülür [11].



Şekil 4.10. Bir kombine çevrim sisteminde, buhar çevrim (Rankine) veriminin ($\eta_{BÇ}$), buhar çevrim santrali veriminin ($\eta_{BÇS}$) ve atık ısı kazanı ısı geri kazanımının veriminin ($\eta_{AİK}$), AIK taze buhar basıncı (p_{TB}) göre değişimi

Şekil 4.10'da tek basınç atık ısı kazanı uygulaması durumunda, Rankine çevrimini maksimum yapan taze buhar basıncı 60bar, buhar çevrim santrali verimini maksimum yapan taze buhar basıncı ise 30 bar dolayındadır. Ara kızdırcı uygulaması ve çok basınç atık ısı kazanı uygulamalarında, ekonomik optimizasyon yönünden taze buhar basıncı 120bar ve üzerine çıkabilmektedir (Şekil 4.11). Bu nedenle taze buhar basıncı 120bar seçilmiştir [11].



Şekil 4.11. İki basınç kombine çevrim santrali buhar çevriminde yüksek buhar çevriminin buhar basıncının (p_{TB-YB}) buhar çevrim santrali verimine ($\eta_{BÇS}$) etkisi
($t_1 = 475$ °C , $p_2 = 3.3$ bar , $t_{4g} = 525$ °C)

c) Ara kızdırıcı sıcaklık ve basıncı

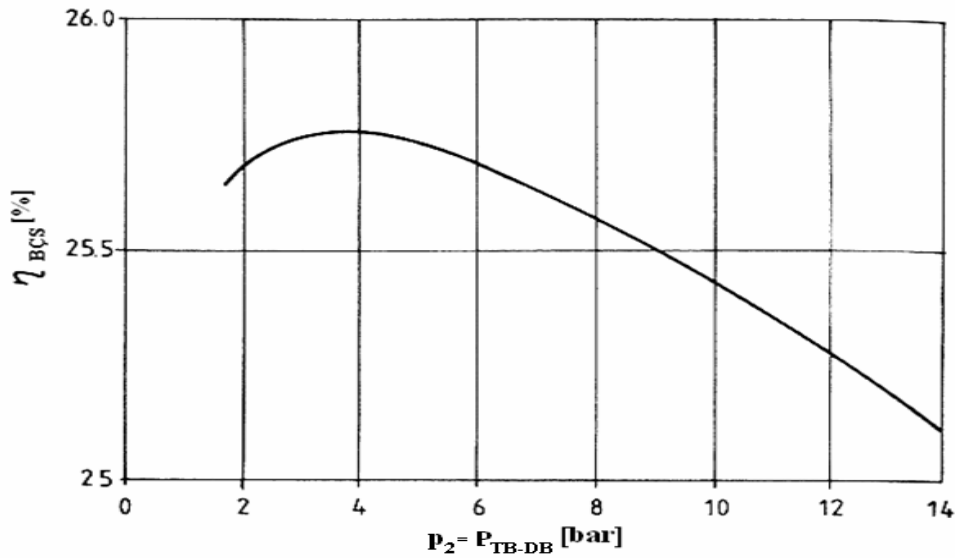
İzentropik Rankine çevriminin Carnotizasyonu yaklaşımı ile çevrim ortalama yüksek sıcaklığı hesaplanmış, bunun izentropik türbin genleşme eğrisini kestiği noktadaki sıcaklık ve basınç ara kızdırıcı giriş sıcaklık ve basınç olarak belirlenmiştir (Şekil 4.21). Ekonomik optimizasyon yolu ile bulunan ve firmalar tarafından verilen ara kızdırıcı giriş sıcaklığı ve basıncı 355°C ve 35bar dolayındadır. Ara kızdırıcı çıkış sıcaklığı kızdırıcı olduğu gibi 537°C alınmıştır.

d) Çoklu taze buharlı atık ısı kazanı uygulaması

Çeşitli basınç ve sıcaklıklarda birden fazla taze buhar üreten atık ısı kazanlarına çoklu basınç atık ısı kazanı olarak isimlendirilir. Üretilen taze buhar sayısı arttıkça, çevrimler arasındaki ısı transferinden kaynaklanan ve ekserji kaybına neden olan alan (Şekil 3.11) küçülür. Üretilen bu taze buharların yüksek basınçta olanlar elektrik üretimi için buhar türbini çeşitli noktalarında türbine beslenir. Orta ve düşük basınç olan taze buharlar ise, yanma odası soğutmasında, degazör buharı veya kondens ve

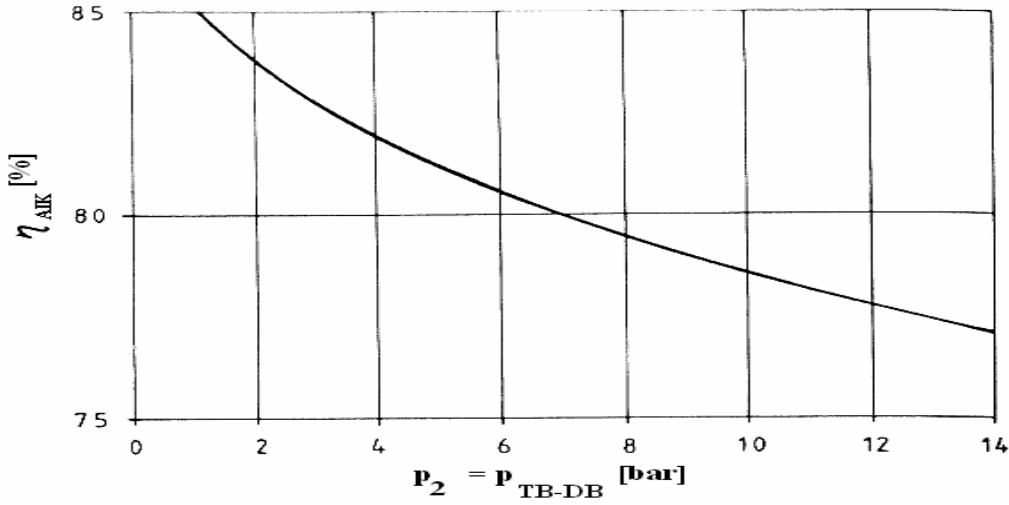
besleme suyu ön ısıtmalarında ve diğer endüstriyel ısı kullanıcılarında kullanılabilir. Taze buhar sayısı arttıkça, atık ısı kazan yatırım maliyetleri artar. Gönümüz uygulamalarında genelde iki basınç atık ısı kazanı kombine çevrim santrallerinde uygulanmaktadır. Gerekli termodinamik ve optimizasyondan yapılarak, ekonomik olması durumunda üç, dört veya daha fazla sayıda taze buhar üreten atık ısı kazanları da uygulanabilir.

Tasarımlanan kombine çevrim santralinde iki basınç atık ısı kazanı öngörülmüştür. İki basınç atık ısı kazanlı buhar çevrim santrali veriminin, düşük basınç taze buhar basıncına göre değişimi Şekil 4.12’de gösterilmiştir [11].



Şekil 4.12. İki basınç kombine çevrim santrali düşük buhar çevriminin taze buharın basıncının (p_{TB-DB}) buhar çevrim santrali veriminin (η_{BCS}) etkisi ($t_1 = 475$ °C , $p_1 = 57$ bar , $t_2 = 200$ °C)

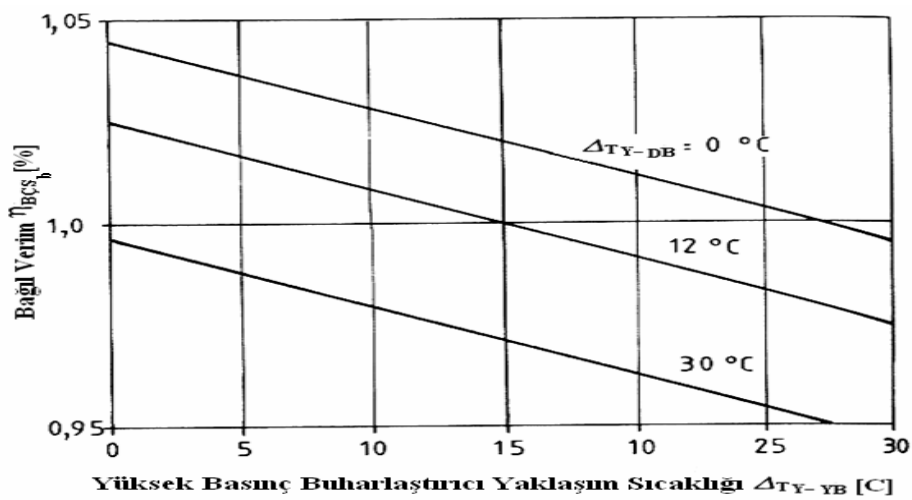
Yukarıdaki şekilde görüldüğü gibi, iki basınç bir atık ısı kazanlı buhar çevrim santralinde çevrim veriminin maksimum düzeyde tutulabilmesi için, düşük basınç taze buhar basıncının 2 – 6 bar arasında tutulması gerekmektedir. Tasarımda ham basınç değeri olarak iki bar alınmıştır. Düşük basınç taze buhar kazan çıkış sıcaklığının, bu konumdaki kazan bölgesi yanma gazı sıcaklığı ve ikinci taze buharın türbine verildiği konumdaki türbin akışkan sıcaklığı da dikkate alınarak 257°C seçilmiştir (Şekil 4.13).



Şekil 4.13. Bir iki basınç kombine çevrim santrali buhar çevriminin düşük taze Buharın basıncının (p_{TB-DB}) atık ısı kazanının ısı geri kazanım verimine (η_{AIK}) etkisi
($t_1 = 475$ °C, $p_1 = 57$ bar, $t_2 = 200$ °C)

İki taze buharlı atık ısı kazanı buhar üretim yaklaşım sıcaklıklarının belirlenmesi

Farklı basınçlarda iki taze buharlı (çift basınç) atık ısı kazanına sahip bir kombine çevrim santralinin buhar çevrim bağıl veriminin, yüksek basınçlı taze buhar yaklaşım sıcaklığı (ΔT_{Y-YB}) her iki taze buhar içinde 40°C seçilmiştir (Şekil 4.14) [11].

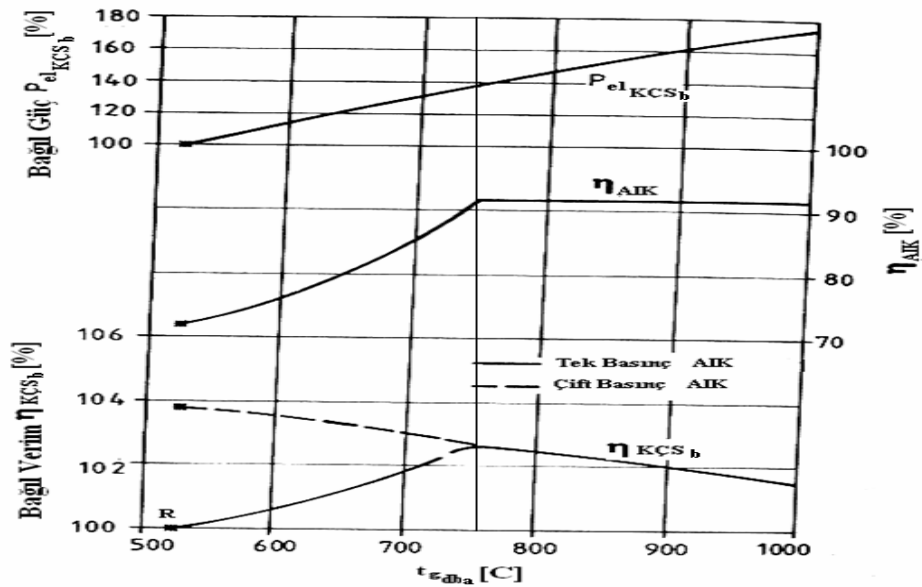


Şekil 4.14. İki basınç buhar çevrim santrali bağıl veriminin (η_{BCSb}), yüksek basınç buharlaştırıcının (ΔT_{Y-YB}) ve düşük basınç buharlaştırıcının (ΔT_{Y-DB}) yaklaşım sıcaklıklarına göre değişimi
(Referans: $\Delta T_{Y-YB} = 15$ °C , $\Delta T_{Y-DB} = 12$ °C)

Yukarıdaki şekilden görüldüğü gibi buhar çevrim santrali veriminin maksimum düzeye çıkartılabilmesi için yüksek basınç ve alçak basınç taze buharların yaklaşım sıcaklıklarının sıfıra yaklaşması gerekir. Bu ise ilgili besleme suyu ön ısıtıcı yüzeylerinin alanlarının dolayısıyla yatırım maliyetlerinin aşırı biçimde yükselmesi anlamına gelir. Bu nedenle tasarılan iki basınç atık ısı kazanında yüksek basınç taze buhar yaklaşım sıcaklığı ($\Delta T_{Y-YB} = 40^{\circ}\text{C}$), alçak basınç taze buhar yaklaşım sıcaklığı ise ($\Delta T_{Y-DB} = 40^{\circ}\text{C}$) seçilmiştir [11].

Destek yakmalı atık ısı kazanı uygulaması

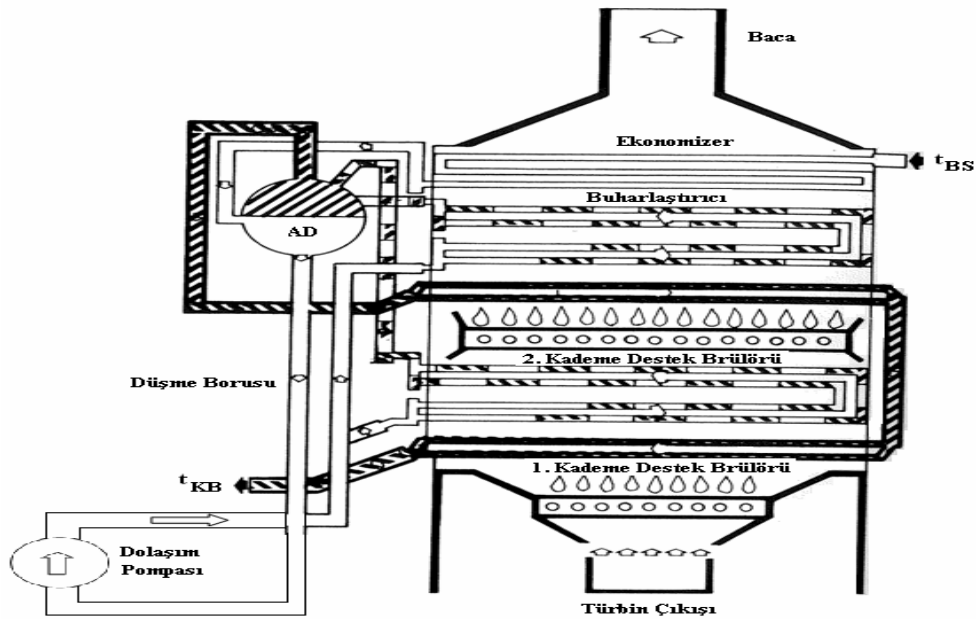
Destek yakmalı (brülörlü) tek ve çift basınç atık ısı kazanılı bir kombine çevrim santralinde bağlı kombine çevrim santrali elektrik üretimi ($P_{elKÇSb}$), atık ısı kazanı ısı geri kazanım verimi (η_{AIK}), tek ve çift basınç atık ısı kazanı uygulanması durumunda kombine çevrim santrali bağlı veriminin, atık ısı kazanı yanma gazı giriş sıcaklığına (destek brülörü arkasındaki sıcaklık) bağlı olarak değişimi Şekil 4.15'te verilmiştir.



Şekil 4.15. Destek yakmalı bir atık ısı kazanında, destek brülörü arkası (kazan girişi) göre sıcaklığına (t_{gdba}) göre, kombine çevrim santrali bağlı veriminin ($\eta_{KÇSb}$), atık ısı kazanı veriminin (η_{AIK}) ve bağlı güç üretiminin ($P_{el,KÇSb}$) değişimi
(Referans: $t_G = 525^{\circ}\text{C}$, $\eta_{KÇSb} = \%100$, $P_{el-KÇSb} = \%100$)

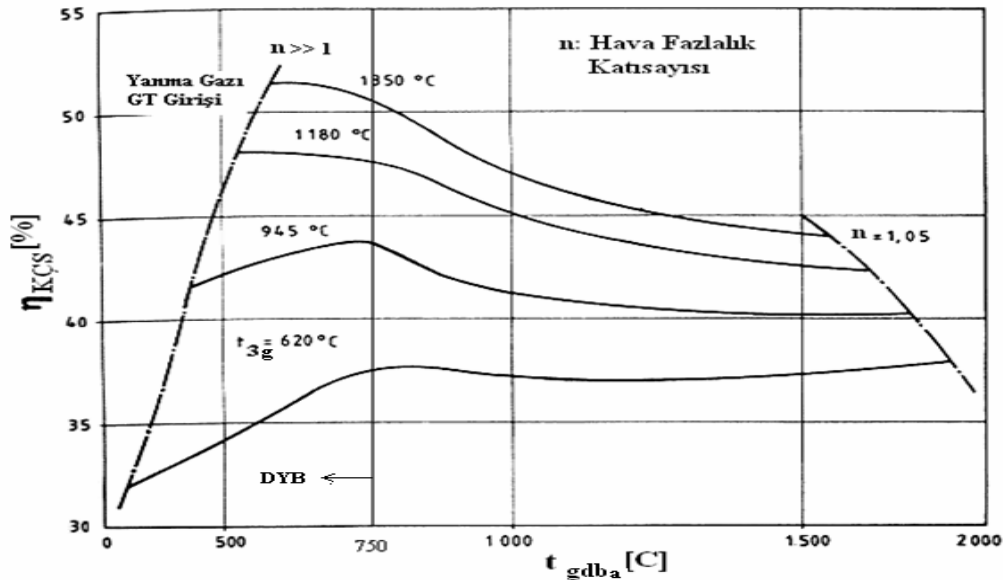
arttırılır. Bu uygulamada kombine çevrim yapısı ve davranışı amaç doğrultusunda muhafaze edilir. Şekil 4.15'te görüldüğü gibi minimum destek brülörlü kazanın iki basınç atık ısı kazanı olarak oluşturulması gerekir. Tasarıma amaçlanan kombine çevrim santralinde atık ısı giriş sıcaklığı 635°C olarak öngörülmüştür. 635°C 'ı 750°C 'a çıkartılması durumunda kombine çevrim santralindeki verim artışından sağlanan elektrik geliri, gerekli yatırım gideri yıllık amortismanını karşılaması şüpheli görülmektedir. Bu çalışmada minimum destek yakma brülörünü öngörülmemiştir. Bunun ekonomik olup olmadığı benzeşimleme çalışmalarında incelenecektir [11].

Atık ısı kazanı sıcaklıklarının 750°C 'ın üzerindeki maksimum destek yakmalı atık ısı kazanları tek basınç AIK olarak oluşturulur. Bu durumda kombine çevrim santrali, çok amaçlı kombine çevrim bişleşik ısı – güç santrali olarak, büyük boyutta ek yatırımlara gidilmeksizin, çeşitli endüstriyel ve konutsal ısı yüklerinin, kısmen de olsa elektrik yüklerinin karşılanmasında kullanılabilir. Bu ilave ısıl yük üretimi, belli kapasiteler arasında ve destek brülör kademelerini atık ısı kazanı içerisinde uygun biçimde konumlanması ile elde edilebilir (Şekil 4.17, Şekil 4.16, Şekil 4.18).



Şekil 4.17. Kademeli destek yakmalı (çift destek brülörlü) tek basınçlı bir atık ısı kazanının sistem yapısı ve sistemsel elemanları

Gaz türbinin atık ısı kazanına yakma havası (oksijen içeriği yüksek yanma gazları) sağlama işlemine dönüştüğü, kombine çevrim sistem yapısının, buhar çevrim termik santrali yapısına yaklaşan bir maksimum destek yakmalı atık ısı kazanına sahip bir kombine çevrim santralinin sistem yapısı şekil 4.16'te, böyle tek basınç atık ısı kazanına sahip bir kombine çevrim sistemde, kombine çevrim santral veriminin, destek brülör arkası sıcaklığına (t_{dba}), gaz türbini giriş sıcaklığına (t_{3g}) ve yanma gazları hava fazlalık katsayılarına ($1.05 > n < 4$) bağlı olarak değişimi Şekil 4.18'de verilmiştir [11].



Şekil 4.18. Destek brülörlü (yakmalı) bir atık ısı kazanının sahip bir kombine çevrim santrali veriminin ($\eta_{KÇS}$) gaz türbini giriş sıcaklığına (t_{3g}) ve destek brülörü arkası (AIK girişi) yanma gazı sıcaklığına (t_{gdba}) bağlı olarak değişimi. DYB: Destek Yakma Bölgesi ($t_{gdba} < 790$ °C)

Şekil 4.18'de görüldüğü gibi, atık ısı kazanı sıcaklıkları destek yakma ile 750°C üzerine çıkarılacaksa atık ısı kazanı tek basınç AIK'ı olarak uygulanır. Destek yakma ile AIK'ı ısı yükünün dolayısı ile buhar türbini elektrik üretiminin artmasına karşın toplam kombine çevrim santrali verimi ($\eta_{KÇS}$) artan atık ısı kazanı giriş sıcaklığına göre azalmaktadır. Bu şekilden ayrıca atık ısı kazan giriş sıcaklığı destek brülörlü 1500 – 2000°C çıkarılması durumunda kombine çevrim santrali verimi %52'den

%44'lere inmekte, kombine çevrim santral yapısı, buhar çevrim termik santral yapısına dönüşmektedir [11].

İki taze buharlı atık ısı kazanında düşük sıcaklık taze buhar verilerinin belirlenmesi

Yukarıda belirtildiği gibi iki basınç atık ısı kazanı kombine çevrim sisteminde öngörülmüştür. Yüksek basınç taze buhar ve ara kızdırma buharı verileri yukarıda belirtilmiştir ($p_1, t_1, p_{ak1}, t_{ak1}$) (Şekil 4.11). Düşük basınç taze buhar sıcaklık ve basıncı çoklu basınç atık ısı kazanı ile ilgili verilen gereçede uyarınca $p_2 = 15$ bar, $t_2 = 257^\circ\text{C}$ dolayında alınmıştır.

4.3.3. Buhar türbini ve donanımının tasarım verilerin belirlenmesi

Türbin tasarım verilerinin belirleme çalışmaları, türbin soğuk ucundan yani, soğutma sistemini oluşturan soğutma kulesi ve yoğuşturucudan başlar.

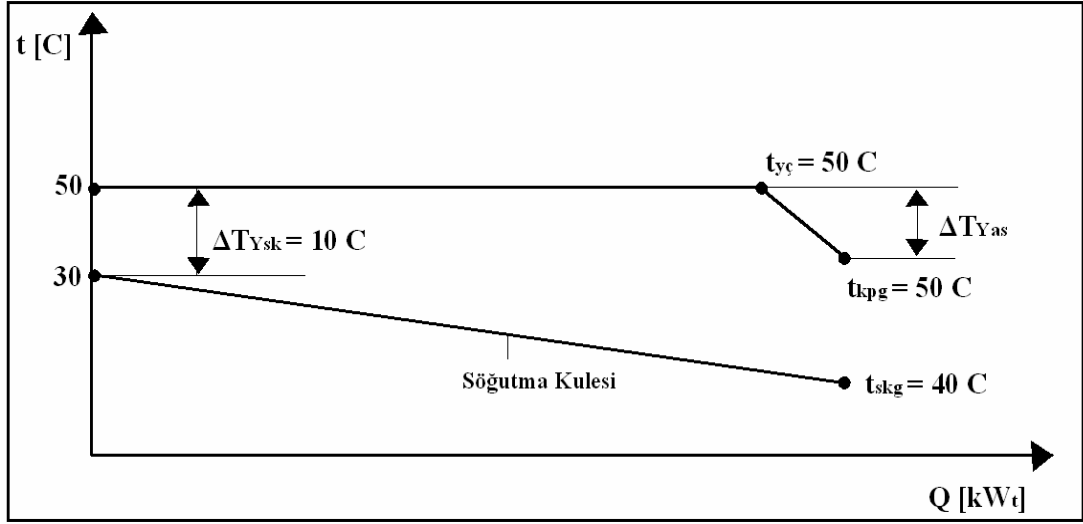
Buhar çevrim santralı soğutma sisteminin tasarım verileri

Soğutma sistemi soğutucu sistem (doğrudan soğutma, soğutma kuleleri) ve yoğuşturucudan oluşur. Tasarımın kurulması öngürülen yerde doğrudan soğutma seçenekleri (ırmak, göl, deniz) bulunmadığı için yoğuşturucu soğutma işleminin soğutma kulesinde yapılmasına karar verilmiştir [12].

a) Soğutma kulesi tasarım verileri:

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 ve doğalgaz fiyatlarının düşük olduğu çol 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 suları mevcuttur. Kurulacak yerin iklim koşulları (sıcaklık, nem, vb.) uygulanacak yaş soğutma kulesinin soğutma aralığı 10°C seçilmiştir. Soğutma kulesi T – Q eğrisi ve başlıca tasarım verileri Şekil 4.19’da verilmiştir [12].



Şekil 4.19. Soğutma kulesi ve yoğuşturucudan alınan soğutma sisteminin t – Q diyagramı ve tasarım verileri

Şekil 4.19’da görüldüğü gibi soğutma suyu yoğuşturucu giriş sıcaklığı ($t_{yg} = 38^{\circ}\text{C}$), yoğuşturucu çıkış sıcaklığı $t_{yc} = 38^{\circ}\text{C}$, soğutma kulesi soğutma aralığı $\Delta t_{sksa} = 10^{\circ}\text{C}$, soğutma suyunun yaklaşım sıcaklığı $\Delta T_{Ysk} = 10^{\circ}\text{C}$, kondens suyunun aşırı soğuma sıcaklığı 2°C alınmıştır. Bu sıcaklık ısı – yük eğrisinde soğutma kulesinin ve yoğuşturucunun tasarımı esas olan ısı yükleri hesaplanabilir.

$$\text{Soğutma kulesi soğutma yükü: } Q_{sk} = M_{ss} \cdot \Delta t_{sa} \cdot c_{pw} \quad \text{MWt} \quad (4.1)$$

Burada, M_{ss} [kg/s]; soğutma kulesinden yoğuşturucuya beslenen soğutma suyu debisi, Δt_{sa} [$^{\circ}\text{C}$]; soğutma kulesi soğutma aralığı, c_{pw} [kJ/kg. $^{\circ}\text{C}$], soğutma suyu yoğuşturucu giriş – çıkış soğukluğu ortalaması özgül ısısını tanımlar.

$$\text{Yoğuşturucu ısı yükü: } Q_Y = \dot{M}_{cb} \cdot \Delta h_{yog} \quad \text{MWt} \quad (4.2)$$

Burdada, \dot{M}_{cb} [kg/s]; türbinden yoğuşturucuya beslenen çürük buhar debisi, Δh_{yog} [kJ/kg]; yoğuşturucudaki entalpi farkını gösterir.

b) Yoğuşturucu tasarım verileri

Soğutma suyu yoğuşturucu giriş sıcaklığı ve soğutma kulesi soğutma aralığı dikkate alınarak, soğutma suyu yoğuşturucu çıkış sıcaklığı belirlenir. Yoğuşturucu yaklaşım sıcaklığı ve soğutma suyu çıkış sıcaklığından, yoğuşturucu yoğuşma sıcaklığı buradan da yoğuşma basıncı belirlenir. Bu çalışmada soğutma suyu giriş sıcaklığı (t_{ssg}) 30°C, soğutma kulesi soğutma aralığı (Δt_{ska}) 10°C, yoğuşturucu yaklaşım sıcaklığı (Δt_{ys}) 5°C alınmıştır. Yoğuşturucu T – Q eğrisi ve enerji – kütle dengesi yardımı ile yoğuşturucunun tasarım için gerekli termodinamik verileri elde edilir.

Degazör tasarım verileri

Degazörün işlevi yoğuşturucudan gelen kondens suyu ve buhar çevrimine verilen ilave suyun, türbinden alınan ara buhar veya kazan çıkış bölgesinde konumlanan ön ısıtma döngülü (ÖİD) buharlaştırıcıdan üretilen buhar ile degazör basıncına tekabül eden kaynama sıcaklığına getirerek, içerdikleri korozyon yakıcı gazların (CO₂, O₂ vb.), iş akışkanından uzaklaştırılarak kazanda korozyon oluşumunun önlenmesi ve sistem ömrünün uzatılmasıdır. CO₂ ısıtma yüzeylerinde jorozyondan kaynaklanan yüzeysel aşınmalara (yüzeysel korozyon), O₂ ise, ısıtma yüzeylerinde noktasal ve derinlik içerikli korozyona (çukurcuk korozyon) neden olur. Bu gazlar iş akışkanına hava sızması ve iş akışkanı – ısıtma yüzeyi malzemesi arasında meydana gelen kimyasal reaksiyondan sonucu oluşur. Degazörler atmosfer basınç altında (alt basınçlı, vakumlu) ve atmosfer basıncı üstünde (üst basınçlı) çalışan türden olmak üzere iki grupta toplanır. Alt basınçlı degazörler yakıt kökürdü olmaması (doğalgaz) nedeni ile, kazan düşük sıcaklık bölgesinde (EKO, duman kanalları, baca vb.) düşük sıcaklık (sülfürik asit) korozyonu oluşma tehlikesi bulunmayan kazanlarda uygulanır. Düşük sıcaklık korozyonunun söz konusu olduğu, kökürt içerikli yakıtların yakıldığı, tüm kazanlarda üst basınçlı degazör kullanılması zorunludur. Bu

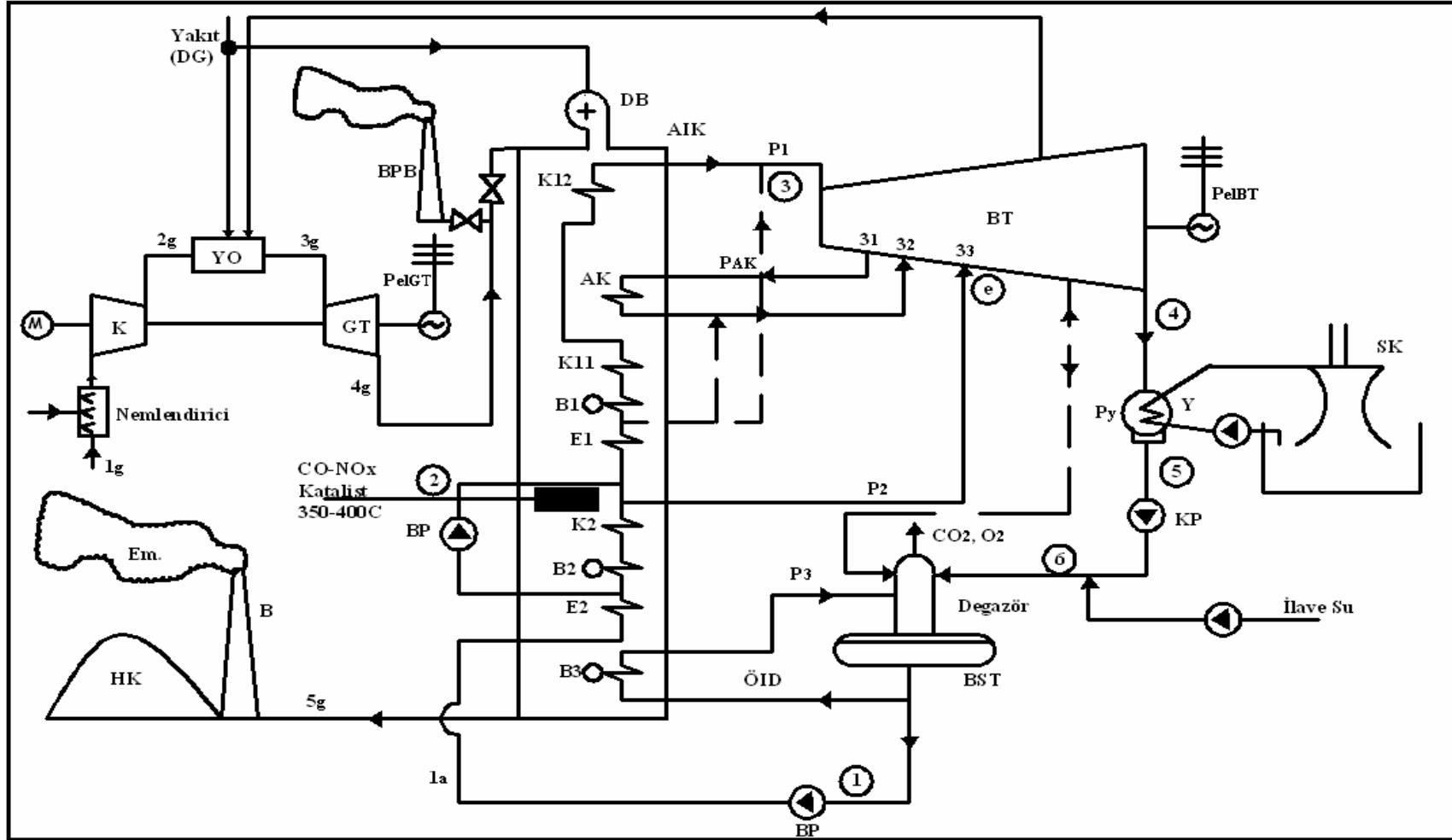
çalışmada düşük oranda kökürt içerikli doğalgazında yakılabileceği düşünerek, üst basınçlı degazör kullanılmıştır. Baca gaz sıcaklığının 120°C dolayında tutulacağı kabul edilmiştir. Degazör için gerekli buhar kazan çıkış bölgesine konumlanan önısıtma döngülü buharlaştırıcıda (ÖİDB, B3, Şekil 4.20) üretilen buhar kullanılmaktadır. Degazör ayrıca ön görülen degazör basıncına (2 bar) karşı gelen türbin genleşme bölgesi ile bağlantı oluşturulmuştur. Gaz atma işlemi gereksiniminden fazla buhar üretilmesi durumunda fazla buhar türbinde verilmekte, gereksinimin altında olması durumunda ise gerekli buhar farkı türbinden alınarak degazör basıncı 2 barda sabit tutularak gaz atma işleminin düzenli biçimde gerçekleşmesi sağlanır.

4.3.4. Elektrik jeneratörü ve donanımın tasarım verileri

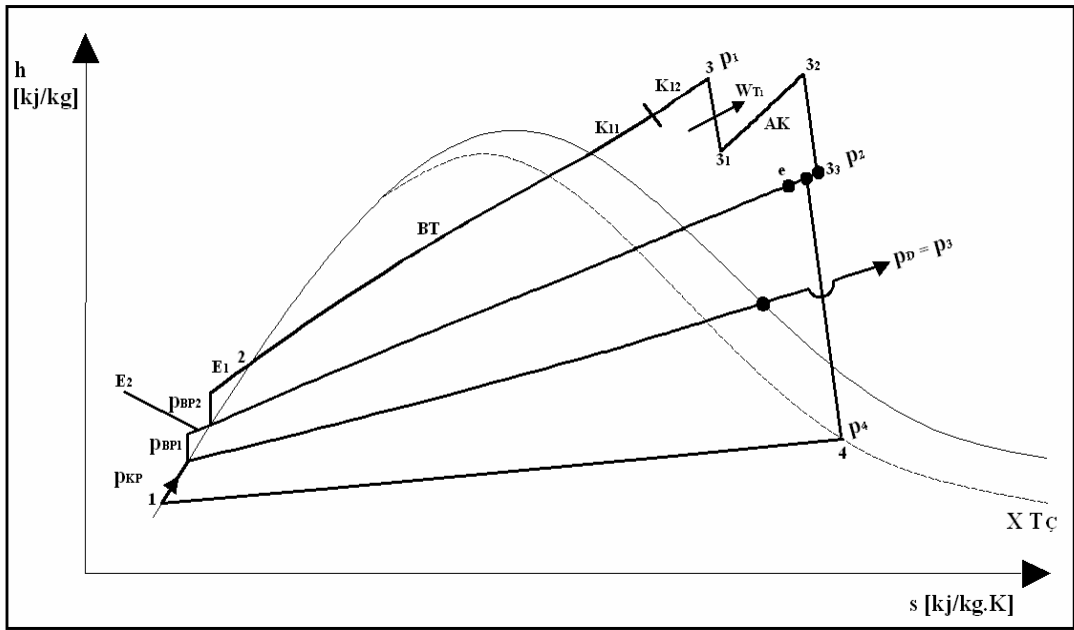
Elektrik mühendisinin uğraşı alanını oluşturan jeneratör ve donanımı için gerekli temel mekanik tasarım verileri (mekanik güç, dönüş sayısı vb.), çevrim optimizasyonunda elde edilir [15].

4.4. Kombine Isıl – Güç Çevriminin Modellenmesi

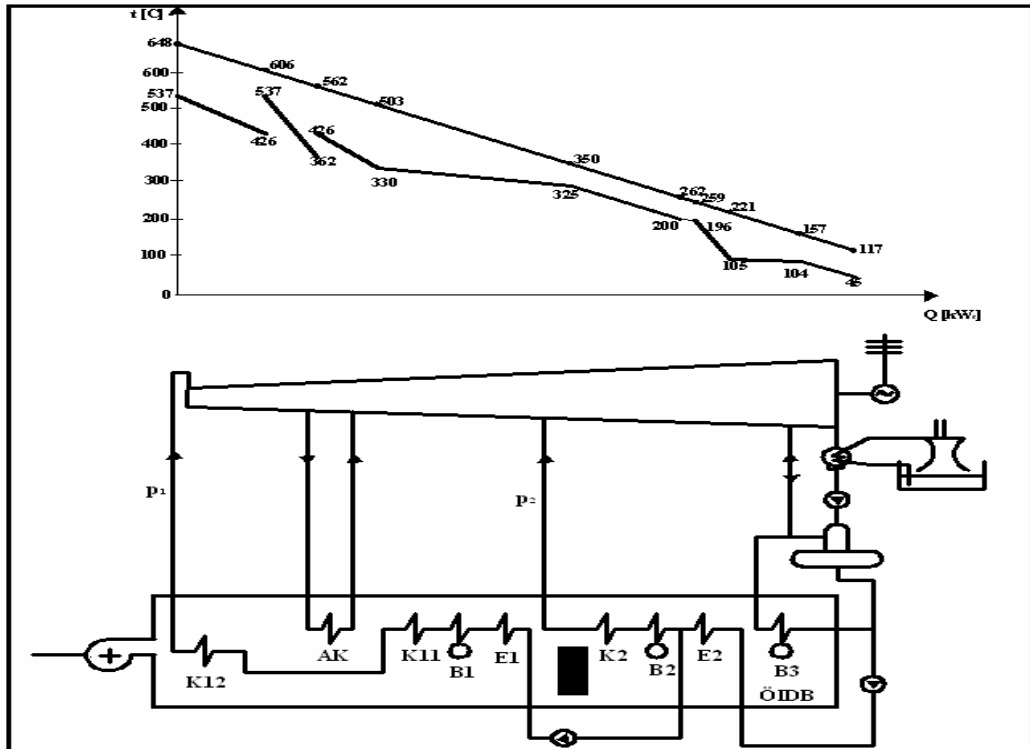
Tasarımlanan kombine çevrim ısıl – güç santralinin sistem yapısı, bağlantı ve akım şeması Şekil 4.20’de verilmiştir, çift taze buharlı (çift basınç) atık ısı kazanının T – Q eğrisi Şekil 4.21’de, buhar çevriminin h – s diyagramında görünümü Şeki 4.22’de, gaz ve buhar çevriminden oluşan kombine ısıl – güç çevriminin h – s diyagramında görünümü ise Şekil 4.23’te gösterilmiştir.



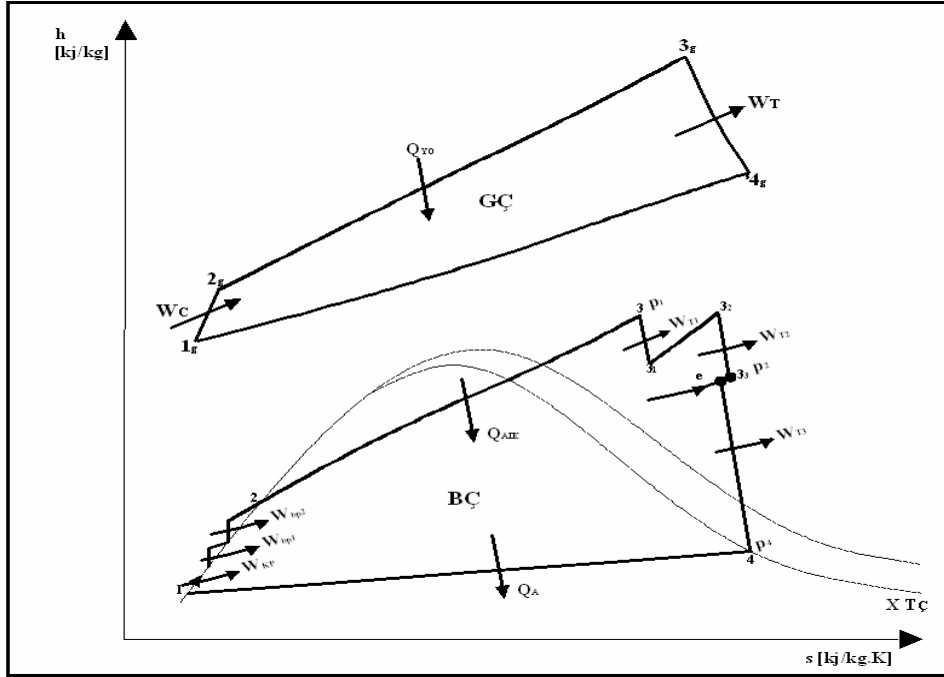
Şekil 4.20. kombine çevrim ısı – güç santralinin sistem yapısı, bağlantı ve akım şeması



Şekil 4.21. Bir kombine çevriminde, buhar çevrimin $h-s$ diyagramında gösterilmesi



Şekil 4.22. Çift taze buharlı (çift basınç) bir kombine çevrim santrali atık ısı kazanının $T-Q$ eğrisi



Şekil 4.23. Gaz ve buhar çevrimlerinden oluşan bir kombine çevrim santralini $h - s$ diyagramında gösterilmesi

$h - s$ diyagramında gösterilen ısı - güç çevriminde ısı, mekanik enerji aktarımı entalpi farkı biçiminde görüldüğünden, toplam ısı ve iş aktarımı ilgili bölümdeki iş akışkanı debisi ile iş akışkanı entalpi farkının çarpımı yolu ile doğrudan bulunur [12].

İş akışkanının (ısıtma veya güç akışkanı) bir termodinamik konumda hesaplanması için o konumdaki akışkanın sabit basınç özgül ısı ve sıcaklığı gerekmektedir. Tüm çevrim süreçlerinde güç akışkanı olan yanma gazları ve buharın basınç ve sıcaklıklar değiştiğinden özgül ısıda değişmektedir. Söz konusu sistemin modellenmesinde süreçsel güç akışkanı özgül ısı dolayısı ile entalpi değişimleri için sıcaklık ve özgül ısı değişimlerinin bilinmesi gerekir. Pratik uygulamalarda homojen yapı gösteren buharın süreçsel entalpi ve entropi değerleri, tasarım için oluşturulmuş Molier diyagramlarından doğrudan elde edilebilir. Gaz çevriminin güç akışkanı olan hava ve yanma gazları, homojen olmayıp çeşitli gaz ve partikül bileşinlerinden oluşur bu nedenle sıcaklık ve özgül ısıların dolayısı ile entalpi değişimlerinin hesaplanması çok daha karmaşıktır. Bu nedenle gaz çevrimlerinde, hava ile aşırı serertilmiş yanma gazları hava olarak kabul edilip, standart hava ısı - güç çevrimi olarak incelenebilir.

Yükardaki bölümlerde kombine ısı – güç çevrimin oluşturan tüm alt birimlerin (kompresör, yanma odası, gaz türbini, atık ısı kazanı, buhar türbin ve donanımı, soğutma sistemi vb.) tasarım verileri ve bunlar ile ilgili çevrimsel eşitlikler ayrıntılı biçimde incelenmiştir. Bu çevrimsel elemanların termodinamik çevrimsel davranışlarını tanımlayan korulasyonların sistem yapısı uyarınca (Şekil 4.20) birleştirilmesi ve entegrasyonu ile sistem çevrimsel davranışını belirleyen, sistem matematik modeli elde edilir. Bu karmaşık model ile ilgili bilgisayar programları geliştirilip, bilgisayarda uygulanması ile sistemin çevrimsel benzeşim davranışı ayrıntılı biçimde, parametre optimizasyonu ve duyarlık analizler için kullanılabilir.

4.5. Kombine Isıl – Güç Çevriminin Benzeşimlenmesi Ve Optimizasyonu

Şimdiye kadar çalışmalarda çok karmaşık bir yapı gösteren kombine çevrim santralleri, bu santrali oluşturan alt sistemlere ayrılmıştır. Bu fiziksel alt sistemler, matematiksel olarak ifade edilebilme amacı ile fiziksel yönden idealize edilerek (belli kabuller yapılarak) matematik modeli için uygun hale getirilmiştir. Bu idealize edilmiş alt sistemlere enerji ve kütle dengeleri uygulanarak, sistem çevrimsel davranışını tanımlayan matematiksel modeller (denklemler sistemi) türetilmiştir. Bu denklemler sistem uyarınca birleştirilip entegre edilerek, gerçek sistemin fiziksel davranışını tanımlayan, matematiksel sistem elde edilmiştir. Bu matematiksel sistemin her bir elamanı için ayrı ayrı bilgisayar programları yazıp, bunları da sistem uyarınca birleştirerek, özel ısı – güç çevrimi benzeşim bilgisayar paket programı elde edilmiş olur. Özellikle tasarımcı, uygulamacı ve işletmeciler yönünden bu tip özel paket programları geliştirilmesi ekonomik bir yaklaşım değildir. Herhangi bir uygulama da söz konusu yatırımı en kısa zamanda, en az çaba ve maliyetle, en etken bir biçimde gerçekleştirilebilmesi için, çeşitli mühendislik firmaları tarafından uzun yıllar içersinde gerçekleştirilmiş ve kendilerini kanıtlamış piyasa da mevcut paket programların kullanılması en uygun yoldur. Bu nedenle bu çalışmada *Thermoflow Inc.* Firması tarafından geliştirilmiş olan THERMOFLEX paket programları kullanılmıştır. THERMOFLEX paket programı kombine çevrim santralinin termodinamik analizleri ve optimizasyonunu ile ilgili parametre duyarlık analizlerini kullanılmıştır [1].

Şekil 4.20’de verilen, uygulayıcının temel istekleri doğrusunda tarafımızdan oluşturularak, tüm alt sistemlerle ilgili ham, başlangıç (birincil) tasarım parametreleri ve simülasyon verileri (Böl. 4.3.1) kullanılarak sistem yapısı THERMOFLEX’te oluşturulmuştur. Tasarımlanan, ham tasarım verileri ile simülasyona geçilmek istenen gerçek sistemin Thermoflow paket programındaki bağlantı ve görünüş biçimi Böl. 5.1, Şekil 5.1’de verilmiştir.

Önce yatırımlar dikkate alınmadan, kombine ısı – güç çevrim verimini maksimum eden, sistem tasarım parametreleri, ham verilerde hareket ederek belirlenmiştir. Ayrıca çevrim verimine en duyarlı parametrelerde duyarlık analizleri yapılarak, kombine çevrim verimini en yükseğe çıkararak termodinamik ve sistem tasarım verileri elde edilmiştir. Bunu ardından termodinamik yönünden optimum olarak bulunan parametrelerle sistem THERMOFLEX’te simüle edilmiş, sistemi oluşturan tüm alt sistemler boyutlandırılmış, ısıtma yüzeyi alanları belirlenmiş, bunlar ile ilgili yatırım maliyetleri teker teker çıkarılmıştır. Birim elektrik toplam üretim maliyetini (yakıt, amortisman, işletme vb.) minimuma indirmek amacı ile ekonomik ve termodinamik parametrelerde duyarlık analizleri yapılmıştır. Bu analizler sonunda en ucuz maliyette elektrik üretimini sağlayacak tüm sistemi oluşturan alt sistemlerin tasarım ve işletme verileri elde edilmiştir.

4.6. Kombine Çevrim Santrali İle İlgili İhale Dosyalarının Hazırlanması, Üretim Ve Kurulma İhalelerinin Yapılması

Böl. 4.5’te optimizasyon sonucu elde edilen tasarım verileri kullanılarak kombine çevrim santrallerinin ana alt sistemlerinin (gaz türbini ve donanımı, atık ısı kazanı ve donanımı, buhar türbini ve donanımı) ayrıntılı biçimde ihale dosyaları hazırlanır ve ihaleye çıkarılır. İhale dosyalarında ayrıca söz konusu yatırımın öngörülen zaman ve verimlikte sağlıklı bir biçimde üretimi, montajı, işletmeye alınması, geçici kabul ve katii kabul konularında, ilgili istekler, standartlar ve uygulamalar yönünde gerekli tüm hukuki önlemleri ve iş birliğinin ihale dosyasına ve sözleşmelere konulmasına dikkat edilmelidir.

5. TASARIMLANAN KOMBİNE ÇEVİRİM SANTRALİNİN SİMÜLASYONU, SİSTEM PERFORMANSININ İNCELENMESİ VE DUYARLILIK ANALİZLERİ

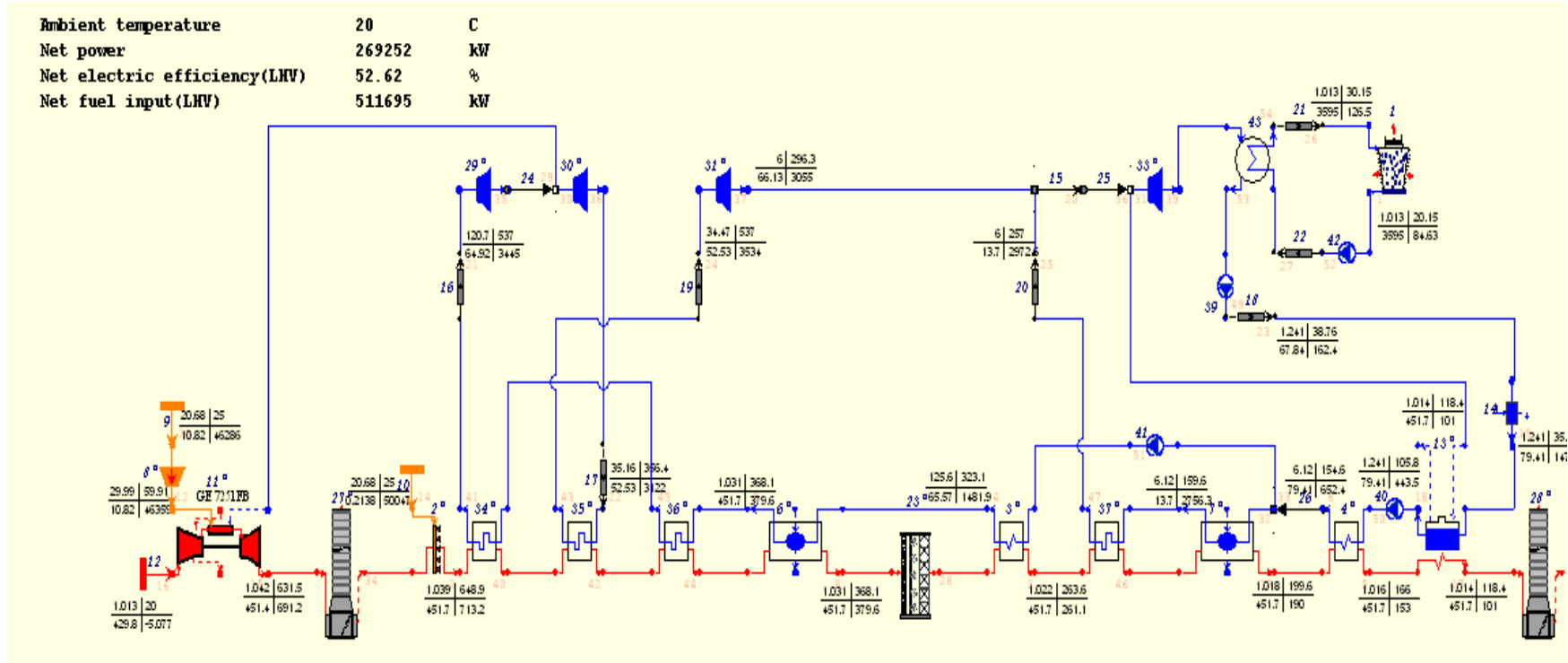
5.1. Tasarımlanan Destek Brölürlü Kombine Çevrim Santralının Bilgisayar Simülasyonu

Tasarımlanan kombine çevrim santrali ile ilgili olarak toplam 13 tasarım parametresi belirlenmiştir. Bu parametreler sistem enerji ve işletme performansının belirleyen başlıca parametrelerdir. Literatürdeki termo-economik analizler yoluyla elde edilen tasarım parametreleri optimum bölgeleriyle, uygulamada gerçekleştirilen optimum işletme parametreleri ve bölgeleri göz önünde tutularak, bu tasarım parametreleri için optimum sayılabilecek en uygun değerler belirlenmiş, ve sonuçlar Çizelge 5.1’de verilmiştir.

Bu verileri kullanılarak, Böl. 4’te oluşturulan kombine çevrim santralının bölümlerini tanımlayan matematik modeller (eşitlikler) sistem yapısı uyarınca birleştirilerek tasarımlanan kombine çevrim santralının toplam matematik modeli oluşturulmuştur. Bu model, günümüzde ısı – güç santrali tasarımı ve optimizasyonunda en yaygın kullanılan ve ticari bir paket programı olan THERMOFLEX ile kişisel bir bilgisayarda, programlanarak sistemin bilgisayarda simülasyonu (benzeşim) gerçekleştirilmiştir.

Çizelge 5.1. Tasarımlanan kombine ısı - güç çevrim santralının başlıca tasarım parametreleri ve işletme için öngörülen optimum değerleri sonuçlarda verilecek

Duyarlılık Analizi Veriler Ve Sonuç	Simge	Birim	Tasarım Verileri	1	2	3	4
Kompresör Hava Giriş Sıcaklığı	t_{1g}	°C	20	10	15	20	30
Destek Brölür Çıkış Sıcaklığı	t_{4g}	°C	648	550	648	700	750
Buhar Türbin YB Giriş Sıcaklığı	t_1	°C	537	530	537	550	600
Buhar Türbin YB Giriş Basıncı	p_1	bar	120	80	90	120	140
Buhar Türbin DB Giriş Sıcaklığı	t_2	°C	257	230	240	257	270
Buhar Türbin DB Giriş Basıncı	p_2	bar	6	2	4	6	8
Ara Kızdırıcı Sıcaklığı	t_{AK}	°C	537	530	537	550	600
Ara Kızdırıcı Basıncı	p_{AK}	bar	34	25	34	45	55
YB Gaz Yaklaşım Sıcaklığı	Δt_{YG-YB}	°C	40	30	35	40	45
DB Gaz Yaklaşım Sıcaklığı	Δt_{YG-DB}	°C	40	30	35	40	45
YB Doyma Yaklaşım Sıcaklığı	Δt_{YD-DB}	°C	5	0	5	10	15
DB Doyma Yaklaşım Sıcaklığı	Δt_{YD-DB}	°C	5	0	5	10	15
Soğutma Suyu aralık sıcaklığı	Δt_{sk}	°C	10	5	10	15	20
Gaz Çevrim S. Elektrik Üretimi	P_{el-GT}	MWe	194.728				
Buhar Çevrim S. Elektrik Üretimi	P_{el-BT}	MWe	90.477				
Toplam KÇS Elektrik Üretimi	P_{el-net}	MWe	276.764				
Gaz Çevrim Santral Verimi	η_{GT}	%	37.9				
Buhar Çevrim Santral Verimi	η_{BT}	%	25.44				
Toplam KÇ Santral Verimi	$\eta_{KÇS}$	%	52.56				



Şekil 5.1. Tasarımlanan kombine çevrim santralının, sistem bölümleri matematiksel modellerinin sistem uyarınca bir araya getirilmesiyle oluşturulan, sistem bağlantı ve akış şemasını gösteren ve sistemin ısı – güç performans davranışının hesaplanmasında kullanılan sistem toplam modelinin THERMOFLEX paket programı kullanım biçiminde gösterilmesi

Bu simülasyon uygulamasıyla yanma odasında hiçbir soğutma işlemin uygulanmadığı durumda yanma odası adiyabatik sıcaklığı 2125°C hesaplanmıştır. Gönümüz gaz türbini kanat soğutma sıcaklığı en fazla 1500°C dolayındadır. Öngörülen 200 MW_e elektrik üretim kapasitesindeki gaz türbinlerinde uygulanacak yanma gazı türbin giriş sıcaklığı 1350°C dolayındadır. Söz konusu türbinin çalıştırabilmesi için yanma oda sıcaklığı adiyabatik alev sıcaklığı olan 2125°C öngörülen 1350°C gaz türbin giriş sıcaklığına soğutulması gerekir.

5.2. Kombine Çevrim Santralinin Gaz Türbini Yanma Odasının Soğutulması Sıcaklığının Musadeli Türbin Giriş Sıcaklığına Düşürülmesi

Gaz türbini yanma odası sıcaklığının adiyabatik sıcaklığından gaz türbini giriş sıcaklığına kadar düşürülmesi için başlıca 3 soğutma yöntemi uygulanmaktadır. Bunlar aşağıda verilmiştir:

- Yanma odasında yanma gazının buharla soğutulması
- Yanma odasında yanma gazının suyla soğutulması
- Yanma odasında yanma gazının havayla soğutulması

Kombine çevrim santrali ısı – güç performans davranışını gösteren matematiksel modelde (Şekil 5.1), her bir soğutma uygulamasıyla ilgili işletme verileri kullanılarak, her soğutma türündeki sistem performansı ayrı ayrı hesaplanmış ve sonuçlar Çizelge 5.2’de verilmiştir [29].

Çizelge 5.2. Tasarımlanan kombine çevrim santralı gas türbini yanma odasında çeşitli yanma gazı soğutma yöntemleri uygulanması durumunda sistemin performans değerleri

Sistem performansı	$P_{elG\dot{C}S}$	$P_{elB\dot{C}S}$	$P_{elK\dot{C}S}$	$\eta_{G\dot{C}S}$	$\eta_{B\dot{C}S}$	$\eta_{K\dot{C}S}$
Soğutma yöntemleri	[MW _e]	[MW _e]	[MW _e]	[%]	[%]	[%]
Buhar Soğutmalı	194.72	90.47	276.76	37.9	25.44	52.56
Su Soğutmalı	189.01	99.37	279.34	35.89	25.82	52.44
Hava Soğutmalı	182.73	97.00	270.89	36.46	25.69	53.62

Çizelge 5.2’de görüldüğü gibi kombine çevrim santralında suyla soğutmada toplam elektrik üretimi 279.34MW_e ile buharla soğutma (276.76MW_e) ve havayla soğutma (270.89 MW_e) ‘ya kıyasla daha fazladır. Kombine çevrim santrali toplam verimine bakıldığında havayla soğutmada, verim %53.62 en yüksektir. Buna karşın toplam elektrik üretimi 270.89MW_e ile en azdır. Elektrik üretiminin en az olması ve kompresör giriş hava sıcaklığının sürekli değişmesi nedeniyle hava soğutmalı yanma oda soğutma yöntemi tercih edilmemektedir. En etken soğutma, 38°C giriş sıcaklığı ile suyla soğutma olmasına karşın, gaz türbinlerinde giriş buhar sıcaklığı 380°C dolayında olan buharla soğutma uygulanmaktadır. Bununda başlıca nedeni, yanma odasına pöskürtülen su taneciklerinin, uygun atomizasyonu yapılamaması sonucunda, verilen büyük su taneciklerin buharlaşmadan türbin kanadına ulaşmakta, sıcak alev kuanı ve gaz türbini kanatçıklar üzerinde ani buharlaşarak ısı şoklarına buna bağlı olarakta malzeme yorulmalarına ve tahribatına neden olmaktadır. Bunun sonucu bu parçaların ömrü kısalmakta, işletmede durmalara ve sistem işlerliğinin (availability) azalmasına yol açmaktadır. Bu nedenle bundan sonraki tüm performans ve duyarlık analizlerinde, tasarımılanan kombine çevrim santralin yanma odasının buharla soğutulması var sayılmıştır.

5.3. Tasarımlanan, Gaz Türbini Yanma Odası Buhar Soğutmalı, Kombine Çevrim Santralında, Uygulamada Kullanılan Optimum Parametre Bölgelerinde Sistem Performans Duyarlık Analizleri

Böl. 4'te ayrıntılı biçimde irdelendiği gibi, gönümüze kadar yapılan termo – ekonomik analizler ve kombine çevrim uygulamalarında, kombine çevrim santralin tasarımında esas olan tasarım işletme parametrelerinin, hangi bölge içerisinde hareket ettiği verilmektedir. Bu bölümde, genelde bu bölge içerisinde ve toplam sistem performansının (elektrik üretimi ve verim) en yüksek olduğu konumda seçilen tasarım parametrelerinin, her birinin bu bölge sınırları içerisinde değişmesi durumunda, kombine çevrim santralının toplam elektrik üretimine ve toplam ısı – güç verimine duyarlılığı, geliştirilen matematik model (Şekil 5.1) yardımıyla ayrı ayrı hesaplanmıştır.

Toplam 13 parametre ile ilgili değişim bölgeleri, bu bölgeler içerisinde bu parametrelerin değişimine, sistemin toplam elektrik üretim ve veriminin duyarlılığı ayrı ayrı hesaplanmış sonuçlar Çizelge 5.3'te verilmiştir.

Ön görülen 13 tasarım parametresinde istenilen kombine çevrim santralı toplam elektrik üretiminin 276.76MW_e üretilmesi durumunda çevrimsel performanslar ve işletme parametreleri EK-1'de verilmiştir.

Tasarımlanan Par. Böl. ve Duy. Ana.	Simge	Birim	Komp. Hava Giriş Sıcaklığı [20°C]				Destek Brölür Çık. Sıc. [648°C]				Buh. Tür. YB Gir. Sıc.[537°C]			
Tasarım Ver. Ve Sonuçlar			10	15	20	30	600	648.9	700	750	530	537	550	600
Gaz Türbin Elektrik Üretimi	P _{elGT}	MWe	199.87	197.86	194.73	183.68	194.73	194.73	194.72	194.85	194.74	194.73	194.71	194.65
Buhar Türbin Elektrik Üretimi	P _{elBT}	MWe	92.434	91.471	90.477	87.028	83.932	90.475	105.97	121.41	90.424	90.476	90.602	90.671
Toplam Elektrik Üretimi	P _{elbet}	MWe	283.49	280.7	276.76	262.55	270.51	276.76	291.56	306.45	276.71	276.76	276.89	276.94
Buhar Türbin Verimi	η _{BT}	%	37.98	37.96	37.9	37.44	37.9	37.9	37.9	37.92	37.89	37.9	37.92	38.01
Gaz Türbin Verimi	η _{GT}	%	25.490	25.460	25.440	25.350	25.190	25.440	25.880	26.200	25.36	25.44	25.61	26.14
toplam Santral Verimi	η _{KCS}	%	52.22	52.43	52.56	52.61	52.65	52.56	52.33	52.13	52.53	52.56	52.62	52.76

Tasarımlanan Par. Böl. ve Duy. Ana.	Simge	Birim	Buh. Tür. YB Gir. Bas. [120bar]				Buh. Tür. DB Gir. Sıc. [257°C]				Buh. Tür. DB Gir. Bas. [6bar]			
Tasarım Ver. Ve Sonuçlar			80	90	120.7	140	230	240	257	270	2	4	6	8
Gaz Türbin Elektrik Üretimi	P _{elGT}	MWe	194.64	194.67	194.73	194.76	194.73	194.73	194.73	194.73	194.85	194.72	194.73	194.73
Buhar Türbin Elektrik Üretimi	P _{elBT}	MWe	87.425	88.391	90.477	91.2	90.395	90.413	90.476	90.497	89.76	90.385	90.476	90.272
Toplam Elektrik Üretimi	P _{elbet}	MWe	274.14	275	276.76	277.27	276.68	276.7	276.76	276.78	276.17	276.67	276.76	276.56
Buhar Türbin Verimi	η _{BT}	%	38.01	37.98	37.9	37.86	37.9	37.9	37.9	37.9	37.93	37.9	37.9	37.9
Gaz Türbin Verimi	η _{GT}	%	25.94	26.14	25.44	25.38	25.49	25.46	25.44	25.47	24.9	25.23	25.44	26.18
toplam Santral Verimi	η _{KCS}	%	52.23	52.35	52.56	52.59	52.54	52.55	52.56	52.56	52.43	52.54	52.56	52.52

Tasarımlanan Par. Böl. ve Duy. Ana.	Simge	Birim	Ara Kızdırıcı Sıcaklığı [537°C]				Ara Kızdırıcı Basıncı [34.4bar]				YB Gaz Yaklaşım Sıcaklığı [40°C]			
Tasarım Ver. Ve Sonuçlar			530	537	550	600	25	34.47	45	55	30	35	40	45
Gaz Türbin Elektrik Üretimi	P _{elGT}	MWe	194.73	194.73	194.73	194.73	194.29	194.73	194.72	194.68	194.73	194.73	194.73	194.73
Buhar Türbin Elektrik Üretimi	P _{elBT}	MWe	90.416	90.477	90.647	91.053	90.737	90.475	89.723	88.384	91.789	91.142	90.478	89.796
Toplam Elektrik Üretimi	P _{elbet}	MWe	276.69	276.76	276.95	277.42	277.08	276.76	275.95	275.46	278.03	277.4	276.76	276.11
Buhar Türbin Verimi	η _{BT}	%	37.9	37.9	37.9	37.9	37.9	37.9	37.91	37.96	37.9	37.9	37.9	37.9
Gaz Türbin Verimi	η _{GT}	%	25.3	25.44	25.74	25.54	25.91	25.44	24.76	24.58	25.53	25.49	25.44	25.39
toplam Santral Verimi	η _{KCS}	%	52.54	52.56	52.59	52.68	52.62	52.56	52.43	52.23	52.8	52.68	52.56	52.43

Tasarımlanan Par. Böl. ve Duy. Ana.	Simge	Birim	DB Gaz Yaklaşım Sıcaklığı [40°C]				YB Dovma Yaklaşım Sıcaklığı [5°C]				DB Dovma Yaklaşım Sıcaklığı [5°C]			
Tasarım Ver. Ve Sonuçlar			30	35	40	45	0	5	10	15	0	5	10	15
Gaz Türbin Elektrik Üretimi	P _{elGT}	MWe	194.85	194.72	194.73	194.74	194.73	194.73	194.73	194.73	194.72	194.73	194.73	194.74
Buhar Türbin Elektrik Üretimi	P _{elBT}	MWe	91.818	91.147	90.476	89.804	91.053	90.478	89.931	89.398	90.949	90.476	90.013	89.55
Toplam Elektrik Üretimi	P _{elbet}	MWe	278.16	277.39	276.76	276.13	277.32	276.76	276.24	275.72	277.2	276.76	276.34	275.91
Buhar Türbin Verimi	η _{BT}	%	37.93	37.9	37.9	37.9	37.9	37.9	37.9	37.9	37.9	37.9	37.9	37.9
Gaz Türbin Verimi	η _{GT}	%	25.41	25.42	25.44	25.47	25.48	25.44	25.4	25.36	25.42	25.44	25.45	25.47
toplam Santral Verimi	η _{KCS}	%	52.81	52.68	52.56	52.44	52.66	52.56	52.46	52.36	52.64	52.56	52.48	52.39

Tasarımlanan Par. Böl. ve Duy. Ana.	Simge	Birim	Soğ. Suyu Soğutma Aralığı [10°C]			
Tasarım Ver. Ve Sonuçlar			5	10	15	20
Gaz Türbin Elektrik Üretimi	P _{elGT}	MWe	194.73	194.73	194.73	194.73
Buhar Türbin Elektrik Üretimi	P _{elBT}	MWe	90.474	90.476	90.476	90.476

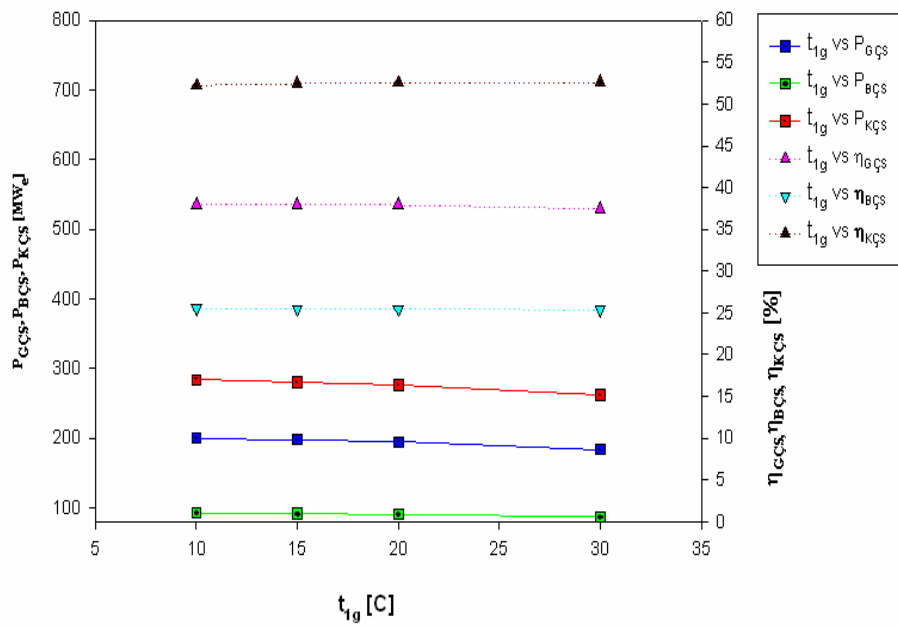
Şekil 5.2. Tasarımlanan kombine çevrim santralının başlıca tasarım verileri, optimum veri bölgesi, tasarıma esas olan veriler, bu verilere olan sistem performansının duralılığı

Çizelge 5.3. Tasarıma esas olarak alınan tasarım parametrelerinin, literatürde verilen optimum tasarım bölgesinde değişmesi durumunda kombine çevrim santralında toplam elektrik üretimi ve toplam verimdeki değişimler

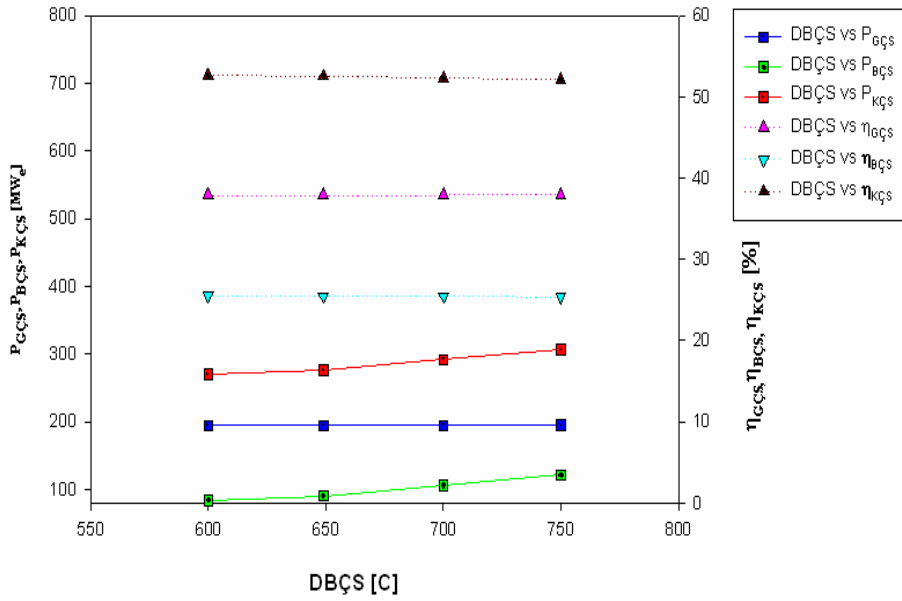
No.	Hesap sonuçları Opt. Parametreler	Tas. $P_{elKÇS}$ [MW _e]	Tas. $\eta_{KÇS}$ [%]	Duyarlık Analizi	$\Delta P_{elKÇS}$ [MW _e]	$\Delta\eta_{KÇS}$ [%]	Tas.Böl. Duy. P_{el} Sapma [%]	Tas.Böl. Duy. η Sapma [%]
1	Komp. Hava Giriş Sıcaklığı [20°C]	276.76	52.56	10-30	20.94	0.39	±3.78	±0.37
2	Destek Brölür Çıkış Sıc. [648°C]	276.76	52.56	600-750	35.94	0.52	±6.49	±0.98
3	Buhar Türbin YB Giriş Sıc. [537°C]	276.76	52.56	530-600	0.23	0.23	±0.04	±0.21
4	Buhar Türbin YB Giriş Bas. [120bar]	276.76	52.56	80-140	3.13	0.36	±0.56	±0.34
5	Buhar Türbin DB Giriş Sıc. [257°C]	276.76	52.56	230-270	0.1	0.03	±0.01	±0.02
6	Buhar Türbin DB Giriş Bas. [6bar]	276.76	52.56	2-8	0.22	0.04	±0.03	±0.03
7	Ara Kızdırıcı Sıcaklığı [537°C]	276.76	52.56	530-600	0.73	0.14	±0.13	±0.13
8	Ara Kızdırıcı Basıncı [34.4 bar]	276.76	52.56	25-55	1.62	0.39	±0.29	±0.37
9	YB Gaz Yaklaşım Sıcaklığı [40°C]	276.76	52.56	30-45	1.92	0.37	±0.34	±0.35
10	DB Gaz Yaklaşım Sıcaklığı [40°C]	276.76	52.56	30-45	2.03	0.37	±0.36	±0.35
11	YB Doyma Yaklaşım Sıc[40°C]	276.76	52.56	0-15	1.6	0.3	±0.28	±0.28
12	DB Doyma Yaklaşım Sıc[40°C]	276.76	52.56	0-15	1.29	0.25	±0.23	±0.23
13	Soğ. Suyu Soğtma aralığı [40°C]	276.76	52.56	5-20	1.4	0.27	±0.25	±0.25

Her bir tasarım parametresinin literatürde verilen optimum tasarım bölgesi değişmesi durumunda kombine çevrim santralının toplam elektrik üretimi ve toplam çevrim veriminin değişimlerini gösteren 13 diyagram Şekil 5.3-5.16’da verilmiştir.

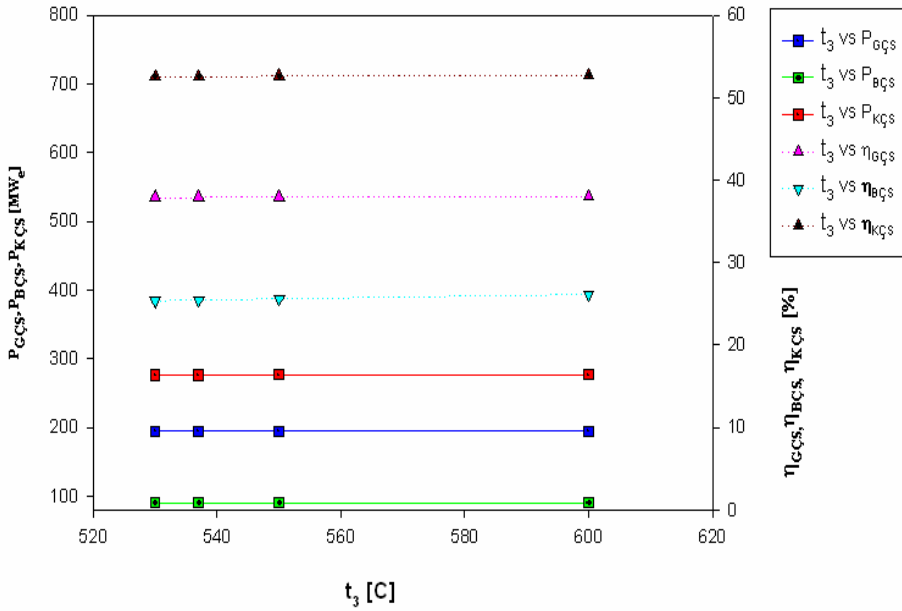
Çizelge 5.3 ve Şekil 5.3-5.16’den görüldüğü gibi, literatürde verilen optimum tasarım bölgelerinde, ilgili tasarım verileri uygun biçimde seçilmiştir.



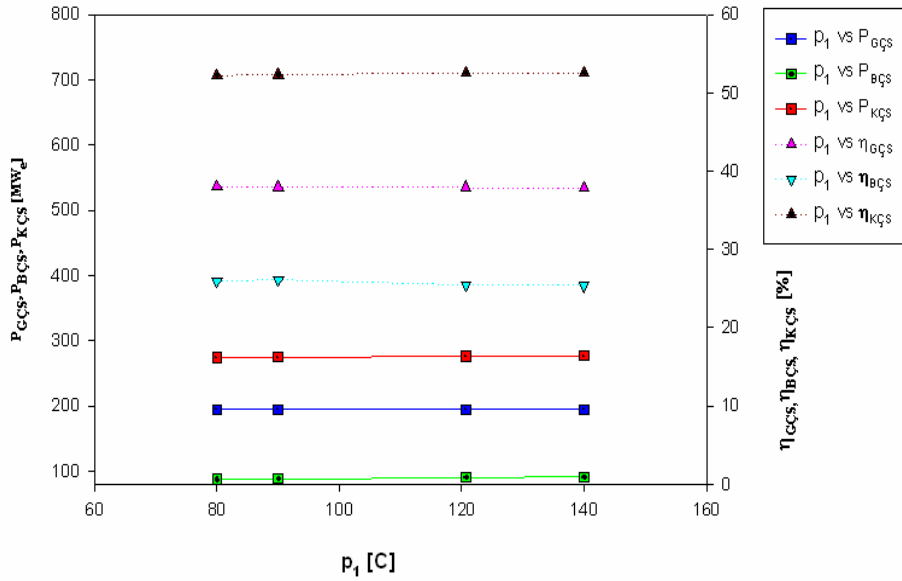
Şekil 5.3. Bir kombine çevrim santralinde, gaz çevrim elektrik üretimi ($P_{elGÇS}$), buhar çevrim elektrik üretimi ($P_{elBÇS}$), kombine çevrim elektrik üretimi ($P_{elKÇS}$), gaz çevrim verimi ($\eta_{GÇS}$), buhar çevrim verimi ($\eta_{BÇS}$) ve kombine çevrim verimi ($\eta_{KÇS}$), dış hava giriş sıcaklığına (t_{1g}) göre değişimi
(R: $t_{1g} = 20^{\circ}\text{C}$)



Şekil 5.4. Bir kombine çevrim santralinde, gaz çevrim elektrik üretimi ($P_{elGÇS}$), buhar çevrim elektrik üretimi ($P_{elBÇS}$), kombine çevrim elektrik üretimi ($P_{elKÇS}$), gaz çevrim verimi ($\eta_{GÇS}$), buhar çevrim verimi ($\eta_{BÇS}$) ve kombine çevrim verimi ($\eta_{KÇS}$), destek brölür çıkış sıcaklığına (DBÇS) göre değişimi (R: DBÇS = 648°C)

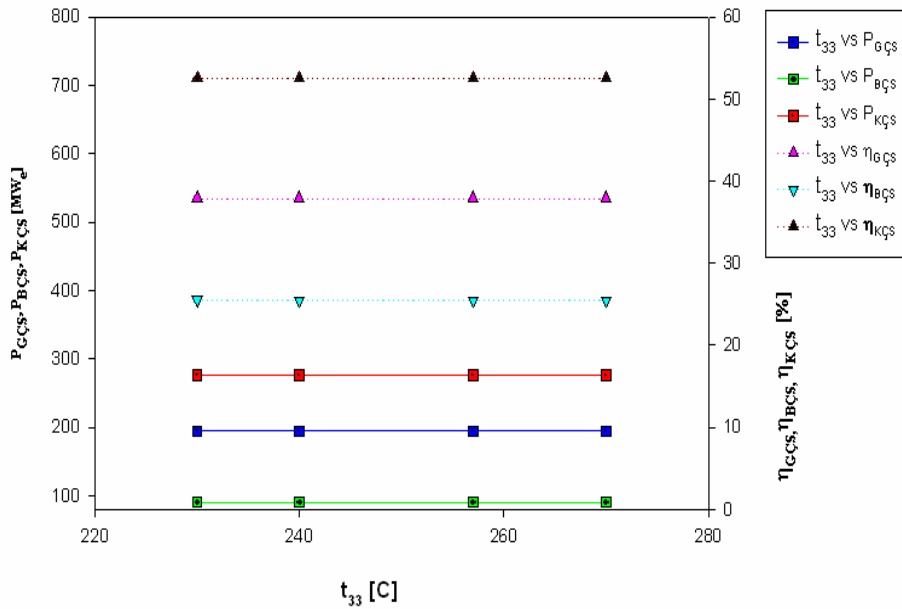


Şekil 5.5. Bir kombine çevrim santralinde, gaz çevrim elektrik üretimi ($P_{elGÇS}$), buhar çevrim elektrik üretimi ($P_{elBÇS}$), kombine çevrim elektrik üretimi ($P_{elKÇS}$), gaz çevrim verimi ($\eta_{GÇS}$), buhar çevrim verimi ($\eta_{BÇS}$), kombine çevrim verimi ($\eta_{KÇS}$), buhar türbin yüksek basınç giriş sıcaklığına (t_3) göre değişimi (R: $t_3 = 537^\circ\text{C}$)



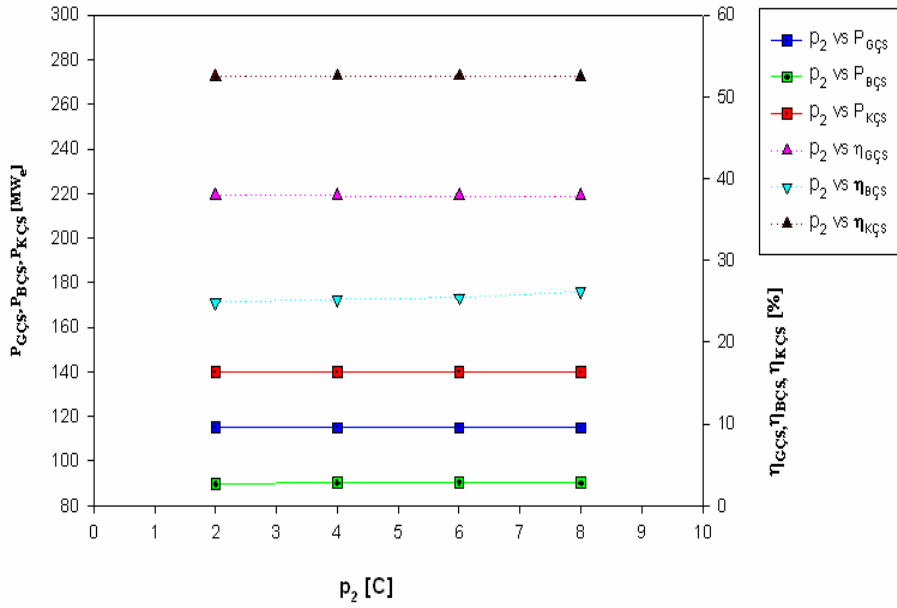
Şekil 5.6. Bir kombine çevrim santralinde, gaz çevrim elektrik üretimi ($P_{elGÇS}$), buhar çevrim elektrik üretimi ($P_{elBÇS}$), kombine çevrim elektrik üretimi ($P_{elKÇS}$), gaz çevrim verimi ($\eta_{GÇS}$), buhar çevrim verimi ($\eta_{BÇS}$) ve kombine çevrim veriminin ($\eta_{KÇS}$), buhar türbin yüksek basınç giriş basıncına (p_1) göre değişimi

(R: $p_1 = 120$ bar)

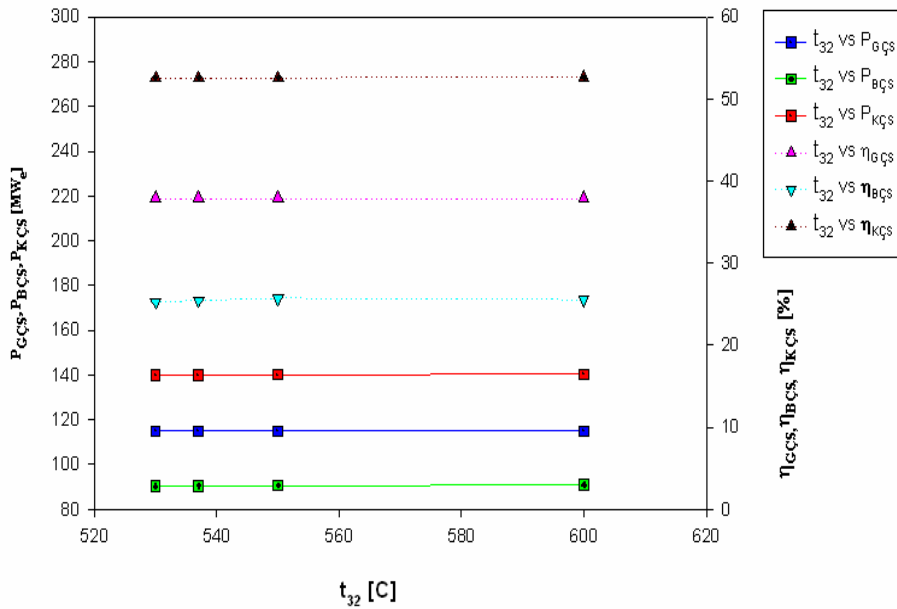


Şekil 5.7. Bir kombine çevrim santralinde, gaz çevrim elektrik üretimi ($P_{elGÇS}$), buhar çevrim elektrik üretimi ($P_{elBÇS}$), kombine çevrim elektrik üretimi ($P_{elKÇS}$), gaz çevrim verimi ($\eta_{GÇS}$), buhar çevrim verimi ($\eta_{BÇS}$) ve kombine çevrim veriminin ($\eta_{KÇS}$), buhar türbin düşük basınç giriş sıcaklığına (t_{33}) göre değişimi

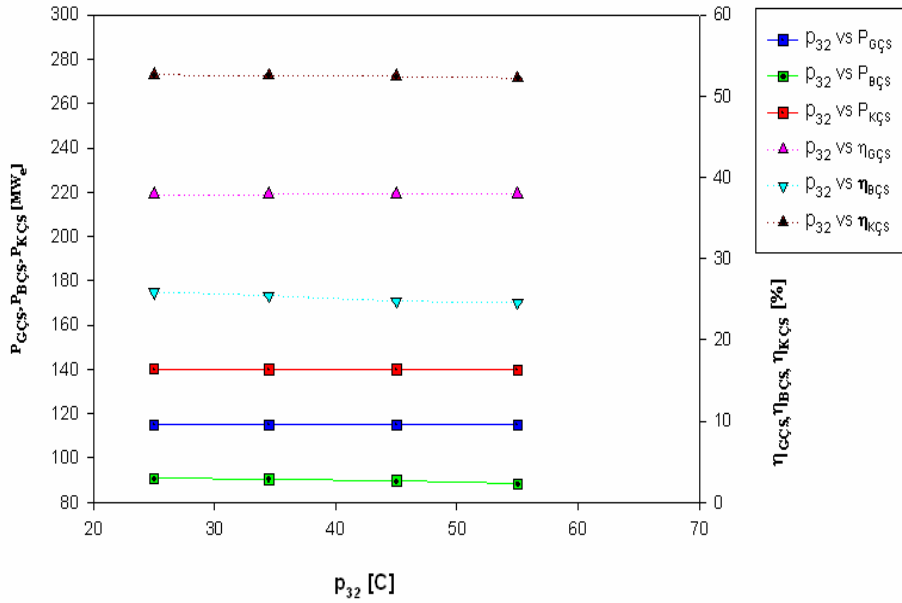
(R: $t_{33} = 257^\circ\text{C}$)



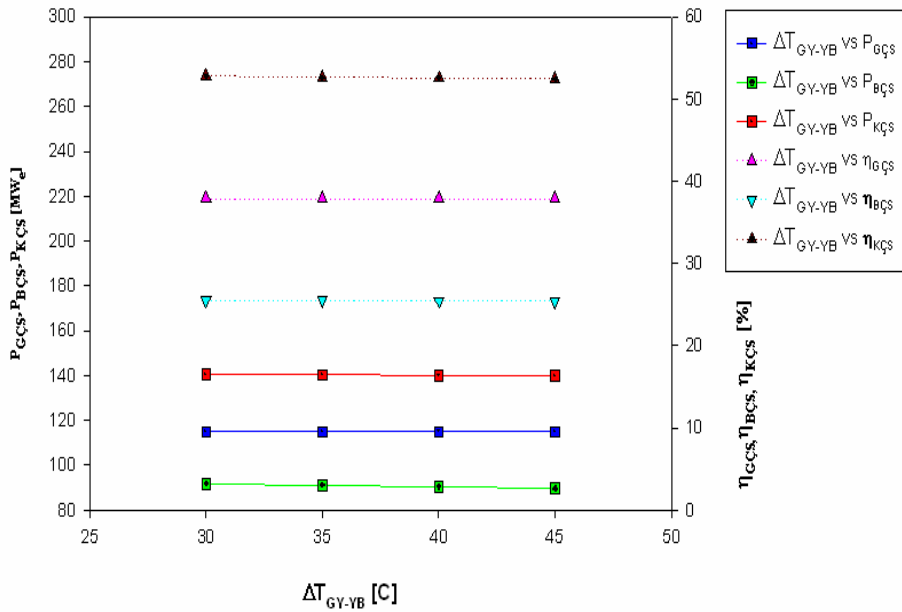
Şekil 5.8. Bir kombine çevrim santralinde, gaz çevrim elektrik üretimi ($P_{elGÇS}$), buhar çevrim elektrik üretimi ($P_{elBÇS}$), kombine çevrim elektrik üretimi ($P_{elKÇS}$), gaz çevrim verimi ($\eta_{GÇS}$), buhar çevrim verimi ($\eta_{BÇS}$) ve kombine çevrim veriminin ($\eta_{KÇS}$), buhar türbin düşük basınç giriş basıncına (p_2) göre değişimi (R: $p_2 = 6$ bar)



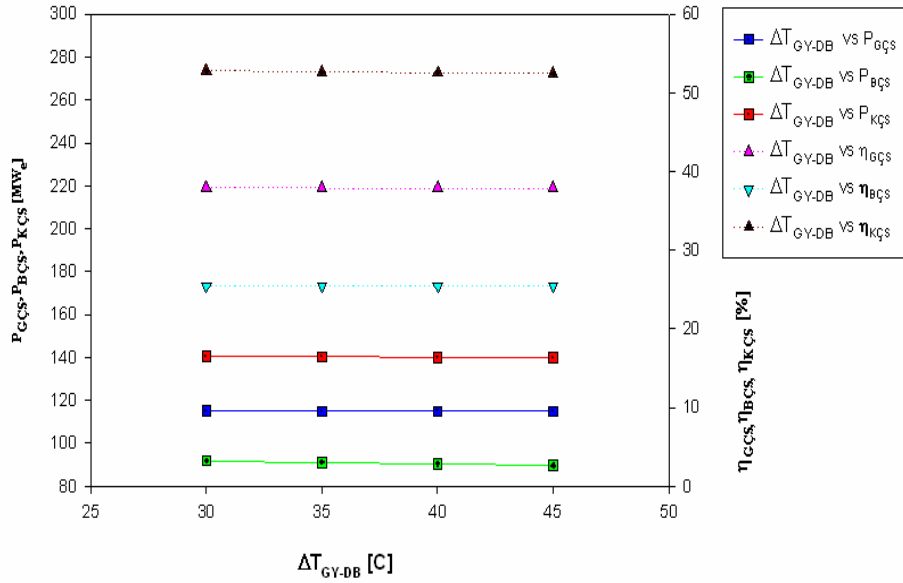
Şekil 5.9. Bir kombine çevrim santralinde, gaz çevrim elektrik üretimi ($P_{elGÇS}$), buhar çevrim elektrik üretimi ($P_{elBÇS}$), kombine çevrim elektrik üretimi ($P_{elKÇS}$), gaz çevrim verimi ($\eta_{GÇS}$), buhar çevrim verimi ($\eta_{BÇS}$) ve kombine çevrim veriminin ($\eta_{KÇS}$), ara kızdırıcı çıkış sıcaklığına (t_{32}) göre değişimi (R: $t_{32} = 537^\circ\text{C}$)



Şekil 5.10. Bir kombine çevrim santralinde, gaz çevrim elektrik üretimi ($P_{elGÇS}$), buhar çevrim elektrik üretimi ($P_{elBÇS}$), kombine çevrim elektrik üretimi ($P_{elKÇS}$), gaz çevrim verimi ($\eta_{GÇS}$), buhar çevrim verimi ($\eta_{BÇS}$) ve kombine çevrim veriminin ($\eta_{KÇS}$), ara kızdırıcı çıkış basıncına (p_{32}) göre değişimi
(R: $p_{32} = 34$ bar)

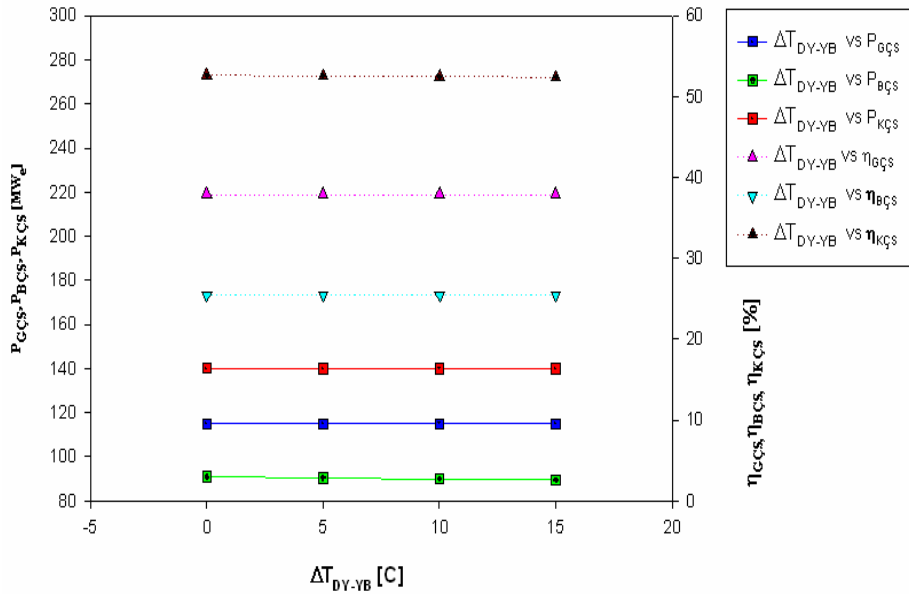


Şekil 5.11. Bir kombine çevrim santralinde, gaz çevrim elektrik üretimi ($P_{elGÇS}$), buhar çevrim elektrik üretimi ($P_{elBÇS}$), kombine çevrim elektrik üretimi ($P_{elKÇS}$), gaz çevrim verimi ($\eta_{GÇS}$), buhar çevrim verimi ($\eta_{BÇS}$) ve kombine çevrim veriminin ($\eta_{KÇS}$), yüksek basınç gaz yaklaşım sıcaklığına (ΔT_{GY-YB}) göre değişimi
(R: $\Delta T_{GY-YB} = 40^\circ C$)



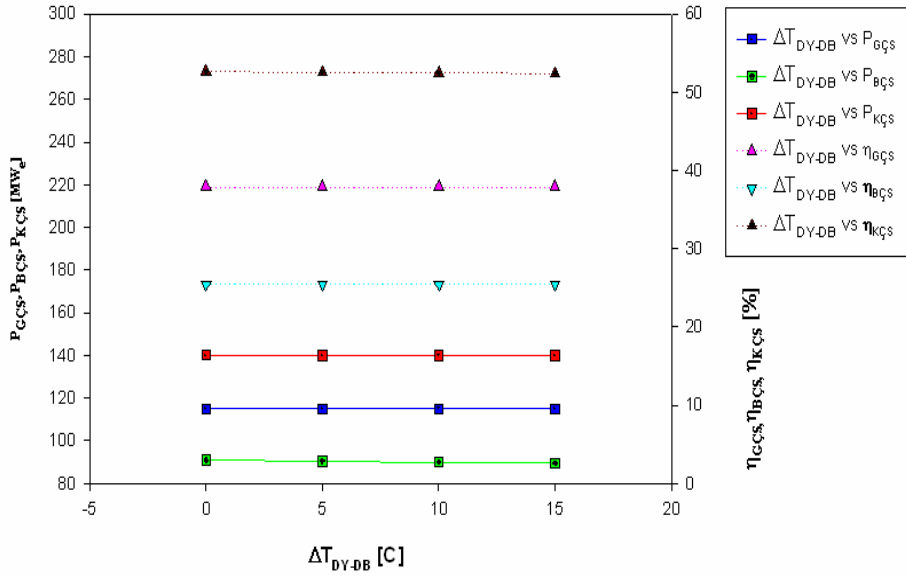
Şekil 5.12. Bir kombine çevrim santralinde, gaz çevrim elektrik üretimi ($P_{elGÇS}$), buhar çevrim elektrik üretimi ($P_{elBÇS}$), kombine çevrim elektrik üretimi ($P_{elKÇS}$), gaz çevrim verimi ($\eta_{GÇS}$), buhar çevrim verimi ($\eta_{BÇS}$) ve kombine çevrim veriminin ($\eta_{KÇS}$), düşük basınç gaz yaklaşım sıcaklığına (ΔT_{GY-DB}) göre değişimi

(R: $\Delta T_{GY-DB} = 40^\circ C$)

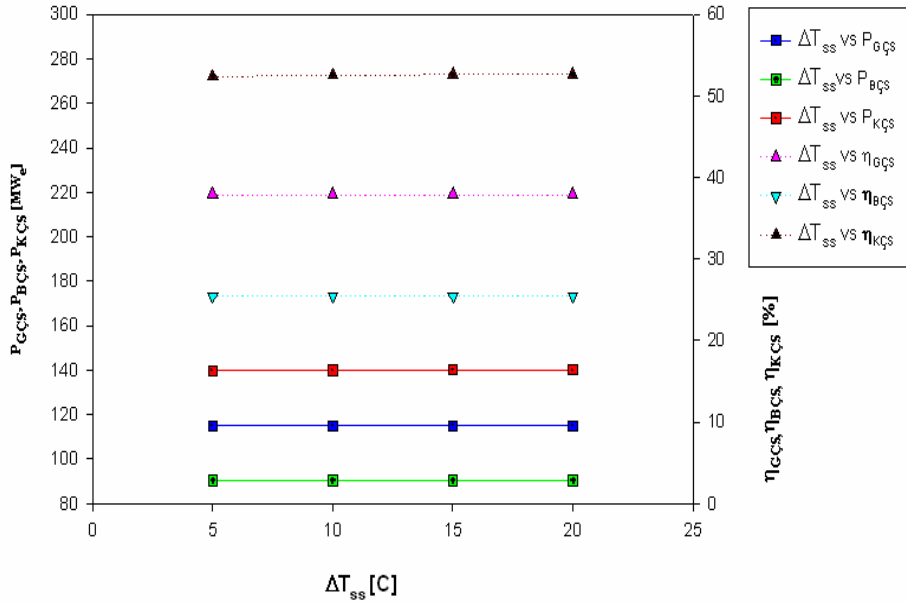


Şekil 5.13. Bir kombine çevrim santralinde, gaz çevrim elektrik üretimi ($P_{elGÇS}$), buhar çevrim elektrik üretimi ($P_{elBÇS}$), kombine çevrim elektrik üretimi ($P_{elKÇS}$), gaz çevrim verimi ($\eta_{GÇS}$), buhar çevrim verimi ($\eta_{BÇS}$) ve kombine çevrim veriminin ($\eta_{KÇS}$), yüksek basınç doyma yaklaşım sıcaklığına (ΔT_{DY-YB}) göre değişimi

(R: $\Delta T_{DY-YB} = 5^\circ C$)



Şekil 5.14. Bir kombine çevrim santralinde, gaz çevrim elektrik üretimi ($P_{elGÇS}$), buhar çevrim elektrik üretimi ($P_{elBÇS}$), kombine çevrim elektrik üretimi ($P_{elKÇS}$), gaz çevrim verimi ($\eta_{GÇS}$), buhar çevrim verimi ($\eta_{BÇS}$) ve kombine çevrim veriminin ($\eta_{KÇS}$), düşük basınç doyma yaklaşım sıcaklığına (ΔT_{DY-DB}) göre değişimi
(R: $\Delta T_{DY-DB} = 5^\circ\text{C}$)



Şekil 5.15. Bir kombine çevrim santralinde, gaz çevrim elektrik üretimi ($P_{elGÇS}$), buhar çevrim elektrik üretimi ($P_{elBÇS}$), kombine çevrim elektrik üretimi ($P_{elKÇS}$), gaz çevrim verimi ($\eta_{GÇS}$), buhar çevrim verimi ($\eta_{BÇS}$) ve kombine çevrim veriminin ($\eta_{KÇS}$), soğutma suyu soğutma aralığı sıcaklığına (ΔT_{SS}) göre değişimi
(R: $\Delta T_{SS} = 10^\circ\text{C}$)

5.4. Tasarımlanan, Gaz Türbini Yanma Odası Buhar Soğutmalı, Kombine Çevrim Santralında, Kompresör Girişine Nemlendirici Uygulamanın Sistem Performansına Etkisi

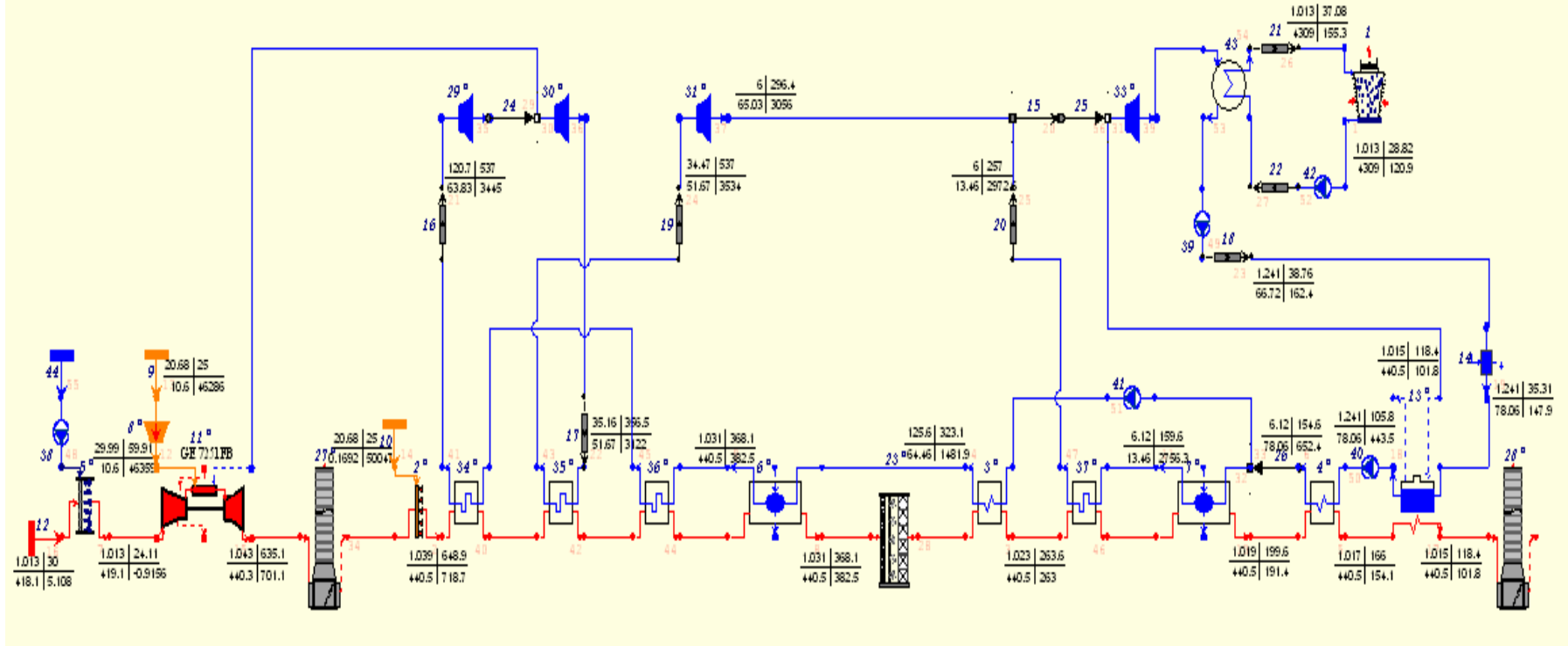
Kompresör giriş önüne nemlendirici uygulanmış kombine çevrim santrali matematik modelinin THERMOFLEX paket programı gösterimi Şekil 5.16'da verilmiştir. Bu model yardımıyla, kompresör girişi öncesi nemlendirici uygulamanın sistem performansına etkileri incelenmiş sonuçlar Çizelge 5.4'te verilmiştir [30].

Çizelge 5.4. Kompresör girişi öncesi nemlendirici uygulamanın sistem performansına etkileri

Sonuçlar	$P_{elG\dot{C}S}$	$P_{elB\dot{C}S}$	$P_{elK\dot{C}S}$	$\eta_{G\dot{C}S}$	$\eta_{B\dot{C}S}$	$\eta_{K\dot{C}S}$
Tas. Sistem	[MW _e]	[MW _e]	[MW _e]	[%]	[%]	[%]
Nemlendiricisiz	194.72	90.47	276.76	37.90	25.44	52.56
Nemlendiricili	200.47	92.42	284.27	38.08	25.51	52.50

Bu çizelgeden görüldüğü gibi nemlendirici uygulamasının sonunda gaz türbin elektrik üretimi 194.72 - 200.47 yükselmiş verim ise 37.90 - 38.08, buhar çevrim elektrik üretimi 90.47 - 92.42 buhar çevrim verimi ise 25.44 - 25.51, toplam kombine çevrim elektrik üretimi 276.76 - 284.27 toplam kombine çevrim verimi ise 52.56 - 52.50 değişmiştir.

Sonuç olarak kombine çevrim santrali elektrik üretimi 276.76 - 284.27 yükselerek toplam 7.5MW_e artmıştır kombine çevrim santrali ise 52.56 - 52.50 düşerek % 0.06 azalmıştır. Hemen hemen hiçbir yatırımsız sistem elektrik üretim kapasitesini 7.5MW_e artması toplam veriminin %0.06 azalması ekonomik yönünden tercih edilen bir husustur. Bu nedenle tüm uygulamadaki kombine çevrim santralinin modellemeleri yapılarak bu tür uygulamalara geçilmesi gerekmektedir.



Şekil 5.16. Kompresör giriş önüne nemlendirici uygulanmış kombine çevrim santrali matematik modelinin THERMOFLEX paket programı gösterimi

5.5. Tasarımlanan, Kombine Çevrim Santral Atık Isı Kazanında, NO_x ve Co Emisyonlarının Azaltılması Amaçlı Katalizör Sistemi Uygulamasının Sistem Performansına Etkisi

Tasarımlanan, kompresör girişine nemlendirici konumlanmış, yanma odası buhar soğutmalı, atık ısı kazanına NO_x ve CO emisyonlarının azaltılması amaçlı katalizör sistemi yerleştirilmiş kombine çevrim santralının matematiksel modeli THERMOFLEX paket programı gösterim biçimiyle Şekil 5.16'da verilmiştir.

Bu model kullanılarak atık ısı kazanına yerleştirilen NO_x ve CO emisyonu kontrolü ile ilgili katalizör sisteminin, kombine çevrim santral performans etkisi hesaplanmış ve sonuçlar Çizelge 5.5' te verilmiştir.

Çizelge 5.5. Atık ısı kazanına yerleştirilen NO_x ve CO emisyonu kontrolü ile ilgili katalizör sisteminin, kombine çevrim santral performans etkisi

Sonuçlar Tas. Sistem	P _{elGÇS} [MW _e]	P _{elBÇS} [MW _e]	P _{elKÇS} [MW _e]	η _{GÇS} [%]	η _{BÇS} [%]	η _{KÇS} [%]
Katalizörsöz	200.93	92.43	284.98	38.18	25.62	52.58
katalizörlü	200.47	92.42	284.27	38.08	25.51	52.50

6. SONUÇ VE İLERİYE DÖNÜK ÖNERİLER

Bu çalışmada fosil yakıtlı ısı – güç santrallerinde; yakıt – elektrik arası enerji dönüşüm zincirinin, teknik, ekonomik ve çevresel analizleri, tasarım ve optimizasyonunda genel mühendislik yaklaşımları ayrıntılı biçimde ele alınmış ve irdelenmiştir.

Üretim sistemlerinde, hızlı ve aşırı artan petrol fiyatları karşısında; üretim maliyetini müşteri memnuniyetini sağlayacak biçimde oluşturulmasında, enerjinin ve enerji dönüşüm sistemlerinin etkisi incelenmiştir. Elektrik enerjisi, temiz, her türlü enerjiye dönüşebilirliği, iletim – dağıtım ve kullanımındaki kolaylık, esneklik ve verimlilik nedeniyle tüm ekonomik sektörlerde, elektrik enerjisine yönelme göze çarpmaktadır. Bu nedenle, tüm ekonomik sektörlerde maliyet yönünden en uygun üretim maliyeti ve kalitesinin oluşturulmasında, elektrik üretim maliyeti, ısı – güç santrallerinin emniyeti, güvenilirliği, işlerliği, verimliliği ve çevresel uyumu büyük önem kazanmaktadır. Bu nedenle, hangi türden ve hangi kapasitede olursa olsun, elektrik üretim maliyetini minimize eden ısı – güç çevrim zincirinin, diğer bir anlatımla ısı – güç santralinin sistem yapısının, uygun işletme ve bakım onarım koşullarının oluşturulması enerji mühendisliğinin her gün nem kazanan, temel uğraşa alanı haline gelmiştir. Bu nedenle termik santralleri sistem yapısının, yakıt özellikleri, işletme yük koşulları vb. faktörler dikkate alınarak, toplam birim elektrik üretim maliyetini minimize edecek biçimde ısı performans özellikleri ve yatırım maliyetlerinin önceden hesaplanır hale getirilmesi büyük önem taşımaktadır.

Bu işlemler için termodinamik ve termo – ekonomik optimizasyon çalışmalarının yapılması gerekir. Böyle çok karmaşık bir teknolojik problemin kısa sürede ve etkin biçimde çözülebilmesi için bu amaca yönelik olarak hazırlanmış ticari bilgisayar paket programlarının kullanılması zorunludur.

Isı – güç santral tasarımı ve optimizasyonu ile ilgili, termodinamik, sistem yapısal, malzemesel vb. birçok karmaşık veriler, ilgili firmaların onlarca yıl, sürekli devam

eden yap – düzelt deneysel optimizasyon süreçleri ile elde edilmiş, şirket no how larını oluşturan ve şirkete para kazandıran gizli verilerdir.

Konuya yeni başlamış bir Makine ve Eenerji Mühendisinin, bu verileri kitaplardan veya litaratürden toplayıp içselleştirip amaç doğrultusundaki optimizasyon işlemlerinde gerçekci ve etken biçimde kullanılması olanaksızdır. Bu tür literetür bilgileri; yıllarca hem santral termodinamik bilimi ile uğraşmış, hemde ısı – güç santrallerinde uygulamalı Ar – Ge çalışmaları yapmış deneyimli kişiler tarafından amaç doğurtusunda etkin biçimde kullanılabilir. Bu eksiklik görüldüğünden, tez yöneticisinin söz konusu bilimsel ve uygulamalı ısı – güç santral deneyiminden yararlı olarak, bu çok karmaşık mühendislik sorun uyumağını çözmeye yönelik olarak, sorunun uygulayıcı Makine ve Enerji Mühendisleri için, algılanabilir, kavranabilir, modellenabilir ve hesaplanabilir hale getirilmiştir.

KAYNAKLAR

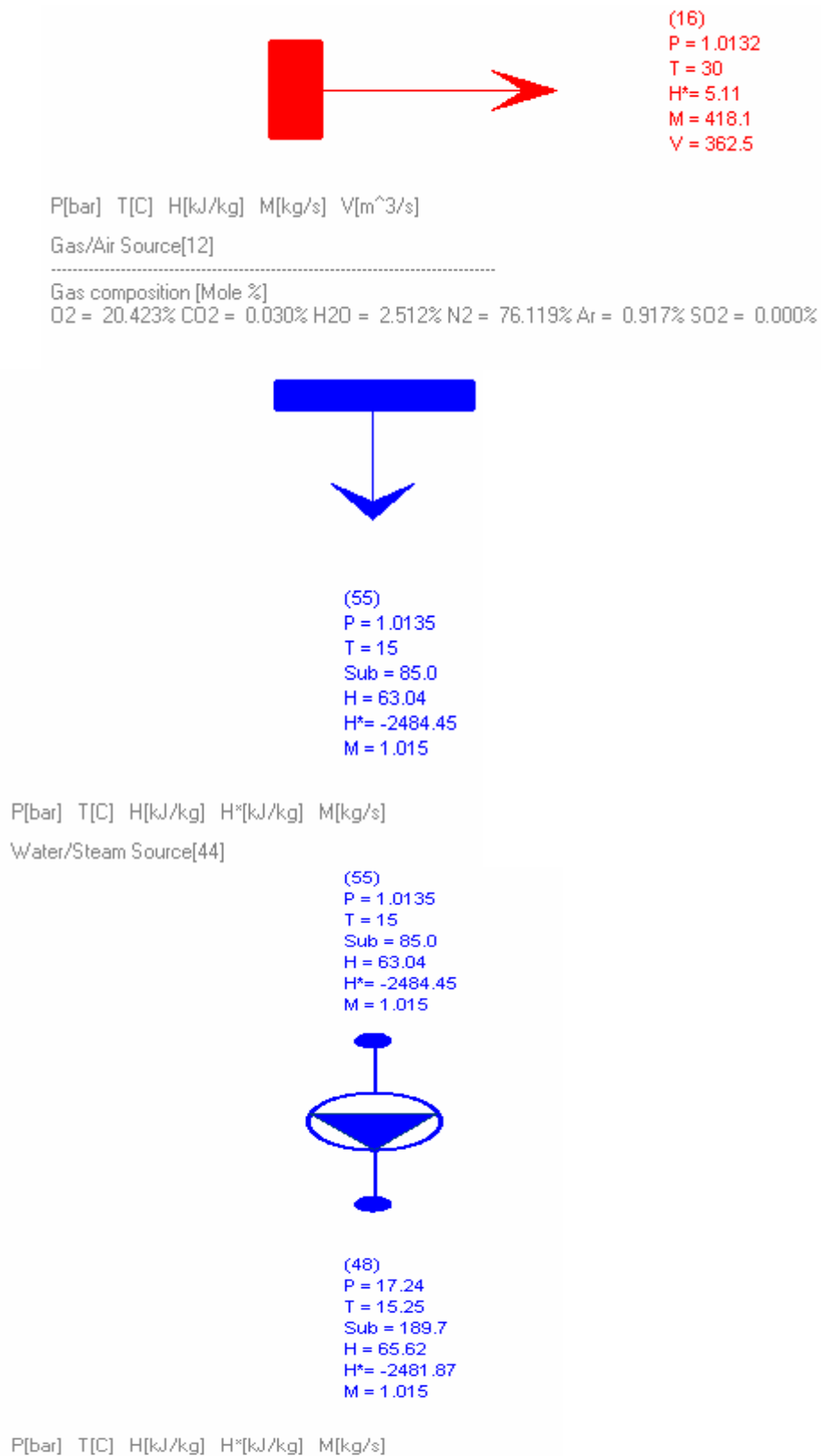
1. Durmaz, A., “Enerji Mühendisliği Tasarım ve Optimizasyon Teknik, Ekonomik ve Çevresel Çözümler”, *Gazi Üniversitesi*, Ankara, 5-230 (2003).
2. Durmaz, A., “Türkiye’nin Enerji Altyapısı ve Hava Kirliliği”, *Uluslararası Yanmadan Kaynaklanan Hava Kirliliğinin Kontrolü Sempozyumu Bildiri Kitabı*, Ankara, 60-72 (1987).
3. Demir, Ş., “Çok Amaçlı Kombine Çevrim Santrali Tasarımı ile İlgili Teknik ve Ekonomik Analizler”, Yüksek Lisans Tezi, *Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Ankara, 65-73 (2001).
4. Durmaz, A., “Türkiye’de Enerji ve Ar-Ge Çalışmaları”, Konferans, *Gazi Üniversitesi*, Ankara, 2-65 (2008).
5. Durmaz, A., “Yanmadan Kaynaklanan Hava Kirliliği Kontrolü”, *II. Ege Enerji Sempozyumu ve Sergisi*, Kütahya, 20-28 (2004).
6. Durmaz, A., “Kömürün Yanması”, Kömür Özellikleri Teknolojisi ve Çevre İlişkileri, *İstanbul Teknik Üniversitesi*, İstanbul, 353-394 (1998).
7. Çuruksulu, M., “150 MWe Kurulu Güçteki Düşük Kaliteli Linyitle Çalışan Bir Termik Santral İçin Buhar Kazanı Tasarımı ”, Yüksek Lisans Tezi, *Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Ankara, 63-89 (2006).
8. Çengel, Y., Boles, M.A., “An Engineering Approach Thermodynamics”, *Mc Graw Hill*, USA, 4th ed., 710-780 (1994).
9. El-Wakil, M.M., ‘Power Plant Technology’, *Mc Graw Hill*, USA, 309-351 (1984).
10. Walsh, PH., Fletcher, P., “ Gas Turbine Performance”, *Blackwell Science*, UK, 564-577 (2004).
11. Kehlhofer, R., ‘Combined-Cycle Gas & Steam Turbine Power Plants’, *Penn Well*, USA, 5-260 (1997).
12. Durmaz, A., “Isıl-Güç Santral Tasarım Ders Notları”, *Gazi Üniversitesi*, Ankara, 10-120 (2003).
13. Özkan, M., “Buhar Kazanları Isıl Hesaplar”, *Kipaş*, 3.baskı, Ankara, 1: 1-20 (1984).

14. Tüter, A., “Doğalgaz Yakıtlı Kombine Çevrim Santrali ile Atık Isı Kazanının Tasarım Hesapları”, Yüksek Lisans Tezi, *Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Ankara, 67-102 (1999).
15. Kiameh, PH., “Power Generation Handbook”, *Mc Graw-Hill*, USA, 13-450 (2002).
16. Breeze, P., “Power Generation Technologies”, *Elsevier Science*, Oxford, UK, 43-59 (2005).
17. Onat, K., Genceli, O.F., Arısoy, A.,” Buhar Kazanlarının Isıl Hesapları”,*Teknik Yayıncılık,Tanıtım A.Ş.*, 3.baskı, İstanbul, 104-106, 203-209 (1998).
18. Rahim, M., Sönmez, M., Durmaz, A., “ Gaz Türbini Tasarımı, Optimizasyonu Ve Uygulamaları”, *IV. Ege Enerji Sempozyumu*, İzmir, 1-7 (2008)
19. Horlok, J.H., ”Advanced Gas Turbine Cycles”, *Elsevier Science*, Cambridge, UK, 13-180 (2003).
20. Howard, C.P., “Thermodynamics and Fundamentals of the Gas Turbine Cycle”, Sawyer’s Gas Turbine Engineering Handbook Volume 1, *Gas Turbine Publications, Inc.*, New York, 35-45 (1995).
21. Paşaoğlu, A., “Hidrojen Yakıtlı, Çok Amaçlı Bir Bileşik – Isı Santrali Tasarımı, Teknik ve Ekonomik Analizleri”, Yüksek Lisans Tezi, *Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Ankara, 46-145 (2006).
22. Turns, S., “An Introduction To Combustion Concepts and Applications”, *Mc Graw Hill*, New York , 24-31 (1996).
23. “Endüstriyel Kaynaklı Hava Kirliliği Kontrolü Yönetmeliği”, *Çevre ve Orman Bakanlığı*, Ankara, 1-32 (2004).
24. Genceli, O.F., “Buhar Kazanları Konstrüksiyon ve Yardımcı Elemanları”, *Kipaş*, İstanbul, 33-65 (1985).
25. Cohen, H., Rogers, G.F.C., Saravanamutoo, H.I.H., “Gas Turbine Theory”, *Longman Group Limited*, 4th ed., London, 37-81 (1996).
26. Ganapathy, V., “Industrial Boilers And Heat Recovery Steam Generators Design, Applications, And Calculations”, *Marcel Dekker, Inc.*, Abilene, Texas, 17-248 (2003).
27. Huang, F.F., “Engineering Thermodynamics, Fundamentals and Applications”, *Mac Millan Publishing Company*, 2nd ed., New York, 533-549 (1988).

28. Shepherd, D.G., “ Introduction to the Gas Turbine”, *D.Van Nostrand Co., Inc.*, New York, 16-19, 70-73 (1993).
29. Gigliucci, G., Donatini, F., Schiavetti, M., “Technical and Economical Analyses of a Hydrogen Fed Gas Turbine with Steam Injection and Cogeneration”, *International Hydrogen Energy Congress end Exhibition IHEC 2005*, İstanbul, 18-22 (2005).
30. Rahim, M., Durmaz, A., Yılmazoğlu, Z., “Kompresör Giriş Havaşının Soğutulmasıyla Kombine Çevrim Santralının Performansının artırılması”, *16 Ulusal Isı Bilim ve Tekniği Kongresi, ULİBTK'07 Bildiriler Kitabı*, 218, 933-938 (2007).

EKLER

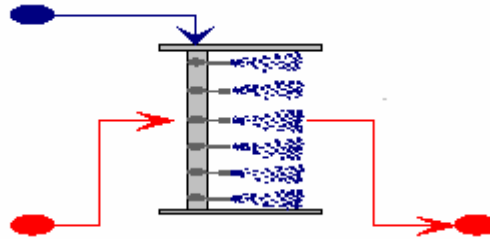
EK-1 Tasarlanan sistemin detayları



EK-1 (Devam) Tasarlanan sistemin detayları

(48)

P = 17.24
 T = 15.25
 Sub = 189.7
 H = 65.62
 H* = -2481.87
 M = 1.015



(16)

P = 1.0132
 T = 30
 H* = 5.11
 M = 418.1
 V = 362.5

(7)

P = 1.0126
 T = 24.11
 H* = -0.92
 M = 419.1
 V = 357

P[bar] T[C] H[kJ/kg] H*[kJ/kg] M[kg/s] V[m³/s]

Evaporative Cooler/Fogger[5]

Type of cooling device: Fogger

Mode: Engineering Design

Total spray water = 1.015 kg/s, consumed power = 18.68 kW

Nameplate spray water = 1.045 kg/s, Nameplate airflow = 418.1 kg/s

Air pressure drop = 0.6227 millibar



(13)-gaseous

P = 20.68
 T = 25
 H* = 46285.57
 LHV = 46285.6
 HHV = 51242.8
 M = 10.60

P[bar] T[C] H[kJ/kg] M[kg/s] LHV[kJ/kg] HHV[kJ/kg]

Fuel Source[9]

Fuel type = Gas Fuel name = Natural gas

EK-1 (Devam) Tasarlanan sistemin detayları

(13)-gaseous
 P = 20.68
 T = 25
 H* = 46285.57
 LHV = 46285.6
 HHV = 51242.8
 M = 10.60



(12)-gaseous
 P = 29.99
 T = 59.91
 H* = 46359.00
 LHV = 46285.6
 HHV = 51242.8
 M = 10.60

P[bar] T[C] H[kJ/kg] M[kg/s] LHV[kJ/kg] HHV[kJ/kg]

Fuel Compressor[8]

Mode: Engineering Design

Type = reciprocating

Number of compressors in plant = 2 , number of compressors in operation = 1

Inlet pressure after pres. loss = 20.08 bar, exit pressure before pres. loss = 30.59 bar

Compressor mechanical eff. = 95 %, polytropic eff. = 85 %, adiabacity = 100 %

Compressor overall apparent isentropic efficiency = 73.95 %

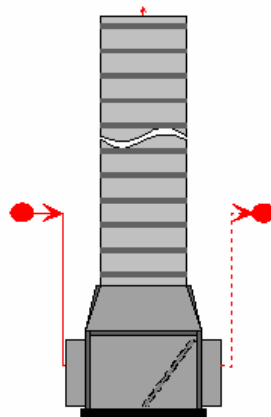
Total power: compression = 775.8 kW, shaft = 816.7 kW

Gas heat rejection = 0 kW, mechanical loss = 40.8 kW

Compressor package dimensions (each): length = 7.5 m, width = 3.7 m

Package height = 2.5 m, package weight (each) = 38897 kg

(15)
 P = 1.0426
 T = 635.1
 H* = 701.13
 M = 440.3
 V = 1147.2



(34)
 P = 1.0401
 T = 634
 H* = 699.77
 M = 440.3
 V = 1148.6

P[bar] T[C] H[kJ/kg] M[kg/s] V[m^3/s]

Stack[27]

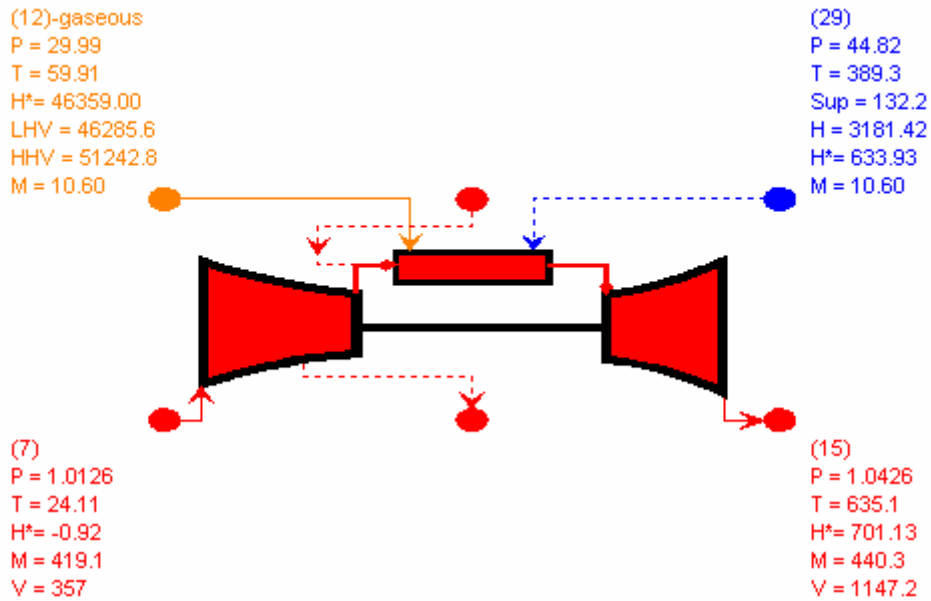
Type: Bypass stack

Mode: Engineering Design; Damper position: Open

Pressure drop = 2.491 millibar

Temperature drop = 1.111 C, Heat loss = 602.7 kW

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]

Gas Turbine(GT PRO)[11] - GE 7251FB(ID197)

Mode: Engineering Design

Number of units running = 1

Inlet filter dP = 9.963 millibar Compressor inlet P = 1.003 bar

Compressor discharge P = 18.29 bar

Exhaust P = 1.048 bar Non-HRB loss = 4.982 millibar Exit P = 1.043 bar

Exhaust loss (Exhaust P-Pamb) = 34.31 millibar

Total shaft power = 186285 kW Miscellaneous aux. = 933 kW

Total electrical power = 183677 kW Load = 100 %

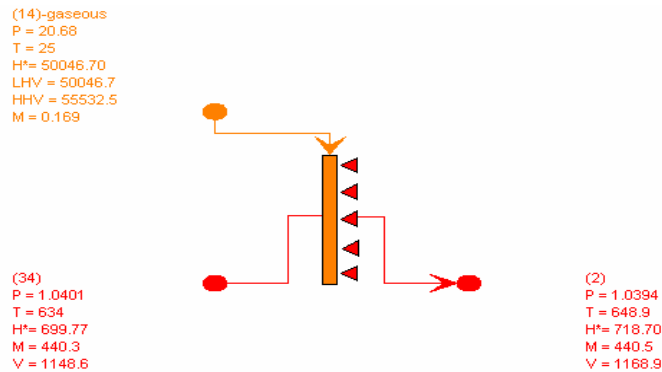
Gross LHV heat rate = 9616 kJ/kWh

Gross LHV eff. = 37.44 % Gross HHV eff. = 33.82 %

Turbine inlet temp = 1350.8 C Exhaust temp = 635.1 C

Exhaust gas composition [Mole %]

O2 = 11.097% CO2 = 3.967% H2O = 13.922% N2 = 70.170% Ar = 0.843% SO2 = 0.002%



P[bar] T[C] H[kJ/kg] M[kg/s] V[m³/s] LHV[kJ/kg] HHV[kJ/kg]

Duct Burner[2]

Mode: Engineering Design

Control Mode: Specify outlet temperature

Fuel LHV heat input = 8469 kW, HHV heat input = 9398 kW, heat loss = 8.469 kW

Nameplate LHV heat input 81367 kW

Nameplate incoming gas flow 440.3 kg/s

Burner location: In transition duct

Burner weight 6126 kg

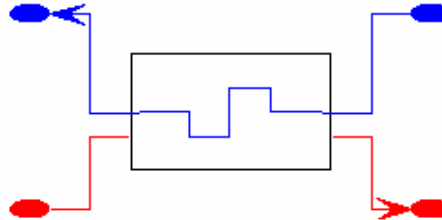
Flue gas composition [Mole %]

O2 = 10.956% CO2 = 4.031% H2O = 14.045% N2 = 70.123% Ar = 0.843% SO2 = 0.002%

EK-1 (Devam) Tasarlanan sistemin detayları

(41)
 P = 120.70
 T = 537
 Sup = 211.9
 H = 3445.02
 H* = 897.53
 M = 63.83

(45)
 P = 123.11
 T = 426
 Sup = 99.4
 H = 3132.43
 H* = 584.94
 M = 63.83



(2)
 P = 1.0394
 T = 648.9
 H* = 718.70
 M = 440.5
 V = 1168.9

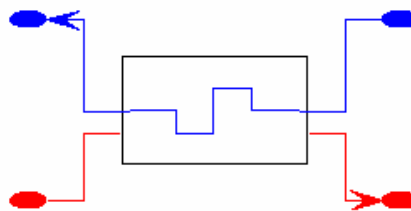
(40)
 P = 1.0374
 T = 611.8
 H* = 672.95
 M = 440.5
 V = 1124.1

P[bar] T[C] H[kJ/kg] H*[kJ/kg] M[kg/s] V[m³/s]

Superheater[34]
 Mode: Design
 Heat transfer to water-side = 19951 kW, Heat loss = 201.5 kW
 UA = 136.9 kW/C, DTlgm = 145.7 C
 Gas flow = 440.5 kg/s, outlet temperature = 611.8 C, outlet enthalpy = 673 kJ/kg
 Gas-side pressure drop = 2.073 millibar, water-side pressure drop = 2.414 bar

(43)
 P = 34.47
 T = 537
 Sup = 295.3
 H = 3534.42
 H* = 986.93
 M = 51.67

(22)
 P = 35.16
 T = 356.5
 Sup = 113.7
 H = 3122.05
 H* = 574.56
 M = 51.67



(40)
 P = 1.0374
 T = 611.8
 H* = 672.95
 M = 440.5
 V = 1124.1

(42)
 P = 1.0353
 T = 571.8
 H* = 624.10
 M = 440.5
 V = 1075.4

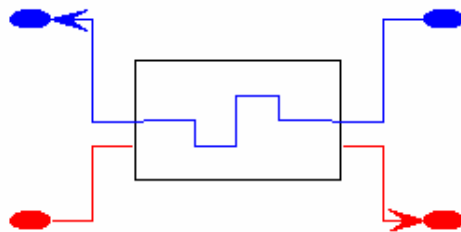
P[bar] T[C] H[kJ/kg] H*[kJ/kg] M[kg/s] V[m³/s]

Superheater[35]
 Mode: Design
 Heat transfer to water-side = 21306 kW, Heat loss = 215.2 kW
 UA = 160.4 kW/C, DTlgm = 132.8 C
 Gas flow = 440.5 kg/s, outlet temperature = 571.8 C, outlet enthalpy = 624.1 kJ/kg
 Gas-side pressure drop = 2.069 millibar, water-side pressure drop = 0.6894 bar

EK-1 (Devam) Tasarlanan sistemin detayları

(45)
 P = 123.11
 T = 426
 Sup = 99.4
 H = 3132.43
 H* = 584.94
 M = 63.83

(9)
 P = 125.58
 T = 328.1
 x = 1.000
 H = 2676.30
 H* = 128.82
 M = 63.83



(42)
 P = 1.0353
 T = 571.8
 H* = 624.10
 M = 440.5
 V = 1075.4

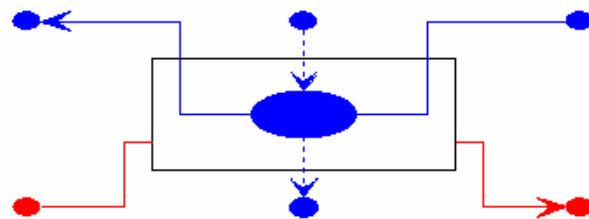
(44)
 P = 1.0332
 T = 516.5
 H* = 557.34
 M = 440.5
 V = 1007.1

P[bar] T[C] H[kJ/kg] H*[kJ/kg] M[kg/s] V[m³/s]

Superheater[36]
 Mode: Design
 Heat transfer to water-side = 29113 kW, Heat loss = 294.1 kW
 UA = 175.2 kW/C, DTlgm = 166.2 C
 Gas flow = 440.5 kg/s, outlet temperature = 516.5 C, outlet enthalpy = 557.3 kJ/kg
 Gas-side pressure drop = 2.065 millibar, water-side pressure drop = 2.462 bar

(9)
 P = 125.58
 T = 328.1
 x = 1.000
 H = 2676.30
 H* = 128.82
 M = 63.83

(4)
 P = 125.58
 T = 323.1
 Sub = 5.0
 H = 1481.86
 H* = -1065.63
 M = 64.46



(44)
 P = 1.0332
 T = 516.5
 H* = 557.34
 M = 440.5
 V = 1007.1

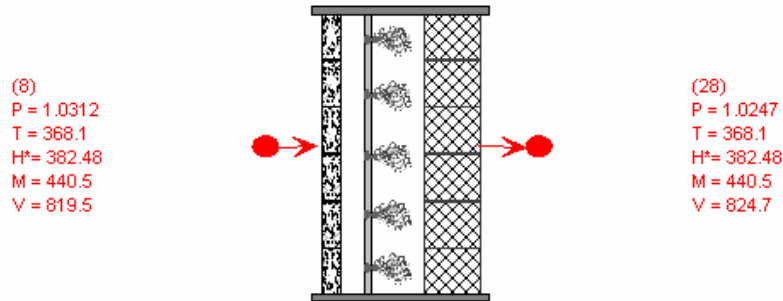
Blowdown
 H = 1515.3
 M = 0.638

(8)
 P = 1.0312
 T = 368.1
 H* = 382.48
 M = 440.5
 V = 819.5

P[bar] T[C] H[kJ/kg] H*[kJ/kg] M[kg/s] V[m³/s]

Evaporator[6]
 Mode: Design
 Heat transfer to water-side = 76258 kW, Heat loss = 770.3 kW
 UA = 796.4 kW/C, DTlgm = 95.75 C
 Gas flow = 440.5 kg/s, outlet temperature = 368.1 C, outlet enthalpy = 382.5 kJ/kg
 Gas-side pressure drop = 2.061 millibar
 Pinch = 40 C, Steam produced = 63.82 kg/s
 Blowdown: M = 0.6382 kg/s, T = 328.1 C, h = 1515.3 kJ/kg

EK-1 (Devam) Tasarlanan sistemin detayları



(8)
 P = 1.0312
 T = 368.1
 H* = 382.48
 M = 440.5
 V = 819.5

(28)
 P = 1.0247
 T = 368.1
 H* = 382.48
 M = 440.5
 V = 824.7

P[bar] T[C] H[kJ/kg] M[kg/s] V[m³/s]

SCR/CO Catalyst(HRSG)[23]

Mode: Engineering Design

Catalyst Type: SCR + CO catalyst

NO_x reduction effectiveness = 80 %; CO reduction effectiveness = 80 %

Gas incoming velocity = 6.813 m/s

Pressure drop = 6.476 millibar

Temperature drop = 0 C, heat loss = 0 kW

Inlet NO_x = 0 ng/J; = 0 mg/Nm³ @ 0% O₂, dry; = 0 ppmv @ 0% O₂, dry

Outlet NO_x = 0 ng/J; = 0 mg/Nm³ @ 0% O₂, dry; = 0 ppmv @ 0% O₂, dry

Inlet CO = 0 ng/J; = 0 mg/Nm³ @ 0% O₂, dry; = 0 ppmv @ 0% O₂, dry

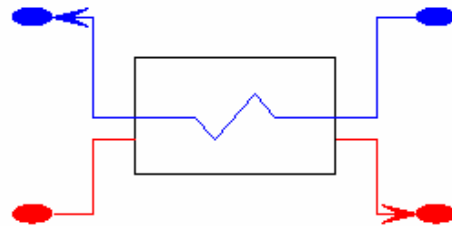
Outlet CO = 0 ng/J; = 0 mg/Nm³ @ 0% O₂, dry; = 0 ppmv @ 0% O₂, dry

CO removed = 0 kg/s

NO_x removed = 0 kg/s; NH₃ consumed = 0 kg/s

SCR power consumption = 242.8 kW

(4)
 P = 125.58
 T = 323.1
 Sub = 5.0
 H = 1481.86
 H* = -1065.63
 M = 64.46



(51)
 P = 128.09
 T = 157.8
 Sub = 171.9
 H = 673.60
 H* = -1873.89
 M = 64.46

(28)
 P = 1.0247
 T = 368.1
 H* = 382.48
 M = 440.5
 V = 824.7

(3)
 P = 1.0226
 T = 263.6
 H* = 263.00
 M = 440.5
 V = 691.6

P[bar] T[C] H[kJ/kg] H*[kJ/kg] M[kg/s] V[m³/s]

Economiser[3]

Mode: Design

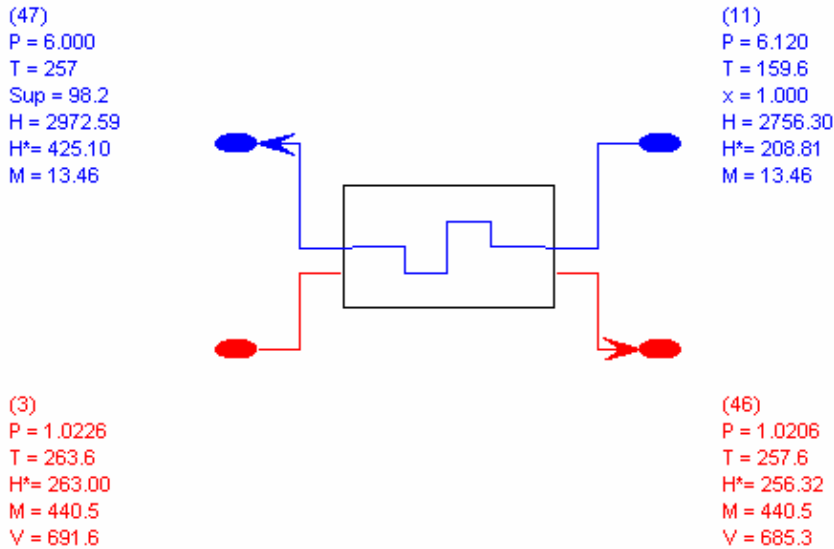
Heat transfer to water-side = 52105 kW, Heat loss = 526.3 kW

UA = 732.8 kW/C, DT_{lgm} = 71.11 C

Gas flow = 440.5 kg/s, outlet temperature = 263.6 C, outlet enthalpy = 263 kJ/kg

Gas-side pressure drop = 2.044 millibar, water-side pressure drop = 2.512 bar

EK-1 (Devam) Tasarlanan sistemin detayları



P[bar] T[C] H[kJ/kg] H*[kJ/kg] M[kg/s] V[m³/s]

Superheater[37]

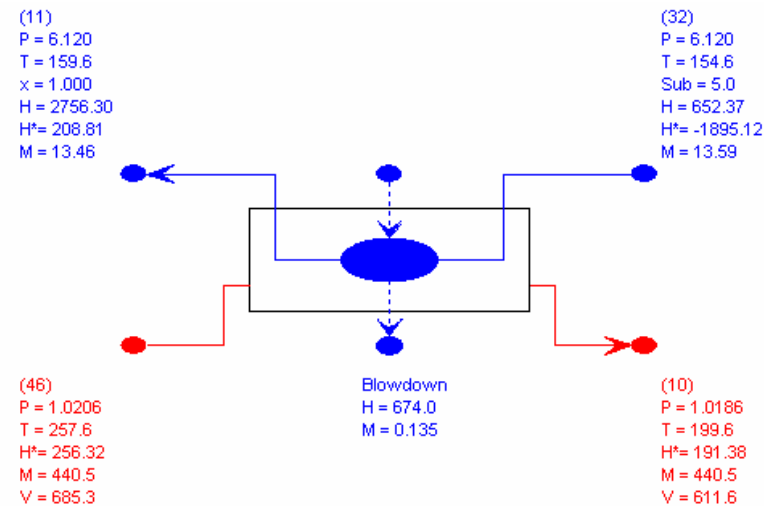
Mode: Design

Heat transfer to water-side = 2911.2 kW, Heat loss = 29.41 kW

UA = 86.09 kW/C, DTl_{gm} = 33.81 C

Gas flow = 440.5 kg/s, outlet temperature = 257.6 C, outlet enthalpy = 256.3 kJ/kg

Gas-side pressure drop = 2.039 millibar, water-side pressure drop = 0.12 bar



P[bar] T[C] H[kJ/kg] H*[kJ/kg] M[kg/s] V[m³/s]

Evaporator[7]

Mode: Design

Heat transfer to water-side = 28323 kW, Heat loss = 286.1 kW

UA = 437.5 kW/C, DTl_{gm} = 64.73 C

Gas flow = 440.5 kg/s, outlet temperature = 199.6 C, outlet enthalpy = 191.4 kJ/kg

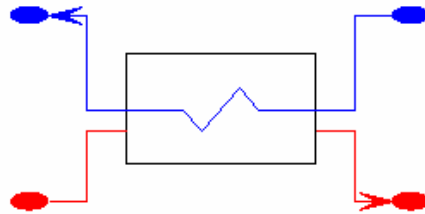
Gas-side pressure drop = 2.036 millibar

Pinch = 40 C, Steam produced = 13.46 kg/s

Blowdown: M = 0.1346 kg/s, T = 159.6 C, h = 674 kJ/kg

EK-1 (Devam) Tasarlanan sistemin detayları

(6)
 P = 6.120
 T = 154.6
 Sub = 5.0
 H = 652.37
 H* = -1895.12
 M = 78.06



(50)
 P = 6.242
 T = 105.9
 Sub = 54.5
 H = 444.37
 H* = -2103.12
 M = 78.06

(10)
 P = 1.0186
 T = 199.6
 H* = 191.38
 M = 440.5
 V = 611.6

(5)
 P = 1.0165
 T = 166
 H* = 154.15
 M = 440.5
 V = 569.3

P[bar] T[C] H[kJ/kg] H*[kJ/kg] M[kg/s] V[m³/s]

Economiser[4]

Mode: Design

Heat transfer to water-side = 16236 kW, Heat loss = 164 kW

UA = 311 kW/C, DT_{lgm} = 52.21 C

Gas flow = 440.5 kg/s, outlet temperature = 166 C, outlet enthalpy = 154.1 kJ/kg

Gas-side pressure drop = 2.032 millibar, water-side pressure drop = 0.1224 bar

(50)
 P = 6.242
 T = 105.9
 Sub = 54.5
 H = 444.37
 H* = -2103.12
 M = 78.06



(18)
 P = 1.241
 T = 105.8
 x = 0.000
 H = 443.54
 H* = -2103.95
 M = 78.06

P[bar] T[C] H[kJ/kg] H*[kJ/kg] M[kg/s]

Water Pump[40]

Pumping power = 65 kW Shaft power required = 67.01 kW

Mech. loss = 2.01 kW Mech. eff. = 97 %

Overall apparent isentropic eff. = 62.96 % Isentropic eff. = 85 %

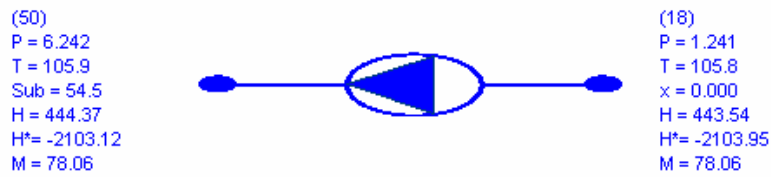
Overall pressure rise = 5.001 bar

Pressure rise (before control valve) = 6.752 bar

Design point RPM = 3600

Design mode

EK-1 (Devam) Tasarlanan sistemin detayları



(50)
 P = 6.242
 T = 105.9
 Sub = 54.5
 H = 444.37
 H* = -2103.12
 M = 78.06

(18)
 P = 1.241
 T = 105.8
 x = 0.000
 H = 443.54
 H* = -2103.95
 M = 78.06

P[bar] T[C] H[kJ/kg] H*[kJ/kg] M[kg/s]

Water Pump[40]

Pumping power = 65 kW Shaft power required = 67.01 kW

Mech. loss = 2.01 kW Mech. eff. = 97 %

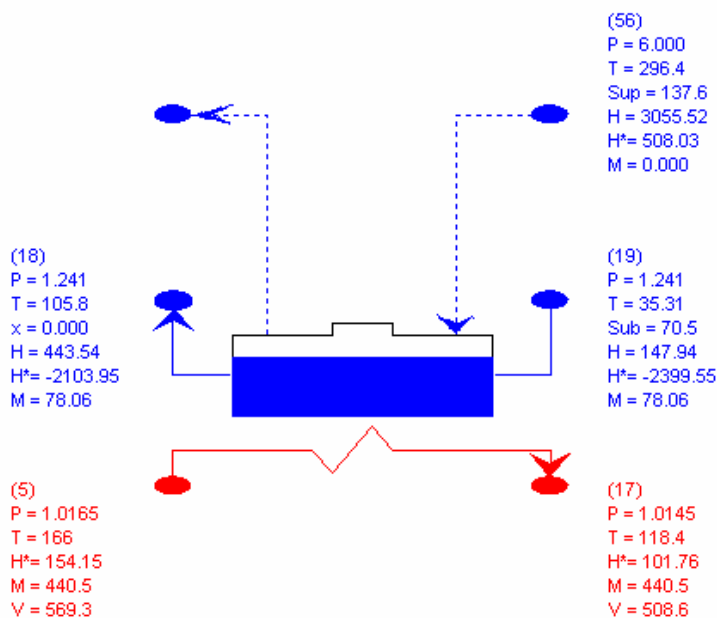
Overall apparent isentropic eff. = 62.96 % Isentropic eff. = 85 %

Overall pressure rise = 5.001 bar

Pressure rise (before control valve) = 6.752 bar

Design point RPM = 3600

Design mode



(18)
 P = 1.241
 T = 105.8
 x = 0.000
 H = 443.54
 H* = -2103.95
 M = 78.06

(56)
 P = 6.000
 T = 296.4
 Sup = 137.6
 H = 3055.52
 H* = 508.03
 M = 0.000

(19)
 P = 1.241
 T = 35.31
 Sub = 70.5
 H = 147.94
 H* = -2399.55
 M = 78.06

(5)
 P = 1.0165
 T = 166
 H* = 154.15
 M = 440.5
 V = 569.3

(17)
 P = 1.0145
 T = 118.4
 H* = 101.76
 M = 440.5
 V = 508.6

P[bar] T[C] H[kJ/kg] H*[kJ/kg] M[kg/s] V[m³/s]

Integral Deaerator[13]

Mode: Design

Heat transfer to water-side = 23074 kW, Heat loss = 0 kW

UA = 756.7 kW/C, DT_{lgm} = 30.49 C

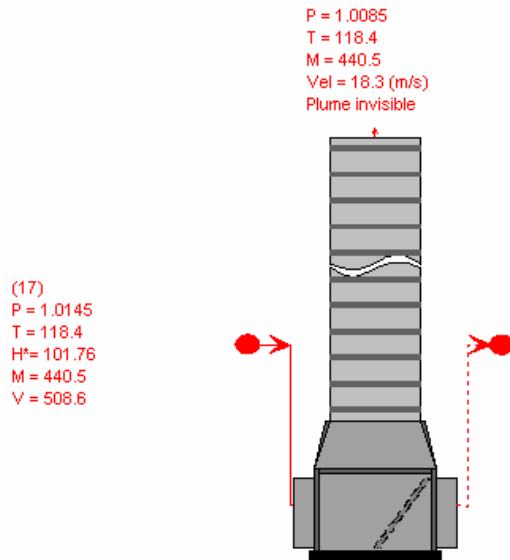
Gas flow = 440.5 kg/s, outlet temperature = 118.4 C, outlet enthalpy = 101.8 kJ/kg

Gas-side pressure drop = 2.028 millibar

Deaerator pressure = 1.241 bar, temperature = 105.8 C, Pinch = 0 C

DA steam generation = 10.3 kg/s

EK-1 (Devam) Tasarlanan sistemin detayları



P[bar] T[C] H[kJ/kg] M[kg/s] V[m³/s]

Stack[28]
 Type: Main stack
 Mode: Engineering Design
 Total pressure drop: from inlet to exit = 5.98 millibar, from inlet to ambient = 1.27 millibar
 Outlet dust load = 0 ng/J; = 0 mg/Nm³ @ 6% O₂, dry
 Outlet SO₂ = 28.53 ng/J; = 91.64 mg/Nm³ @ 6% O₂, dry; = 32.06 ppmv @ 6% O₂, dry
 Plume visibility index = 0, Plume invisible
 Gas composition [Mole %]
 O₂ = 10.956% CO₂ = 4.031% H₂O = 14.045% N₂ = 70.123% Ar = 0.843% SO₂ = 0.002%
 CO₂ mass flow = 28.11 kg/s

(53)
 P = 0.0689
 T = 38.74
 x = 0.000
 H = 162.18
 H* = -2385.31
 M = 66.72



(49)
 P = 1.241
 T = 38.76
 Sub = 67.0
 H = 162.36
 H* = -2385.12
 M = 66.72

P[bar] T[C] H[kJ/kg] H*[kJ/kg] M[kg/s]

Water Pump[39]
 Pumping power = 12.52 kW Shaft power required = 12.9 kW
 Mech. loss = 0.3871 kW Mech. eff. = 97 %
 Overall apparent isentropic eff. = 62.93 % Isentropic eff. = 84.96 %
 Overall pressure rise = 1.172 bar
 Pressure rise (before control valve) = 1.582 bar
 Design point RPM = 3600
 Design mode

EK-1 (Devam) Tasarlanan sistemin detayları

(52)

P = 1.0132
 T = 28.82
 Sub = 71.2
 H = 120.94
 H* = -2426.55
 M = 4308.7



(1)

P = 1.0132
 T = 28.82
 Sub = 71.2
 H = 120.94
 H* = -2426.55
 M = 4308.7

P[bar] T[C] H[kJ/kg] H*[kJ/kg] M[kg/s]

Water Pump[42]

Hydraulic power = 0 kW Shaft power produced = 0 kW

Mech. loss = 0 kW Mech. eff. = 97 %

Overall apparent isentropic eff. = 100 % Isentropic eff. = 100 %

Overall pressure rise = 0 bar

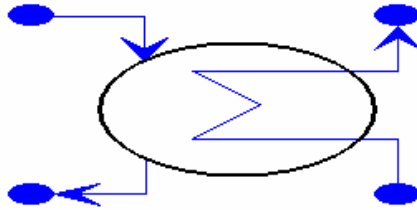
Pressure rise (before control valve) = 0 bar

Design point RPM = 3600

Design mode

(39)

P = 0.0689
 T = 38.74
 x = 0.921
 H = 2381.33
 H* = -166.15
 M = 66.72



(54)

P = 1.0132
 T = 37.08
 Sub = 62.9
 H = 155.30
 H* = -2392.19
 M = 4308.7

(53)

P = 0.0689
 T = 38.74
 x = 0.000
 H = 162.18
 H* = -2385.31
 M = 66.72

(27)

P = 1.0132
 T = 28.82
 Sub = 71.2
 H = 120.94
 H* = -2426.55
 M = 4308.7

P[bar] T[C] H[kJ/kg] H*[kJ/kg] M[kg/s]

Water-cooled Condenser[43]

Heat rejection = 148064 kW Quality of steam in = 0.9209

Tsat = 38.74 C CW Pump power = 540.2 kW UA = 31989 kW/C

Design mode

EK-1 (Devam) Tasarlanan sistemin detayları

(52)

P = 1.0132
 T = 28.82
 Sub = 71.2
 H = 120.94
 H* = -2426.55
 M = 4308.7



(1)

P = 1.0132
 T = 28.82
 Sub = 71.2
 H = 120.94
 H* = -2426.55
 M = 4308.7

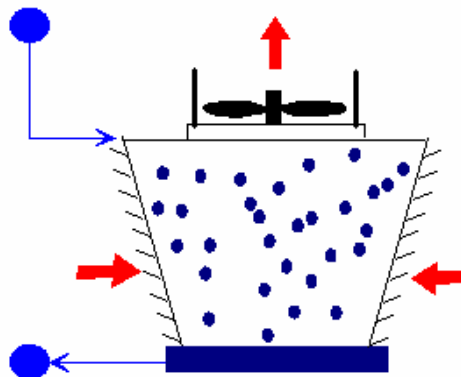
P[bar] T[C] H[kJ/kg] H*[kJ/kg] M[kg/s]

Water Pump[42]

Hydraulic power = 0 kW Shaft power produced = 0 kW
 Mech. loss = 0 kW Mech. eff. = 97 %
 Overall apparent isentropic eff. = 100 % Isentropic eff. = 100 %
 Overall pressure rise = 0 bar
 Pressure rise (before control valve) = 0 bar
 Design point RPM = 3600
 Design mode

(26)

P = 1.0132
 T = 37.08
 Sub = 62.9
 H = 155.30
 H* = -2392.19
 M = 4308.7



(1)

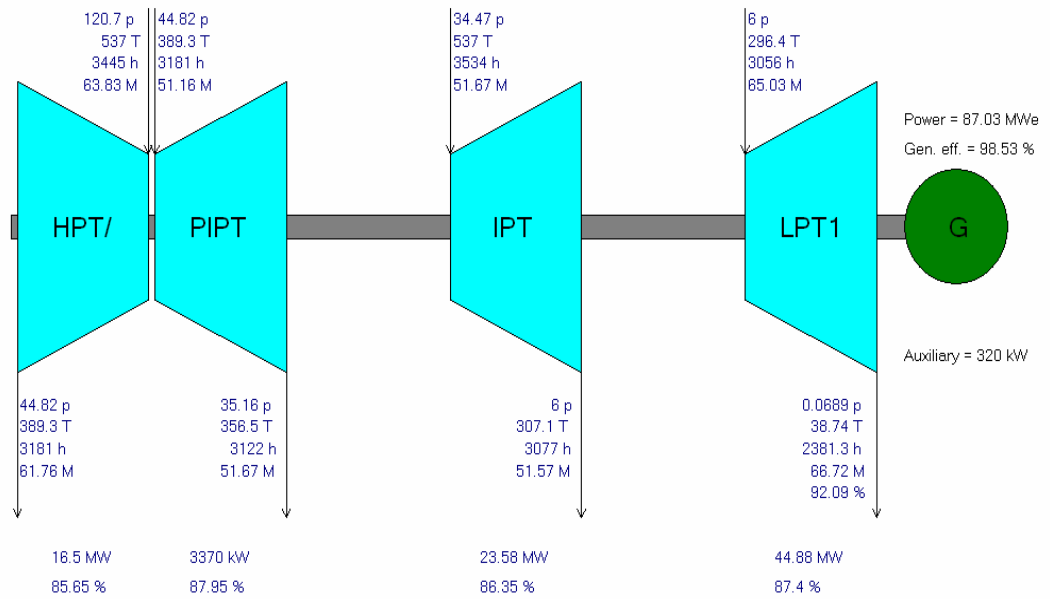
P = 1.0132
 T = 28.82
 Sub = 71.2
 H = 120.94
 H* = -2426.55
 M = 4308.7

P[bar] T[C] H[kJ/kg] H*[kJ/kg] M[kg/s]

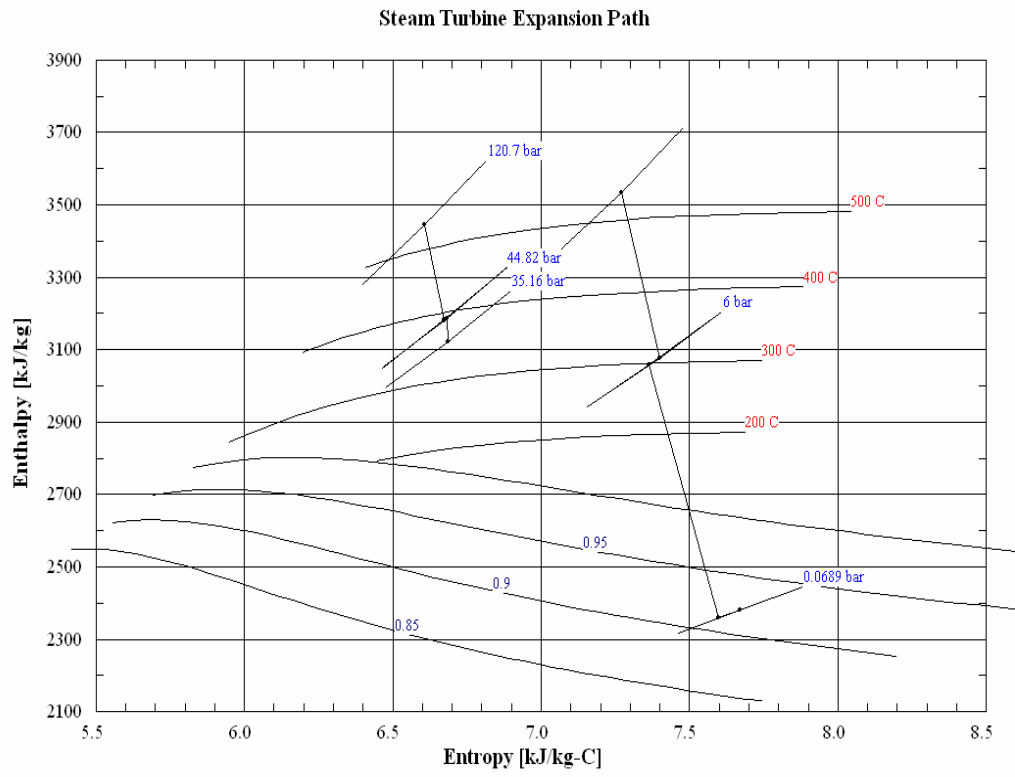
Cooling Towers(Various)[1]

Cooling tower type: Wet mechanical draft tower Number of cells = 4
 Air into wet section: flow = 3129 kg/s temp = 30 C
 Air leaving tower: flow = 3184 kg/s temp = 34.57 C
 Makeup flow = 68.24 kg/s evaporated = 54.6 kg/s
 Blowdown flow = 12.79 kg/s drift = 0.8617 kg/s
 Air wet bulb in = 23.82 C Air wet bulb out = 33.82 C
 Pump electrical power = 540.8 kW Fan electrical power = 450.5 kW
 Design mode

EK-1 (Devam) Tasarlanan sistemin detayları

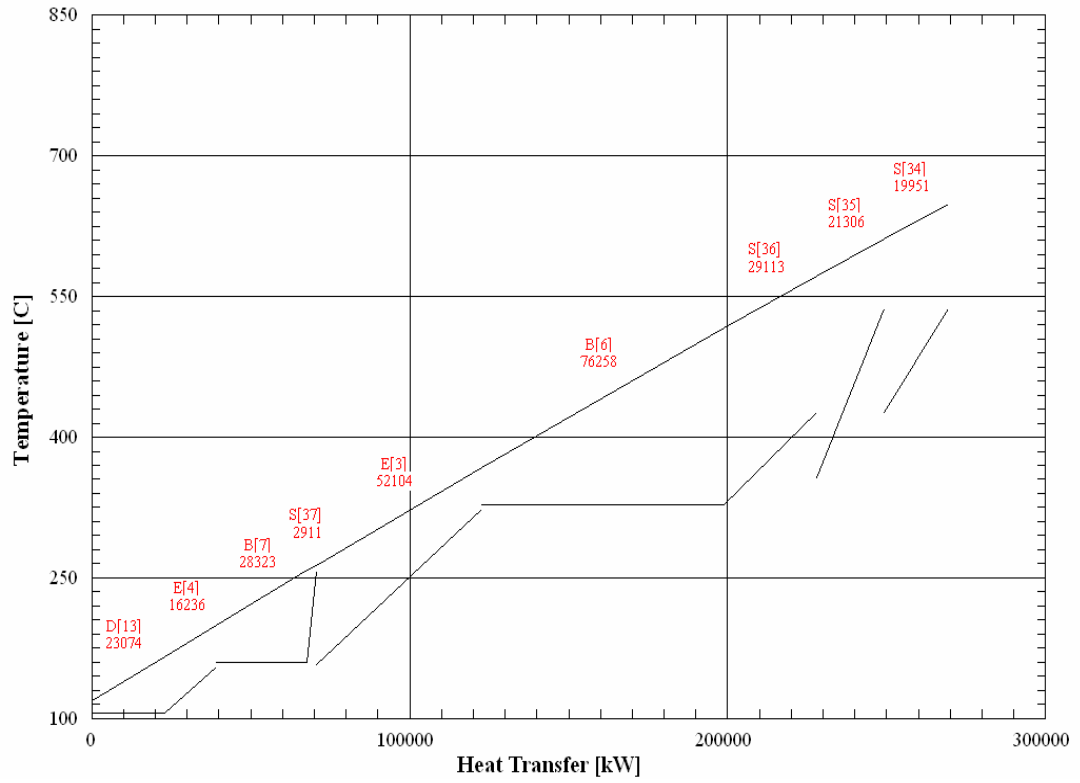


EK-2 Buhar türbin h – s diyagramı



EK-3 Tasarlanan santralde AIK'nın T – Q eğrisi

Multiple-HX TQ Diagram



EK-4 Tasarlanan santralin detaylı bilgileri

Plant Summary		
Ambient pressure	bar	1.013
Ambient temperature	C	30
Ambient RH	%	60
Ambient wet bulb temperature	C	23.82
Gross power	kW	270705
Gross electric efficiency(LHV)	%	54.24
Gross heat rate(LHV)	kJ/kWh	6637
Net power	kW	262554
Net electric efficiency(LHV)	%	52.61
Net heat rate(LHV)	kJ/kWh	6843
Net fuel input(LHV)	kW	499102
Net process output	kW	0
CHP efficiency	%	52.61
PURPA efficiency	%	52.61
Plant auxiliary	kW	8151
Net electric efficiency(HHV)	%	47.51
Net heat rate(HHV)	kJ/kWh	7577
Net fuel input(HHV)	kW	552578

Components	Inlet - kg/hr	Outlet - kg/hr	Net - kg/hr	
Duct Burner[2]				
SO2	55.11999893	55.11999893	0	
CO2	99536	101207	1671.300049	
Gas Turbine(GT PRO)[11]				
SO2		55.11999893	55.11999893	
CO2	682	99536	98854	
Gas/Air Source[12]				
CO2	682		-682	
SCR/CO Catalyst(HRSG)[23]				
SO2	55.11999893	55.11999893		
CO2	101207	101207		
Stack[28]				
SO2		55.11999893	55.11999893	
CO2		101207	101207	
Plant Total Emissions	kg/hr	tonne/year	kg/MWhr (gross)	kg/GJ LHV @ 25C
SO2	55.11999893	446.5	0.203600004	30.68000031
CO2	100525	814248	371.2999878	55949

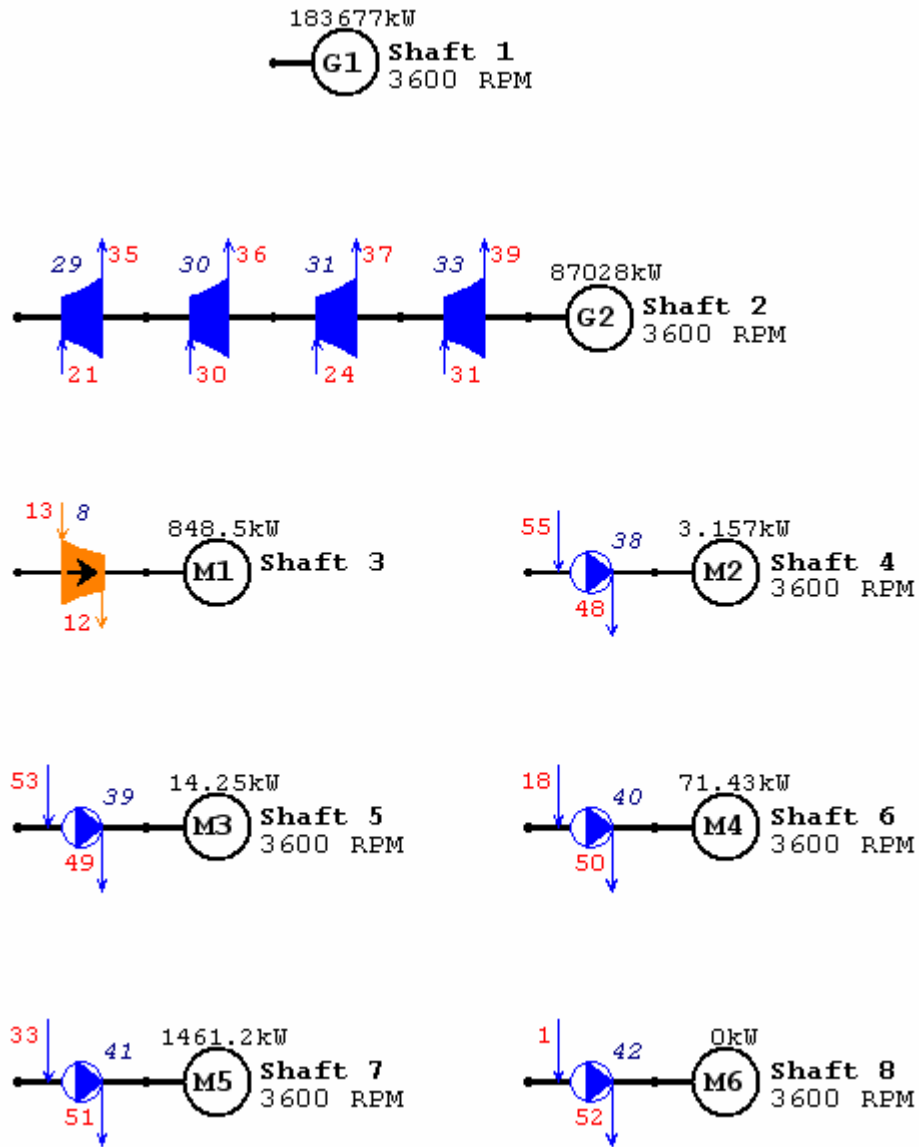
EK-4 (Devam) Tasarlanan santralin detaylı bilgileri

Power Devices		
Generator[1] power	kW	183677
Generator[2] power	kW	87028
Motor[1] power	kW	848.5
Motor[2] power	kW	3.157
Motor[3] power	kW	14.25
Motor[4] power	kW	71.43
Motor[5] power	kW	1461.2
Motor[6] power	kW	0
Cooling Towers(various)[1] fan/pump	kW	991.3
Evaporative Cooler/Fogger[5] aux	kW	18.68
SCR/CO Catalyst(HRSG)[23]	kW	242.8
Water-cooled Condenser[43] pump	kW	540.2
Gas Turbine(GT PRO)[11] misc. auxiliary	kW	933
Specified additional misc. auxiliary	kW	2707.1
Shaft-1 net power	kW	186285
Shaft-2 net power	kW	88330
Shaft-3 net power	kW	-816.7
Shaft-4 net power	kW	-2.699
Shaft-5 net power	kW	-12.9
Shaft-6 net power	kW	-67.01
Shaft-7 net power	kW	-1410.8
Shaft-8 net power	kW	0

EK-4 (Devam) Tasarlanan santralin detaylı bilgileri

Stream No.	Fluid	Pressure	Temperature	Flow	Enthalpy
		bar	C	kg/s	kJ/kg
1 @ exit of Cooling Towers (various)[1]	Water	1.0132	28.82	4308.7	120.94
2 @ exit of Duct Burner[2]	Air/gas	1.0394	648.89	440.5	718.7
3 @ exit of Economiser[3]	Air/gas	1.0226	263.56	440.5	263
4 @ exit of Economiser[3]	Water	125.58	323.14	64.46	1481.86
5 @ exit of Economiser[4]	Air/gas	1.0165	166.03	440.5	154.15
6 @ exit of Economiser[4]	Water	6.12	154.61	78.06	652.37
7 @ exit of Evaporative Cooler/Fogger[5]	Air/gas	1.0126	24.11	419.1	-0.92
8 @ exit of Evaporator[6]	Air/gas	1.0312	368.15	440.5	382.48
9 @ exit of Evaporator[6]	Water	125.58	328.14	63.83	2676.3
10 @ exit of Evaporator[7]	Air/gas	1.0186	199.61	440.5	191.38
11 @ exit of Evaporator[7]	Water	6.12	159.61	13.46	2756.3
12 @ exit of Fuel Compressor[8]	Fuel	29.99	59.91	10.6	46359
13 @ exit of Fuel Source[9]	Fuel	20.68	25	10.6	46285.6
14 @ exit of Fuel Source[10]	Fuel	20.68	25	0.169	50046.7
15 @ exit of Gas Turbine(GT PRO)[11]	Air/gas	1.0426	635.11	440.3	701.13
16 @ exit of Gas/Air Source[12]	Air/gas	1.0132	30	418.1	5.11
17 @ exit of Integral Deaerator[13]	Air/gas	1.0145	118.43	440.5	101.76
18 @ exit of Integral Deaerator[13]	Water	1.241	105.78	78.06	443.54
19 @ exit of Makeup/Blowdown[14]	Water	1.241	35.31	78.06	147.94
20 @ exit of Mixer[15]	Water	6	296.39	65.03	3055.52
21 @ exit of Pipe[16]	Water	120.7	537	63.83	3445.01
22 @ exit of Pipe[17]	Water	35.16	356.53	51.67	3122.05
23 @ exit of Pipe[18]	Water	1.241	38.76	66.72	162.36
24 @ exit of Pipe[19]	Water	34.47	537	51.67	3534.42
25 @ exit of Pipe[20]	Water	6	257	13.46	2972.59
26 @ exit of Pipe[21]	Water	1.0132	37.08	4308.7	155.3
27 @ exit of Pipe[22]	Water	1.0132	28.82	4308.7	120.94
28 @ exit of SCR/CO Catalyst(HRSG)[23]	Air/gas	1.0247	368.15	440.5	382.48
29 @ exit of Splitter[24]	Water	44.82	389.34	10.6	3181.42
30 @ exit of Splitter[24]	Water	44.82	389.34	51.16	3181.42
31 @ exit of Splitter[25]	Water	6	296.39	65.03	3055.52
32 @ exit of Splitter[26]	Water	6.12	154.61	13.59	652.37
33 @ exit of Splitter[26]	Water	6.12	154.61	64.46	652.37
34 @ exit of Stack[27]	Air/gas	1.0401	633.99	440.3	699.77
35 @ exit of Steam Turbine[29]	Water	44.82	389.34	61.76	3181.42
36 @ exit of Steam Turbine[30]	Water	35.16	356.53	51.67	3122.05
37 @ exit of Steam Turbine[31]	Water	6	307.12	51.57	3077.16
39 @ exit of Steam Turbine[33]	Water	0.0689	38.74	66.72	2381.33
40 @ exit of Superheater[34]	Air/gas	1.0374	611.76	440.5	672.95
41 @ exit of Superheater[34]	Water	120.7	537	63.83	3445.01

EK-5 Tasarlanan santralin şaft güçlerin gösterilmesi



ÖZGEÇMİŞ

Kişisel Bilgiler

Soyadı, adı : RAHİM, Murad A.
 Uyuğu : Irak
 Doğum tarihi ve yeri : 01.01.1981, Kerkük
 Medeni hali : Bekâr
 Telefon : 0 543 313 73 98
 e-mail : muradrahim@gmail.com

Eğitim

Derece	Eğitim Birimi	Mezuniyet tarihi
Lisans	Kerkük Teknoloji Fak. Soğ. Hav. Müh. Böl.	2003
Lise	El-Walid Fen Lisesi	1996

İş Deneyimi

Yıl	Yer	Görev
2005-2008	Gazi Ün.	Proje Müh.
2003-2004	Kerkük Ün.	Araştırma Görevlisi
2000-2001	Kuzey Petrol Şirketi	Proje Mühendisi (HVAC)

Yabancı Dil

İngilizce İleri Arapça İleri