

151620

**YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**DOĞALGAZ ÇEVİRİMLİ GÜÇ SANTRALLERİNDE  
TOPLAM VERİME ETKİ EDEN  
PARAMETRELERİN BELİRLENMESİ VE  
İYİLEŞTİRİLMESİ**

Mak.Müh Fatma EREN TEZCAN

**F.B.E. Makina Mühendisliği Anabilim Dalı Isı Porses Programında  
Hazırlanan**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ**

151620

Tez Danışman :

Prof. Dr. İsmail TEKE (YTÜ)

*Prof. Dr. Olcay Kincay O. Kincay*  
*Doç. Dr. Tamer YILMAZ t.yilmaz*

İSTANBUL, 2004

## İÇİNDEKİLER

	Sayfa
SİMGE LİSTESİ	iii
KISALTIMA LİSTESİ	v
ŞEKİL LİSTESİ	vi
ÇİZELGE LİSTESİ	viii
ÖNSÖZ	x
ÖZET	xi
ABSTRACT	xii
1. GİRİŞ.....	13
2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI VE PARAMETRELER.....	14
2.1 Literatür Araştırması .....	14
2.2 Makalelerde Kullanılan Araçlar ve Etkiledikleri Ara Kriterler.....	23
2.3 Parametreler Ve Parametrelerin Etkilediği Ana Kriterler .....	26
2.4 AIK Basınç Sayısını Belirleyen Parametreler .....	35
3. KOMBİNE ÇEVİRİM SANTRALİ VE ATIK ISI KAZANLARI.....	46
3.1 Tek Basıncılı Atık Isı Kazanı .....	47
3.1.1 Tek basıncılı AIK da enerji kütle denklemleri .....	48
3.2 İki Basıncılı Atık Isı Kazanı .....	59
3.2.1 İki Basıncılı AIK da Enerji Kütle Denklemleri.....	61
3.2.2 PP Analizi.....	62
3.2.3 Basınç Analizi .....	68
3.3 Üç Basıncılı Atık Isı Kazanı.....	75
3.3.1 Üç Basıncılı AIK da Enerji Kütle Denklemleri.....	77
3.3.2 PP Analizi.....	78
3.3.3 Basınç Analizi .....	83
4. MALİYET ANALİZİ.....	88
5. SONUÇ .....	98

## SİMGE LİSTESİ

$a$	Amortisman faktörü
$A$	Alan
$b'$	Maliyet parametresi
$B$	Optimum nakit akışı
$C_{kwh}$	Elektrik üretim maliyeti
$c_{pa}$	Çevre sıcaklığındaki gazın özgül ısısı
$c_{pg}$	Gazın özgül ısısı
$D$	Atık ısı kazanının ekonomik ömrü
$\Delta h$	Entalpi farkı
$F_e$	Elektrik satış fiyatı
$F_y$	Yakıt satış fiyatı
$H$	Atık ısı kazanının çalışma süresi
$h$	Entalpi
$h_k$	Kombine çevrim santralının yıllık çalışma süresi
$H_u$	Yakıtın alt ısı değeri
$\eta_e$	Ekonomayzer verimi
$\eta_{GT}$	Gaz türbin verimi
$\eta_K$	Kombine çevrim verimi
$\eta_V$	Evaporatör verimi
$\eta_{sh}$	Kızdırıcı verimi
$I^*$	Boyutsuz ekserji kayıpları
$I^*_{AIK}$	Atık ısı kazanının boyutsuz ekserji kayıpları
$I^*_{TOT}$	Sistemdeki boyutsuz ekserji kayıpları
$K_{AÇ}$	Alt Çevrim yatırım maliyetleri
$K_{AIK}$	Atık ısı kazanı yatırım maliyetleri
$K_{BT}$	Buhar türbini yatırım maliyetleri
$K_e$	Ekonomayzer yatırım maliyetleri
$K_{GT}$	Basit gaz türbini çevriminin yatırım maliyetleri
$K_J$	Ekserji kayıpları maliyeti
$K_{KOND}$	Kondenser yatırım maliyetleri
$K_P$	Pompa yatırım maliyetleri
$K_{rh}$	Tekrar ısıtıcı maliyeti
$K_{sh}$	Kızdırıcı maliyeti
$K_T$	Kombine çevrim santralının toplam yatırım maliyeti
$K_{tot}^*$	Boyutsuz toplam maliyet
$K_v$	Evaporatör maliyeti
$L_{GT}$	Basit gaz türbini çevriminin yıllık karı
$L_{KOMB}$	Kombine çevrim santralının yıllık karı
$m$	Kütleli debi
$M_a$	Gaz türbinine giren havanın kütleli debisi
$M_b$	Buharın kütleli debisi
$M_g, m_g$	Gazın kütleli debisi (Duman gazı debisi)
$M_f$	Gaz türbinine giren yakıtın kütleli debisi
$n$	Santral Ömrü
$N_{BT}$	Buhar türbin gücü
$N_{elGT}$	Gaz türbini elektrik gücü
$N_{elST}$	Buhar türbini elektrik gücü
$N_{GT}$	Gaz türbin gücü
$N_K$	Kombine çevrim santrali gücü

$N_s$	Kombine çevrim santrali gücü
$N_{ST}$	Steam turbine power
$PP$	Pinch point sıcaklığı
$Q$	Isıl güç
$Q_d$	Bölgesel ısıtma gücü
$r$	İskonto oranı
$T_a$	Çevre sıcaklığı
$T_e$	Atık ısı kazanına gelen gazın giriş sıcaklığı
$T_{ginreg}$	Rejeneratöre giden egzost gazı giriş sıcaklığı
$TIT$	Gaz türbin giriş sıcaklığı
$T_{lin}$	Suyun atık ısı kazanına giriş sıcaklığı
$T_v$	Doyma sıcaklığı
$U_e$	Ekonomayzerin toplam ısı transfer katsayısı
$U_v$	Evaporatörün toplam ısı transfer katsayısı
$U_{rh}$	Tekrar ısıtma cihazının toplam ısı transfer katsayısı
$U_{sh}$	Kızdırıcının toplam ısı transfer katsayısı
$W$	Sistemin gücü
$W_K, W_{cc}$	Kombine çevrim santrali gücü
$W_{st}$	Buhar türbin gücü
$X$	Kuruluk derecesi

## KISALTMA LİSTESİ

AB	Alçak Basınç
AF	Amaç Fonksiyonu
AIK	Atık Isı Kazanı
CCGT	Combined Cycle Gas Turbine
CCP	Combined Cycle Plant
CHP	Combined Heat and Power
EG	Elektrik Geliri
EKON	Ekonomayzer
EVAP	Evaporatör
GENSET	Generation Set
H	Hirn
HR1	Hirn with Reheat 1
HR2	Hirn with Reheat 2
HRK1	Hirn-Rankine Coupled
HRK2	Hirn-Rankine Uncoupled
HRSG	Heat Recovery Steam Generator
IAC	Inlet Air Cooling
NK	Net Kar
NPD	Non-dimensionalised pressure drop on the gas side
NTG	Non-dimensionalised temperature of the exhaust gas from the gas turbine
NTS	Non-dimensionalised saturation temperature of the steam generated
NTUEV	Number of transfer units of the evaporator
OB	Orta Basınç
p	Basınç
PP	Pinch Point
1PR	1 Pressure
2PR	2 Pressure
2PRSH	2 Pressure Reheat
3PRSH	3 Pressure Reheat
RAN	Single Pressure HRSG (Rankine Cycle HRSG)
RANSH	Single Pressure HRSG with Superheater
RH	Reheating
RV	Reküpreatör gücü
STIG	Steam Injection Generation
YB	Yüksek Basınç

## ŞEKİL LİSTESİ

Şekil 2.1 Ekonomik sonuçlar üzerinde elektrik fiyatlarının ve ana sermayenin etkileri.....	40
Şekil 3.1 Kombine çevrim santralinin şematik diyagramı [1] .....	46
Şekil 3.2 Tek basınçlı AIK'nın şematik diyagramı.....	47
Şekil 3.3 Tek basınçlı AIK'daki sıcaklık entalpi diyagramı .....	48
Şekil 3.4 Sıcaklık entalpi diyagramı ( 50 bar PP = 10 °C için ).....	49
Şekil 3.5 Sıcaklık entalpi diyagramı ( 20 bar PP = 10 °C için ).....	50
Şekil 3.6 Alan YB güç grafiği.....	50
Şekil 3.7 Güç-YB grafiği .....	51
Şekil 3.8 Alan-YB grafiği .....	51
Şekil 3.9 Güç - PP grafiği (50bar ve 30bar için).....	54
Şekil 3.10 Alan - PP grafiği (50bar ve 30bar için).....	54
Şekil 3.11 Alan - PP grafiği .....	55
Şekil 3.12 Güç - PP grafiği .....	56
Şekil 3.13 Kütleli debinin PP ile değişim grafiği.....	57
Şekil 3.14 Toplam santral alanının PP ile değişim grafiği.....	58
Şekil 3.15 İki basınçlı AIK'daki sıcaklık entalpi diyagramı .....	59
Şekil 3.16 İki basınçlı AIK'nın şematik diyagramı.....	60
Şekil 3.17 Buhar türbin gücü ile PP değişimi diyagramı .....	63
Şekil 3.18 Toplam santral alanı ile PP değişimi diyagramı .....	63
Şekil 3.19 Güç PP diyagramı ( YB = 50 bar ve AB = 3 bar için ).....	65
Şekil 3.20 Güç PP diyagramı ( YB = 40 bar ve AB = 3 bar için ).....	66
Şekil 3.21 Güç PP diyagramı ( YB = 50 bar ve AB = 8 bar için ).....	67
Şekil 3.22 $N_{BT} - YB$ diyagramı ( AB = 3 bar için ).....	68
Şekil 3.23 $N_{BT} - YB$ diyagramı ( AB = 8 bar için ).....	69
Şekil 3.24 $N_{BT} - YB$ diyagramı ( AB = 8 bar ve AB = 3 bar için ).....	71
Şekil 3.25 Alan - YB diyagramı ( AB = 3 bar için ) .....	72
Şekil 3.26 Alan - YB diyagramı ( AB = 8 bar için ) .....	73
Şekil 3.27 Alan - YB diyagramı ( AB = 8 bar ve AB = 3 bar için ).....	74
Şekil 3.28 Üç basınçlı AIK'nın şematik diyagramı .....	75
Şekil 3.29 Üç basınçlı AIK'da sıcaklık entalpi diyagramı .....	76
Şekil 3.30 Güç- PP diyagramı .....	79
Şekil 3.31 Alan - PP diyagramı .....	82
Şekil 3.32 Güç- YB diyagramı .....	84
Şekil 3.33 Alan - YB diyagramı .....	86
Şekil 4.1 Tek basınçlı AIK için PP - Kombine Çevrim Verimi değişimi ( 50bar, 30bar, 27bar ve 32bar basınç değerleri için ).....	91
Şekil 4.2 Tek basınçlı AIK için PP - Yıllık Kar değişimi ( 50bar, 30bar, 27bar ve 32bar basınç değerleri için ) .....	92
Şekil 4.3 İki basınçlı AIK için PP - Kombine Çevrim Verimi değişimi .....	93
Şekil 4.4 İki basınçlı AIK için PP - Yıllık Kar değişimi .....	94
Şekil 4.5 Üç basınçlı AIK için PP - Kombine Çevrim Verimi değişimi.....	95
Şekil 4.6 Üç basınçlı AIK için PP - Yıllık Kar değişimi.....	96
Şekil 5.1 Tek basınçlı iki basınçlı ve üç basınçlı AIK'lardaki güç - PP değişim grafiği ( YB = 50 bar OB = 10 bar AB = 3 bar için).....	99
Şekil 5.2 Tek basınçlı iki basınçlı ve üç basınçlı AIK'lardaki alan - PP değişim grafiği ( YB = 50 bar OB = 10 bar AB = 3 bar için).....	99
Şekil 5.3 Tek basınçlı iki basınçlı ve üç basınçlı AIK'lardaki güç - PP değişim grafiği ( YB = 40 bar OB = 15 bar AB = 3 bar için).....	101

Şekil 5.4 Tek basınçlı iki basınçlı ve üç basınçlı AIK'lardaki alan – PP değişim grafiği ( YB = 40 bar OB = 15 bar AB = 3 bar için).....	101
Şekil 5.5 Tek basınçlı iki basınçlı ve üç basınçlı AIK'lardaki güç – PP değişim grafiği ( YB = 50 bar OB = 15 bar AB = 8 bar için).....	103
Şekil 5.6 Tek basınçlı iki basınçlı ve üç basınçlı AIK'lardaki alan – PP değişim grafiği ( YB = 50 bar OB = 15 bar AB = 8 bar için).....	103
Şekil 5.7 Tek basınçlı, iki basınçlı ve üç basınçlı AIK'ların PP – Yıllık Kar değişimleri.....	105



## ÇİZELGE LİSTESİ

Çizelge 2.1 $T_e = 773$ °K ve $T_e = 823$ °K iken her basınç sayılı AIK'nın güç değişimleri (Franco ve Russo (2001)) .....	26
Çizelge 2.2 $T_e = 773$ °K iken termoeconomik optimizasyon sonuçları (Franco ve Russo (2001)) .....	32
Çizelge 2.3 Tek basınçlı, iki basınçlı ve üç basınçlı AIK konfigürasyonları.....	35
Çizelge 2.4 ABB ve Siemens santrallerinden veri karşılaştırmaları ve optimizasyon hesap sonuçları (Franco ve Russo (2001)).....	36
Çizelge 2.5 $T_e = 773$ °K iken termodinamik optimizasyon sonuçları (Franco ve Russo (2001)).....	38
Çizelge 2.6 $T_e = 823$ °K iken termodinamik optimizasyon sonuçları (Franco ve Russo (2001)).....	39
Çizelge 2.7 Tasarım değişkenlerinin limit değerleri (Valdes vd. (2003)).....	41
Çizelge 2.8 Termoeconomik optimizasyon sonuçları (Valdes vd. (2003)) .....	42
Çizelge 2.9 Buhar ( $T_a = 293$ °K ve $T_{gin} = 313$ °K) için kritik şartları elde etmek amacıyla minimum giriş gazı sıcaklığı (Casarosa vd. (2001)).....	42
Çizelge 2.10 Çeşitli konfigürasyonlarda optimize edilmiş AIK için boyutsuz ekserji kayıpları (Casarosa vd. (2001)) .....	43
Çizelge 2.11 Optimize edilmiş AIK konfigürasyonlarının boyutsuz masrafları (Casarosa vd. (2001)) .....	44
Çizelge 2.12 Farklı AIK konfigürasyonları için ekserji kayıpları ( $T_a = 293$ °K ve $T_{gin} = 313$ °K) (Franco ve Casarosa (2002)).....	45
Çizelge 3.1 $PP=5$ °C iken artan YB değerleri için $m$ , $N_{BT}$ , A değişimleri .....	49
Çizelge 3.2 $P=30$ bar için PP sıcaklığının artışı ile $m$ , $N_{BT}$ , A değişimleri.....	53
Çizelge 3.3 $P=50$ bar için PP sıcaklığının artışı ile $m$ , $N_{BT}$ , A değişimleri.....	53
Çizelge 3.4 Değişik PP ve basınç değerleri için alan değişimleri .....	55
Çizelge 3.5 Değişik PP ve basınç değerleri için $N_{BT}$ değişimleri .....	56
Çizelge 3.6 Değişik PP değerlerinde 20 bar ve 50 bar basınç değerleri için $m$ değişimleri ....	57
Çizelge 3.7 Değişik PP değerlerinde 20 bar ve 50 bar basınç değerleri için üç basınçlı AIK'daki alan değişimler .....	58
Çizelge 3.8 İki basınçlı AIK da $YB=50$ bar, $AB=3$ bar iken $m$ , $N_{BT}$ , A ve $dh$ değişimleri .....	62
Çizelge 3.9 İki basınçlı AIK da $YB=40$ bar, $AB=3$ bar iken $m$ , $N_{BT}$ , A ve $dh$ değişimleri .....	62
Çizelge 3.10 İki basınçlı AIK da $YB=50$ bar, $AB=8$ bar iken $m$ , $N_{BT}$ , A ve $dh$ değişimleri ...	62
Çizelge 3.11 İki basınçlı AIK da $YB=50$ bar, $AB=3$ bar iken $m$ , $m_1$ , $m_2$ , $N_{BT}$ , $N_{BT1}$ , $N_{BT2}$ , A, $dh$ , $dh_1$ ve $dh_2$ değişimleri.....	65
Çizelge 3.12 İki basınçlı AIK da $YB=40$ bar, $AB=3$ bar iken $m$ , $m_1$ , $m_2$ , $N_{BT}$ , $N_{BT1}$ , $N_{BT2}$ , A, $dh$ , $dh_1$ ve $dh_2$ değişimleri.....	66
Çizelge 3.13 İki basınçlı AIK da $YB=50$ bar, $AB=8$ bar iken $m$ , $m_1$ , $m_2$ , $N_{BT}$ , $N_{BT1}$ , $N_{BT2}$ , A, $dh$ , $dh_1$ ve $dh_2$ değişimleri.....	67
Çizelge 3.14 İki Basınçlı AIK da 3 bar AB değerinde ve değişik YB değerlerinde artan PP için $N_{BT}$ değişimleri .....	68
Çizelge 3.15 İki Basınçlı AIK da 8 bar AB değerinde ve değişik YB değerlerinde artan PP için $N_{BT}$ değişimleri .....	69
Çizelge 3.16 İki basınçlı AIK da farklı YB ve AB değerleri için $N_{BT}$ değişimleri.....	71
Çizelge 3.17 İki Basınçlı AIK da 3 bar AB değerinde ve değişik YB değerlerinde artan PP için alan değişimleri.....	72
Çizelge 3.18 İki Basınçlı AIK da 8bar AB değerinde ve değişik YB değerlerinde artan PP için alan değişimleri.....	73
Çizelge 3.19 İki basınçlı AIK da farklı YB ve AB değerleri için alan değişimleri .....	74
Çizelge 3.20 Üç basınçlı AIK'da farklı YB, OB ve AB değerleri için PP- $N_{BT}$ değişimleri ...	78
Çizelge 3.21 Üç basınçlı AIK'da farklı YB, OB ve AB değerleri için PP-Alan değişimleri ..	81
Çizelge 3.22 Üç basınçlı AIK'da farklı PP, OB ve AB değerleri için YB- $N_{BT}$ değişimleri ..	83



Çizelge 3.23 Üç basınçlı AIK’da farklı PP, OB ve AB değerleri için YB-Alan değişimleri .	85
Çizelge 3.24 Bil Enerji’nin 3 basınçlı AIK için kullandığı basınç ve ısı transfer alanı değerleri	87
Çizelge 4.1 Üç basınçlı AIK için maksimum yıllık kazanç sağlayan PP değerleri .....	96
Çizelge 5.1 Bir basınçlı, iki basınçlı ve üç basınçlı AIK’larda YB=50 bar, OB=10 bar ve AB=3 bar iken PP- $N_{BT}$ ve PP-Alan değişimleri .....	98
Çizelge 5.2 Bir basınçlı, iki basınçlı ve üç basınçlı AIK’larda YB=40 bar, OB=15 bar ve AB=3 bar iken PP- $N_{BT}$ ve PP-Alan değişimleri .....	100
Çizelge 5.3 Bir basınçlı, iki basınçlı ve üç basınçlı AIK’larda YB=50 bar, OB=15 bar ve AB=8 bar iken PP- $N_{BT}$ ve PP-Alan değişimleri .....	102



## ÖNSÖZ

Bu çalışmada, güç üretim sistemleri arasında her geçen gün daha fazla önem kazanmakta olan kombine çevrim santralleri incelenmiştir. Bunun yanı sıra kombine çevrim santrallerinin toplam verimi üzerinde durulmuş, bu verime etki eden parametreler belirlenmiş ve bu belirlenen parametrelerin iyileştirilmesi çalışmaları yapılmıştır. Bu çalışmalar esnasında bilgi ve tecrübeleriyle beni yönlendiren ve böyle bir çalışma için beni uygun gören, tez danışmanım ve hocam Sayın Prof. Dr. İsmail TEKE'ye, çalışmalarım sırasında her konudaki tecrübe ve bilgisiyle bana sonsuz yardım ve destekte bulunan ve aynı zamanda tez'in oluşumunda çok büyük oranda katkısı olan Sayın Dr. Hasan Hüseyin ERDEM'e, yazım konusundaki yardımlarından dolayı Sayın Berrin ESER'e teşekkürlerimi sunuyorum.

Bu çalışmam süresince bana her konuda destek olduğu için bu tez'i sevgili eşime ithaf edip çok teşekkür ediyorum.

Haziran, 2004



## ÖZET

Günümüzde, kombine çevrim santrallerine talep ve ilgi her geçen gün artmaktadır. Bunun nedeni, bu santrallerin az yakıt sarfiyatları ile artan enerji ihtiyaçlarına cevap verebilmesi ve yüksek termik verimlere ulaşabilmesidir. Bunların yanı sıra bu sistemler diğer güç üretim sistemlerine göre çevreye çok daha az zarar verirler. Atık Isı Kazanı (AIK) optimizasyonu, özellikle kombine çevrim santrallerinde elde edilen işin maksimizasyonu açısından oldukça önemsenir. AIK için detaylı bir optimizasyon oldukça zor bir problem olup birçok değişkene bağlıdır. Bu nedenle çalışmanın ilerleyen kısımlarında AIK'ya etki eden parametrelere değinilmiştir. Kombine çevrim santrallerinde günümüzde ulaşılmış termik verim değerleri % 60 tır (Franco ve Russo (2001)). Her geçen gün teknolojinin de ilerlemesiyle ve kullanılan değişik metotlar ve optimizasyonlarla birlikte % 60 verim değerlerinin daha da üzerine çıkılmaya çalışılmaktadır. Teorik çalışmalarda % 65 - % 68 değerlerine ulaşılmıştır (Franco ve Casarosa (2002)). Bu çalışmada kombine çevrim santrallerinde toplam verime etki eden parametrelerin belirlenmesi ve iyileştirilmesi üzerinde durulmuştur. İkinci bölümde kombine çevrim santralleriyle ilgili kimi çalışmalardan bahsedilmiş ve daha sonra bu çalışmalarda göz önüne alınan veya göz ardı edilen parametreler üzerinde durulmuştur. Daha ileriki bölümlerde ayrı ayrı ele alınan AIK basınç sayısı üzerinde durulmuştur. Aynı zamanda AIK basınç sayısını belirleyen parametrelere de değinilmiştir. Çalışmanın üçüncü bölümü analiz bölümü olup tek basınçlı, iki basınçlı ve üç basınçlı AIK'ların optimizasyon çalışmalarını içermektedir. Her bir basınç sayılı AIK için ayrı ayrı çizelgeler ve şekiller yer almaktadır.

Bu çalışmada, duman gaz debisi 85 kg/s olan ve türbin çıkış sıcaklığı 490 °C olan mevcut bir sistem ele alınmıştır. Bu sistemin bilinen bu verileriyle yola çıkarak sistemin buhar türbin gücünü ( $N_{BT}$ ) ve dolayısıyla verimini arttırmaya çalıştık.  $N_{BT}$ 'yi ve toplam sistem verimini arttırabilmek için en uygun basınç noktasını ve yine sistem için en uygun AIK basınç sayısını belirlemek gereklidir. Bu durumdan dolayı mevcut olan bu sistem için çeşitli termodinamik ve termoekonomik parametreler dikkate alındı ve çeşitli analizler yapıldı.

**Anahtar Kelimeler :** AIK, optimizasyon, basınç sayısı, güç üretimi, termik verim

## ABSTRACT

Presently, interest and demand for Combined Cycle Plants are increasing rapidly due to meeting growing energy demand with low fuel consumption and reaching high thermal efficiency. Furthermore these systems cause less environmental pollution than other existing power generation systems. Heat Recovery Steam Generator (HRSG) optimization is especially considered for maximization of work produced in combined cycle plants. A detailed optimization of HRSG is considered a difficult problem depending on several parameters. For that reason, parameters effecting HRSG is mentioned in the following sections of the paper. Present thermal efficiency rate of combined cycle plants is 60 % (Franco and Russo (2001)). With the improving technology and usage of different methods and optimizations 60 % of efficiency rate can be increased. Theoretical works have reached a rate of 65 % - 68 % (Franco and Casarosa (2002)). The case study emphasizes determining and optimizing of parameters effecting total efficiency of Combined Cycle Plants. In the second section several case studies regarding Combined Cycle Plants mentioned and related parameters are considered. In the following sections HRSG pressure levels are discussed separately and parameters determining HRSG pressure levels are mentioned. The third section of case study includes optimization analysis of single, two and three pressured HRSG's. Different tables and graphics for each pressure leveled HRSG is included.

This case study discusses existing system with 85 kg/s mass flow rate of gas and gas turbine outlet temperature of 490 °C. With these existing parameters we tried to increase steam turbine power ( $N_{ST}$ ) and hence optimization of the system. It is necessary to determine the optimum pressure level to increase  $N_{ST}$  and total system optimization. In order to determine these level various thermodynamic and thermoeconomic parameters were considered and various analysis were carried out.

**Keywords:** HRSG, optimization, pressure level, power generation, thermal efficiency

## 1. GİRİŞ

Kombine çevrim sistemlerden günümüzde daha yüksek performans ve verim elde edebilmek için yoğun çalışmalar yapılmakta ve çeşitli optimizasyon stratejileri belirlenmektedir. Bu sektöre hizmette bulunan dünya üreticilerinin büyük kısmının amacı genel termik verimi kısa bir zaman içerisinde % 60 seviyelerinin üzerine çıkarmaktır. Bu da öncelikle gaz türbin giriş sıcaklığını düzenlemek şartıyla gerçekleşir (Franco ve Russo (2001)). Kombine çevrim santralindeki verimliliğin % 60 civarlarında sağlanması AIK optimizasyonunda gaz türbin tekrar ısıtılması ve gazdan gaza yeniden kazanım sayesinde olur. Bu şekilde santralin verimliliğini % 65'e kadar çıkarmak mümkün olmaktadır. Bu performans değerlerine ulaşmak için AIK'nın optimizasyonu önemsenir. AIK, kombine çevrim santrallerinin az sayıda olan elemanlarından biridir. AIK'nın dizaynında yapılacak en ufak değişiklik bütün değişkenleri etkiler ve bu yüzden AIK optimizasyonu için kullanılan cihazların bulunabilirliği önemli bir husus haline gelmiştir. Yapılacak bu optimizasyonlar pek çok parametreye bağlı olup bu parametrelerin neler olduğu, optimizasyonu nasıl etkilediği konularına ikinci bölümde değinilmiştir.

Kombine çevrim santrallerinin tercih edilmesi için pek çok sebep bulunmaktadır. Bunlar, kombine çevrim santrallerinin enerji sarfiyatı açısından avantajlı olması, termik verim değerinin yüksek olması, yine bu santrallerin inşaat sürelerinin kısa, bakım ve işletme masraflarının az olması ve güç oluşumu esnasında meydana gelen egzost emisyonlarının çevreyle ilgili belirlenen sınır değerlerinin çok altında olması sebepleri gelir. Bu nedenle gerek çevreye daha az zararlı olması açısından gerekse sistemin toplam termik verim değerinin diğer enerji elde eden tesislere oranla yüksek olması açısından kombine çevrim santralleri oldukça popüler hale gelmiştir.

## 2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI VE PARAMETRELER

### 2.1 Literatür Araştırması

Bu çalışmanın oluşumunda farklı çalışmaları incelediğimizde karşılaşılan ana tema ve kombine çevrim kavramının ortaya konmasının temel amacı, sistemdeki kayıp enerji miktarının geri kazanılması ve bu kayıp enerjiden ek güç elde edilmesini içermektedir. Çalışmalarda en göze çarpan husus ise aynı amaç için farklı optimizasyon metotlarının kullanılmasıdır. Kombine çevrim santralleri üzerine yapılan çeşitli makalelerin çalışma amaçları, kullanılan yöntemleri ve elde edilen sonuçları aşağıda sunulmuştur.

Franco ve Russo (2001) bu sektöre hizmet veren dünya üreticilerinin büyük kısmının amacı genel termik verimi % 60 seviyelerine çıkarmak olduğunu ve bunun gaz türbin giriş sıcaklıklarının düzenlenmesi ile elde edilebileceğini vurgulamışlardır. Gelişen teknoloji yardımıyla bu performanslara ulaşmanın mümkün olduğunu söylemektedirler. Özellikle AIK optimizasyonunun tüm santralin geniş bir şekilde analiz edilmesiyle mümkün olabileceği belirtmişlerdir. Bu analizin çözümü ise termodinamik ve termoeconomik fonksiyonların beraber ele alınmasını gerektirmektedir. Termodinamik optimizasyonun amacı, ekserji analizleri ile enerji kayıplarını azaltmak iken termoeconomik optimizasyon amacı ise masraf fonksiyonunu oluşturan ekserji kayıplarını ve yine AIK maliyetlerini en aza indirmek olarak tanımlamışlardır. Tavsiye edilen bu metot günümüzde hala faaliyette olan ticari santraller dahil birkaç AIK uygulamasında kullanılmıştır. Termoeconomik optimizasyon kayda değer bir termik verim artışı sağlayarak, ısı transfer yüzeyinin artışı ile % 60'lara yaklaşan verim değerlerine ulaşılması sağlanmıştır. Kombine çevrim, Brayton çevrimi (üst çevrim) ile Rankine (alt çevrim) çevriminden oluştuğundan, bu çevrimde yüksek termik verimler elde edebilmesi ancak AIK ve alt çevrimin optimizasyonu ile mümkün olabileceği vurgulanmıştır. Bu optimizasyon ise kütleli debiler, sıcaklık dağılımları, ısı değiştirici verimleri gibi parametrelerin doğru seçimi ile mümkün olabileceği belirtilmiştir. Fakat AIK tasarımında kesin ve gerekli bilgilerini tam ve detaylı işletme parametrelerinin verebileceği açıklanmıştır.

AIK optimizasyonunu tamamlamak için iki adet kriterler seçmişlerdir. Bunlar termodinamik kriterler ve termoeconomik kriterlerdir. Gereksiz görülse bile, termodinamik kriterlerin bazı önemli sonuçları ortaya çıkarmakta kullanılabileceği ve termoeconomik kriterlerin ise termodinamik ve ekonomik etkileri birleştirerek yararlı sonuçlar elde edilmesinde yararlanılabileceğini belirtmişlerdir. Aynı zamanda bu metodu AIK tasarımında geleneksel metot olan Pinch Point (PP) seçimine bağlı olarak yapmaya alternatif çözüm olarak

göstermişlerdir. Pinch Point (PP), ekonomayzer kısmındaki evaparatöre gaz giriş sıcaklığı ile doyma sıcaklığı arasındaki fark olarak tanımlanabilir. PP, AIK ölçü ve boyutlarını etkileyen temel parametre ve sonuçta termik performans ve maliyete etki eden termik kriterdir. PP değeri arttıkça AIK verimi düşer. Fakat diğer taraftan maliyette beraberinde düşer. Genelde PP üreticinin tecrübesiyle seçilir ve tipik olarak (8-20 °K) arasında tutulur. Bu metotta ise PP değerleri yalnızca kabul edilen imalat maliyetine bağlı kalan optimizasyon prosedürünün sonucudur ve keyfi seçimlere bağlı olarak yukarı ve aşağı değer farklılıkları göstermez. Sonuçlara bakılacak olursa; kombine çevrim santrallerinin toplam verimini arttırmak amacıyla AIK çalışma parametrelerinin optimizasyonunu öngören bir metot sunulmuştur. Aslında bu çalışmada iki farklı amaç fonksiyonu ele alınmıştır. Birincisi akışkanlar arası ısı transferinden kaynaklanan ekserji kayıpları ile tanımlanmış, diğeri ise maliyet yani AIK ve ekserji kayıpları maliyetleri cinsinden tanımlanmıştır.

Bu metot ile gaz türbin karakteristiklerini değiştirmeden AIK ve buhar çevriminin optimizasyonu ile toplam kombine çevrim veriminin % 60'a çekilebilmesi mümkün gözükmektedir. Termodinamik optimizasyon metodunun teorik olarak başarılı olması, aynı zamanda gaz türbin grubunun optimizasyonunda ve sonuçta tüm kombine çevrimde gerekli verileri sağlamıştır.

Liszk vd. (2002), çalışmalarında orta kapasite çelik endüstri bölgesinde faaliyet gösteren endüstriyel bir kojenerasyon sistemini ele almışlardır ve sistemin modernizasyonunu hedeflemişlerdir. Mevcut güç santralın Corex-Export gazı ile çalışan yeni bir gaz türbini ile bütünleştirilmesi tavsiye edilmiştir. Bu yakıt dökme demir üretim amaçlı Corex üretim prosesi dolayısı ile soğuk ve düşük ısı değerine sahiptir. Burada amaç, tüm fabrikanın verimini arttırmak ve ekonomik göstergeleri iyileştirmek için daha önceden mevcut gaz türbini ve alt çevrime bağlanmış AIK'nın ısıtma yüzeylerini doğru bir şekilde dağıtabilmek ve yerleştirebilmektir. Bu çalışma bazı simülasyon araçları kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Bunlar; mühendislik denklem çözücüler ve özel geliştirilmiş FORTRAN kodu ile tüm enerji dengelenmesini yapabilen kompleks bir simülasyon sistem bütünü olarak tanımlanabilir. Doğru AIK tasarımı için bir pinch analizi uygulanır. Tüm simülasyon araçları tüm sonuçların karşılaştırılmasına, sunulmasına ve tartışılmasına yönelik kullanılmıştır.

Bu çalışmada elde edilen sonuçlar şunlardır; ekonomik optimizasyon sonuçları, elektrik fiyatları ve yatırım maliyetlerine çok hassastır. Termodinamik optimizasyon sonuçlarının çok basınçlı AIK'nın performansını arttırmak için iyi bir seçenek olduğu görülmüştür. Sermaye maliyetlerinin ve yakıt fiyatlarının, ekonomik faydalara olan etkileri termodinamik



parametrelerin bu ekonomik faydaları etkilerinden çok daha fazla olduğu görülmüştür.

Wang ve Chiou (2003), buhar püskürtme (STIG) ve giriş hava soğutması (IAC) metodlarını kullanmışlardır. Basit çevrim gaz türbini grubundan çıkan egzost gazlarının sıcaklıkları genellikle çok yüksektir (yaklaşık 500°C) ve bir atık ısı kazanından, egzost gazlarından ve buhar üretiminden enerji geri kazanımında yararlanılır. Oluşan buhar, hem ısıtma, kurutma, ayırma vs. proseslerinde hem de güç üretimi sisteminde güç üretim kapasitesinin ve veriminin artması için kullanılır.

Gaz türbinleri düşük verimlerine rağmen elektrik ihtiyacı çok fazla iken devreye sokulmaktadırlar. Bundan dolayı kombine çevrim günlük açma/kapama aşamaları gerektiren projemize uygun değildir. Diğer başka teknolojiler arasında buhar püskürtme (STIG) ve giriş hava soğutmalı (IAC) sistemlerde güç üretim performansını arttırmak için kullanılır hale gelmişlerdir. Bu iki unsur da uygun maliyetlidirler ve büyük değişikliklere gerek kalmadan kolayca ana sisteme ilave edilebilirler.

STIG metodu buhar püskürtmeli gaz türbini için kullanılmaktadır. AIK'dan elde edilen buhar, yanma odasına püskürtülmektedir. Kompresörden gelen hava ve AIK'dan gelen buhar beraberce yanma odasında yakıttan gelen enerjiyi alır ve bu hava ile buhar ikisi birden aynı türbin içerisinde türbinin güç çıkısını arttırmak için genişlerler. Püskürtülen buhar için gerekli basıncın bir pompadan elde edildiği dikkate alınmalıdır. Pompa işi, kompresör işinden 2-3 kat daha küçük olduğundan buhar tarafından üretilen güç havanınkinden, birim kütle için daha fazladır. Böylece STIG metodu net enerji akışını arttırmak ve gaz türbininin toplam verimini büyütmek için çok etkili bir yöntemdir.

Gaz türbininin kapasitesini giriş havasını soğutarak artıran IAC kompresörlerinin kullanımı da yaygın olarak kullanılmaktadır. IAC kullanarak gaz türbin gücünün artırılması için uygulanabilecek çeşitli seçenekler (evaporatif soğutma, mekanik soğutma, absorpsiyonlu soğutma ve termik enerji deposu) bulunmaktadır.

Yinede STIG teknolojisi ve IAC metodu uygulamak gaz türbin performansını arttırmaya yönelik birçok çalışmaya rağmen bu iki elemanın aynı sisteme entegre edilmesi mümkün olmamıştır. IAC ve STIG için gerekli enerji seviyeleri farklı olduğundan geri kazanılan enerji aynı anda STIG ve IAC kullanımı ile çok daha verimli kullanılabilir.

Bu çalışmada gerçek basit çevrim temel ünite olarak ele alınmış ve STIG ve IAC sisteme dahil edilmiştir. Böylece elde edilen yararlar ve birleşmenin etkileri değerlendirilmiştir. Buhar



püskürtme ve giriş hava soğutması ayrı ayrı etkili olarak gücü ve termik verimi basit çevrimli gaz türbinlerinde iyileştirilebilirler. Bu çalışmada, varolan bir FRAME 7B basit çevrimine hem IAC hem de STIG özellikleri ile ilave edilmiştir.

Ong'iro vd. (1996) atık ısı kazanı performansının bir kombine çevrim güç santralının toplam performansına önemli oranda etki ettiğini belirtmişlerdir. AIK'nın performansının gerçekçi bir simülasyonun kombine çevrim güç santralının performanslarındaki farklı dizayn ve işletme parametrelerini analiz etmek için gerekli olduğunu söylemişlerdir.

Bu çalışmada; AIK performansını tasarım ve işletme sabitlerini baz alarak önceden tahmin edebilecek nümerik bir metot geliştirilmiş ve böylece hesaplanabilir karmaşıklıklar çözülebilir hale gelmiştir. Bu metot, sonuçları, geniş bilgisayar donanımları gerektirmediği sürece, ileri güç santrallerinin performans simülasyon modellerini kullanabilmek için tasarlanmıştır. Metot, basınç, sıcaklık, buhar kalitesi ve ısı akış dağılımlarının simülasyonları için kullanılmaktadır ve elde edilen tahmin teorik sonuçlar gerçek hayatta sonuçlar ile büyük oranda örtüşmektedir.

Bu çalışmanın sonuçlarına değinecek olursak; çalışmada öncelikle bir AIK'nın kapsamlı bir bilgisayar simülasyonu geliştirilmiştir. Bu gelişimde, basınç düşüşü ve sıcaklık düşüşü tahminlerine önem verilir. Bu çalışma sonucunda görülmüştür ki, lokal su ve gaz tarafı termodinamik şartlardaki değişimlere ait önemli ve gerekli bilgiler bu model kullanarak elde edilebilmektedir.

Valdes ve Rapun (2000) çalışmalarında, AIK'ya etki eden katsayıların optimizasyonu için bir metot öne sürmüştür. Etki sayıları optimizasyonu, ağırlıklı problemlerde kullanılan kullanışlı bir matematiksel yöntemdir. Bu katsayılar, sistemin denklemlerini Newton Raphson yöntemi uygulandıktan sonra elde edilirler. Verilen bu metodun en büyük avantajı tasarım parametrelerinin santral çevriminin performansına etkilerinin anlaşılmasını kolay hale getirmesidir.

Bu çalışmalarında Valdes ve Rapun yeni bir AIK optimizasyon metodunu ortaya koymuşlardır. Bu metot daha önceden geliştirilmiş olan Kombine Çevrim Gaz Türbini Güç Santrali (CCGT) simülasyonu tarafından da desteklenmiştir. Kaynama bölgesindeki ısı transfer kısmının yüzdesel dağılımı söz konusu metodun uygulanmasına bir örnek olarak verilmiştir.

Bu çalışmanın sonuçlarına bakılacak olursa; burada Kombine Çevrim Gaz Türbininde AIK'nın optimizasyonu, yeni bir metot için sunulmuştur. Termik sistemlerin dizaynına etki katsayılarının uygulanmasında, bu sistemlerin değişkenlerinin içindeki değişikliklerin etkisinin daha iyi bir algılayışına izin vermiştir. Bir AIK'nın elemanlarının dağıtım alanlarının optimizasyonu, hem yeni AIK tasarımı için hem de kullanımda olan AIK'larda veya yeniden güçlendirilmiş olanlarda halen mevcut elemanların yeniden dağılımı ilginç bir yöntem olmuştur. Etki faktörlerinin hesabının uygulanması bu aktiviteler için gerekli optimizasyon görevlerine açıkça destek vermektedir ve diğer uygun tasarım parametrelerinin analizi için kolayca genişletilebilmiştir

Bu alandaki gelecekteki gelişmeler daha iyi tanımlanan etki faktör alanlarının edinilmesi ve en az yerel şartlanma için matematiksel araştırma ile onları analiz edilmesine dayanmaktadır.

Nag ve De (1996) entropi oluşumunun minimizasyonuna dayanan termodinamik bir analiz yöntemiyle kombine gaz ve buhar gücü çevrimi için doymuş buhar üreten AIK dizaynının iyileştirilmesi konusunda yoğunlaşmışlardır. Optimum dizayn sonuçlarının neler olduğu aşağıda sıralı bir şekilde gösterilmektedir.

Üst çevrimde bulunan gaz türbininden çıkan egzost gazı ile AIK'nın en az tersinmez bir işlemi için optimum bir doyma sıcaklığı vardır.

AIK'yı maksimum yük ile çalıştırmak entropi oluşumuna sebebiyet verir. AIK'nın ötesinde evaporatör veya ekonomayzerin transfer edilen biriminin sayısını sınır değer üzerinde çıkartmak, entropi oluşumunun yanında marjinal kar sağlar.

AIK'daki buhar üretimi daima tersinmezliklerin kayıpları ile birleştirilmiştir. Tasarımcı, tasarımını ve işletme parametrelerini bu kayıpları gidermek üzere yapmalıdır. Yapılmış olan bu çalışmada bu kayıplardan meydana gelen entropi oluşumunu minimize etmek üzere bir yol gösterilmiştir.

Bejan'a (Bejan,1987) göre optimum bir termik sistem "bir tasarımcının meydana getirebileceği en az tersinmez sistem" olarak tanımlanmıştır. Mevcut egzost gazları için (belirtilmiş  $M_g$  ve  $C_g$ ) buhar jeneratörü en yüksek kapasitede çalışmalıdır. Tasarımcı evaporatördeki transfer ünitesi sayısı (NTUEV) doğru tayin ederek üretilen buharın boyutsuzlaşan doyma sıcaklığı (NTS) çözüm denkleminde  $NTS_{optimum}$ 'u tahmin etmelidir.

Valdes vd. (2003) çalışmalarında Kombine Çevrim Gaz Türbini ile çalışan güç santrallerinde termoeconomik optimizasyon yöntemlerinden birini anlatmışlardır. Bu optimizasyon, tek

basınçlı bir Kombine Çevrim Gaz Türbini güç santraline uygulanarak ayarlanan bir algoritma ile sağlanmıştır. Bu ayarlar yapıldıktan sonra söz konusu algoritma, AIK iki veya üç basınç seviyesine sahip olan daha karmaşık santrallerin hesaplarında kullanılmıştır.

Optimizasyon için varsayılan değişkenler, AIK'nın yapısını sağlayan termodinamik parametrelerdir.

Hedef olarak iki fonksiyon planlanmış, bu fonksiyonlardan biri diğerinin ürün başına harcanan parayı azaltırken öbürü de yıllık nakit akışını arttıracaktır. Elde edilen sonuçlar karşılaştırılarak daha iyi optimizasyon stratejisi tespit etmek mümkün olmuştur.

Eğer Kombine Çevrim Gaz Türbini dizaynının tek amacı termodinamik verimliliği maksimuma çıkarmak olsaydı, toplam maliyet çok yüksek olurdu. Bu yüzden bir çok bilim adamı, santral verimliliği ve üretim maliyeti arasında bir uzlaşma noktası bulmak amacıyla termodinamik çalışmalar yapmışlardır.

Bu çalışmanın amacı da Kombine Çevrim Gaz Türbini için bir termoekonomik optimizasyon modeli çıkarabilmektir.

Bu analizde, AIK için iyi bir dizayn üretilmesi hedeflenmiştir. Hedefin bu yönde seçilmesinin sebebi AIK'nın dizaynının santral verimliliği ve maliyeti üzerinde çok büyük etkisinin yer almış olmasıdır.

Kesin amaç işlevine ihtiyaç duyulan eğitim metodu veya açıkça belirlenmiş bir araştırma alanı isteyen ve hesapları çok uzun zaman alan başka karmaşık hesap teknikleri de vardır. Bunun yerine genetik algoritma ile optimizasyon metodu GA denilen metotta karar kılınmıştır. Bu sosyal metot, penaltı fonksiyonu denilen fonksiyonun yardımı ile neredeyse her optimizasyon problemine uygulanabilir. Ayrıca bu metodun başka bilim adamları tarafından yapılan önceki uygulamaları da başarılı sonuçlar vermiştir.

Özellikle bir basınç seviyeli Kombine Çevrim Gaz Türbini konfigürasyonunda PP ve gövde basıncının maliyet üzerinde etkisi nokta yaklaşımı ve gazdan buhara sıcaklık farklılıklarının aşırı ısıtıcıya olan etkisinden daha fazla olmuştur. Bu tür sistemlerde iki farklı kriter kullanılarak yapılan optimizasyonlar tek kriterli optimizasyonlardan daha iyi sonuç vermektedir. Beklendiği gibi tek basınç Kombine Çevrim Gaz Türbini güç santralleri, maliyet ve nakit akışı yönünden en kötü ve verim yönünden bu konfigürasyon az enerji kullanabildiği için en düşük değerlere sahip olmuşlardır.

Optimizasyon algoritması, aynı özellikteki çift basınç Kombine Çevrim Gaz Türbinine göre daha düşük verime sahip olan üç basınçlı Kombine Çevrim Gaz Türbini güç santralının optimum tasarımı için uygun bulunmuştur. Bunun anlamı ise daha yüksek verim bu çalışmada belirlenmiş şartlar için haddinden fazla sabit gider artışına neden olmaktadır.

Casarsa vd. (2001) çalışmalarında AIK optimizasyonunu özellikle kombine santrallerde, bir çevrimde elde edilen işin maksimizasyonu açısından değerlendirmişlerdir. AIK için detaylı bir optimizasyon oldukça zor bir problem olarak görülmüştür çünkü AIK bir çok değişkene bağlıdır. Bu değişkenler basınç seviyesi sayısı, basınçlar, toplam debi ve AIK bölümlerine giriş sıcaklıklarıdır. Çalışmadaki parametreler hem termodinamik hem de termoeconomik analizlerle hesaplanmıştır ve bu hesaplar yapılırken analitik ve nümerik matematik metotlarıyla uygun bir hedef fonksiyon bulunmuştur. Bu çalışmada termodinamik optimizasyon enerji kayıplarının minimize edilmesine dayanırken, termoeconomik optimizasyon, toplam AIK maliyetinin, enerji kayıpları ve kurulma giderlerinden sonra harcanan para da hariç minimize edilmesine dayanmaktadır.

Gelişmiş ve yüksek verimliliğe sahip bir kombine çevrimli güç santralının gücü sadece yüksek kalitede ekipmana bağlı değildir. Aynı zamanda her birimin en iyi şekilde optimize edilmiş olması gerekmektedir. Kombine çevrimli bu proses Brayton'ın ve Rankine temelli prosesi ile bir çift oluşturmuştur. Temel fikir, sıcak gaz türbinindeki çıkış gazlarının enerjisini, gaz türbininin aşağısında bir buhar prosesi ile kullanılabilir hale getirilmesidir. AIK'lı bir proseste gaz türbini kullanılabilir toplam enerjinin 2/3'ünü sağlamaktadır. Kalan 1/3'ü boşa harcanan ısının buhar prosesi ile kullanılabilir hale getirilmesinden oluşmuştur. Enerji çıkışını arttırmak için en önemli yöntem AIK'nın optimizasyonu olmuştur. Bu, gaz türbini çevrimi ve buhar türbini çevrimi arasında önemli bir bağlantı sağlar ve esas amacı da buhar türbini çıkışını güçlendirmiştir.

Bu çalışmada, kombine çevrim santralleri için AIK'nın işletme parametrelerinin termoeconomik optimizasyonu yapılmıştır. Bu metot genelde, özel uygulamalarda kullanılan olağan her zamanki PP metodunun bir alternatifi olmuştur. Bu metot, ekserji tabanlı üretim maliyetleriyle ekonomik değerlendirmeleri birleştirerek termodinamik ve ekonomik analizleri arasında bir denge kurmayı amaçlamıştır. Analiz, olağan PP metodundan farklı olarak AIK bölümlerindeki üst çevrimdeki verimliliği temel almıştır. Analiz için, tek basınç evaporatör gibi basit yapılanmalar ve (iki yada üç basınçlı AIK'lar gibi) daha gerçekçi yapılanmalar düşünülmüştür.

Önerilen optimizasyon metodu, PP tahmini üzerine kurulu olan metot yerine kullanılabilir. Çünkü değerleri bir optimizasyon prosesinin sonuçlarıdır. Termodinamik analiz beklendiği gibi tanımsız, sıfır PP'ler oluşturmaktadır.

Ekonomik analiz tamamlandığında PP'lerdeki yükseliş, artış seçimlerinin termodinamik verim ve yatırım maliyetlerinin dengelenmesinin bir sonucu olduğunu kanıtlamıştır. Maliyet hipotezine bağlı kalarak PP değerleri bulunmuş belirlenen yaklaşımlara bağlı olarak değişik maliyet fonksiyonları elde edilebilmiş ve böylece metodun tamamen genel yani her koşula uygulanabilir olduğu kanıtlanmıştır. AIK egzost gazlarının bazı giriş sıcaklık değerlerinin ötesinde buharın basınç artış eğilimi yukarı doğru çıkarak kritik şartlara yaklaşmıştır. Bu metot kullanılarak, sadece AIK işletme parametrelerinin optimizasyon ile gaz türbin karakteristiklerini değiştirmeden yada buhar türbini izentropik verimi arttırmak için başka bir yol aramaya gerek kalmadan, genel kombine çevrim verimini % 60 seviyelerine çekmek mümkün olmuştur. Gaz türbin teknolojisindeki diğer gelişimler bahsedilen AIK optimizasyon metodu ile birleştirildiği verimi % 60'lardan daha da yukarı çekmek mümkün olacaktır.

Franco ve Casarosa (2002) yeni bir gaz türbinine ihtiyaç duymadan kombine çevrim santrallerindeki verimliliği % 60'dan daha yukarıya çıkarmanın bazı ihtimalleri üzerine bir analizi ortaya koymuşlardır. Bu sonuca varmada bazı anahtar noktalar, AIK'nın paralel bölümlerle kullanılması ve alt kritik değerlerin limitlenmesi şeklinde söylenebilir (en fazla 220 bar). Kombine çevrim santralindeki (CCP) verimliliğinin % 60 civarında sağlanması AIK optimizasyonunda gaz türbin tekrar ısıtılması ve gazdan gaza yeniden kazanım sayesinde olabilmıştır ve bu yöntemle santralin verimliliği % 65'e kadar çıkarılabilmıştır. Sonuçlar 1500°K'lik bir türbin içi sıcaklığı ve buna uygun olarak D-F serisi gaz türbinlerinin kullanılması sayesinde elde edilmiştir. En verimli enerji çevrim teknolojisi şu anda buhar türbini esasına dayanan çevrimlerle ayarlanan gaz türbinleridir. Büyük gaz türbini üreten bütün firmalar ki bunlar arasında General Electric, ABB-Alstom, Westinghouse Siemens ve Mitsubishi de vardır, % 58'e kadar varan verimlilik vaat eden, 250-400 MW gibi bir güç aralığında çalışan CCP'ler sunmaktadırlar. Aslında bu verimlilik değeri, türbin için sıcaklığı 1250 °C olan F serisi bir gaz türbini için tipik 0,8 Carnot faktörü ile karşılaştırıldığında oldukça yüksektir. Ama bu yüksek verimlilik değeri yerine daha evvelden bahsedilen verimliliği arttırıcı, yenilikçi çevrim sistemleri düzenlenmeye çalışılmıştır ve böylece daha küçük bir skalada, performans değerleri genel olarak daha düşük olan kombine santrallere nazaran kıyaslanabilir verimlilikler elde edilmeye çalışılmıştır. Termodinamik analizler bize kombine çevrimli santrallerdeki enerji kayıplarını göstermektedir. Her ne kadar yanma



sırasında oldukça çok ekserji kaybı olsa da esas ekserji kaybının dışarı çıkan gaz ile akan su arasındaki ısı transferinde olduğu söylenebilir. Açık gaz türbininden dışarıya çıkan ısının bir AIK içinde tekrar kazanımını gösteren tipik bir şemada üreticinin ilk hedefi, bu birimden dışarıya çıkan enerjiyi azaltmaktır. Bu kayıplar bazı olasılıklarla azaltılabilir. Kombine güç santrallerinin verimini anlamlı bir şekilde arttırmak amacına ulaşmak için aşağıda listelenen stratejiler, yollar izlenmiştir.

- Birden fazla su akımlı bölgelerin sistematik kullanımıyla yapılan AIK optimizasyonunu sonucu olağan, faal kombine güç santrallerinin verimini % 60 seviyelerine çekmektir.
- AIK optimizasyonu göstermiştir ki türbin egzost gaz sıcaklıkları optimizasyon için gerekli sıcaklıklara göre daha yüksektir. Dolayısıyla AIK ve jeneratör beraber kullanılabilir.
- Yeniden ısıtma görüşünün AIK'nın % 65 verim seviyelerine ulaşmak için optimizasyonu ve rejenerasyonu ile eşzamanlı kullanımı verimi iç soğutma ile % 68 seviyelerine eriştirilebilir.

Sözü edilen görüşün uygulanması için gaz türbin teknolojisinde yeni gelişmeler kaydedilmesine gerek yoktur zira gerekli bu teknoloji günümüzde mevcuttur. Kağıt üzerinde teorik olarak başarılı olan bu fikrin çeşitli sonuçların termodinamik analizlerine dayalı olduğu açıktır. Kombine çevrim santrallerinin verimini artırma probleminin kesin sonucu önerilen çeşitli sonuçların ekonomik ya da termoeconomik değerlendirmelerinde saklıdır.

Yazarlar yakın geçmişte AIK'nın termoeconomik optimizasyonu için bir yöntem sunmuşlardır. Bu yöntem sistem içerisindeki tüm elemanların toptan maliyetinin ekserji kaybına bağlı maliyetler ile işletme maliyetlerine eşit olduğu varsayımına dayanmaktadır. Termoeconomik optimizasyon, amaç fonksiyonu olarak AIK toplam maliyetlerinin minimizasyonunu ve anahtar eleman olarak da ekserji kayıplarının tanımını kullanmaktadır.

## 2.2 Makalelerde Kullanılan Araçlar ve Etkiledikleri Ara Kriterler

Franco ve Russo (2001)

1. Kombine Çevrim Kullanımı: Bu çevrim sayesinde daha yüksek performanslar ve verimler elde edilebilmektedir.
2. Rejeneratif Gaz Türbini Kullanımı: Mevcut gaz türbin teknolojisinde AIK optimizasyonu ile rejeneratif bir gaz türbini kombinasyonu sonucu kombine çevrim güç santrali verimini % 60lardan daha yukarı çekebilmek mümkün olabilecektir.
3. AIK Analizi İçin Yararlı İki Kriter: Birincisi; bir ısı değiştiricisinin tanımlanan gaz tarafı verimliliği . İkincisi ise iki veya daha fazla paralel su akımıyla AIK bölümlerinin tanımlanmasıdır

Liszk vd. (2002)

1. AIK Basınç Sayısı
2. Corex Export Gazı İle Çalışan Yeni Bir Gaz Türbini Kullanımı: Bu gaz türbininin kullanımının amacı tüm kojenerasyon sisteminin verimini arttırmak ve AIK ve gaz türbini maliyetini düşürmektir.
3. Simülasyon Araçları Kullanımı: Bu araçlar mühendislik denklem çözücüler, özel geliştirilmiş FORTRAN kodu ve ana üretim kaynakları
4. Bölgesel Isıtma Gücü:

Bir basınçlı AIK için  $Q_d = 32 \text{ MW}$

Üç basınçlı AIK için  $Q_d = 32 \text{ MW}$

Bölgesel ısıtma gücünün etkisi AIK dizaynında maliyet açısından gözlenebilmektedir.

Wang ve Chiou (2003)

1. Buhar Püskürtme: Bu olay gaz türbin gücünü artırır. Buhar püskürtme uygun maliyetli unsurdur. Gaz türbin toplam verimini artırır aynı zamanda net enerji akışını artırır. Buhar püskürtme yani STIG özelliği kullanımı güç kapasitesini 52,14 MW tan 85,56 MW a artırır ve STIG özelliği aynı zamanda verimi % 29 dan % 37,24 e artırır.
2. Giriş Hava Soğutması: Bu özelliğin kullanımı gaz türbin güç kapasitesini ve verimini artırır. Giriş hava soğutması yani IAC özelliğinin ve STIG özelliğinin her ikisinin birlikte sistem tarafından ulaştırılabilen maksimum gücü 88,2 MW dir.
3. Evaporatif Soğutma
4. Mekanik Çiller
5. Absorbsiyonlu Çiller
6. Temel Enerji Deposu

Ong'iro vd. (1996)

AIK'nın Kapsamlı Bilgisayar Simülasyonu: Bu model gelişmesi AIK'nın performansının bir kombine çevrim güç santralının performansı üzerinde büyük bir etkisi vardır.

Valdes ve Rapun (2000)

AIK'nın Kullanılması: AIK gaz ve buhar çevrimi arasındaki bağlantıdır. Bundan dolayı AIK tasarımındaki en ufak bir değişiklik verimliliği, güç üretimini, toplam maliyeti ve daha bir çok değişkeni etkiler.

Nag ve De (1996) çalışmalarında aşağıdaki araç kullanmıştır.

Bir Buharlaştırıcı Ve Ekonomik Düzen Sağlayıcı İçeren AIK Kullanımı

Casarosa vd. (2001)

1. AIK Basınç Sayısı: Tek basınçlı AIK ve iki basınçlı AIK yi ele alacak olursak basınç sayısı arttıkça kombine çevrim santralının (CCP) verimi artar.
2. Beş Basınç Seviyeli Buhar Türbini Kullanımı (Türbo Ateşleyici): Daha yüksek bir toplam verim elde edebilmek için kullanılır.



Franco ve Casarosa (2002)

1. Gaz Türbin Tekrar Isıtılması Ve Gazdan Gaza Yeniden Kazanım Olayı: Kombine çevrim santralindeki verimliliği % 60 civarında olmasını sağlayan bu etkenler santral verimini % 65lere de çıkarabilir.
2. D-F Serisi Gaz Türbini Kullanımı: Bu gaz türbini kullanımı 1500 °K bir türbin içi sıcaklığı sağlar .
3. AIK Ve Rejeneratör Beraber Kullanımı (Eşzamanlı Kullanım): Bunların beraber kullanımı iç soğutma ile kombine çevrim santralinin verimini % 68 e çıkarabilir.



### 2.3 Parametreler Ve Parametrelerin Etkilediği Ana Kriterler

1. AIK'ya Gelen Gazın Giriş Sıcaklığı ( $T_e$ ): AIK 'ya gelen gazın giriş sıcaklığının etkilediği ana kriter AIK gücü değişimidir. Bunu da örnekleyecek olursak;

Çizelge 2.1  $T_e = 773$  °K ve  $T_e = 823$  °K iken her basınç sayılı AIK'nın güç değişimleri (Franco ve Russo (2001))

$T_e = 773$ °K	Bir Basıncılı	İki Basıncılı	Üç Basıncılı
W (MW)	58,3	65,0	66,7
$T_e = 823$ °K	Bir Basıncılı	İki Basıncılı	Üç Basıncılı
W (MW)	7,5	79,6	81,3

2. Çevre Sıcaklığı ( $T_a$ ): Çevre sıcaklığı azaldıkça güç çıkışı artar ve ayrıca yine çevre sıcaklığı  $T_a$  azaldıkça gaz türbininde güç üretim verimi artar. Yani, çevre sıcaklığı gaz türbin gücünü etkiler. Bunu da örnekleyecek olursak; (Wang ve Chiou (2003))

$$T_a = 287 \text{ K iken güç çıkışı} = 39 \text{ MW güç üretim verimi} = \% 31$$

$$T_a = 305 \text{ K iken güç çıkışı} = 26 \text{ MW güç üretim verimi} = \% 29$$

3. Suyun AIK'ya Giriş Sıcaklığı ( $T_{lin}$ ):  $T_{lin}$  sıcaklığı buhar türbini gücünü etkiler. Bunu da örnekleyecek olursak ;

$$T_{lin} = 305 \text{ K iken } W_{st} = 131 \text{ MW}$$

4. Evaporatöre Giren Gazın Sıcaklığı

5. Doyma Sıcaklığı ( $T_v$ ): Doyma sıcaklığının artması AIK maliyetini artırır. (Franco ve Russo (2001))

$$T_v = 560 \text{ °K iken yüksek basınçta üç basıncılı çevrimde } T_e = 700 \text{ °K}$$

$$T_v = 450 \text{ °K iken orta basınçta üç basıncılı çevrimde } T_e = 700 \text{ °K}$$

$$T_v = 375 \text{ °K iken alçak basınçta üç basıncılı çevrimde } T_e = 700 \text{ °K}$$

6. Gaz Türbin Giriş Sıcaklığı ( TIT ): Gaz türbin giriş sıcaklığı değişimi kombine çevrim verimini, buhar türbin gücünü, toplam gücü ve reküperatör gücünü etkiler.

(Wang ve Chiou (2003))

$$TIT = 1264,0 \text{ } ^\circ\text{K iken Güç Çıkışı} = 52,14 \text{ MW Verim} = \% 29$$

(Valdes ve Rapun (2000))

$$TIT = 1368,1 \text{ } ^\circ\text{K iken Toplam Gaz Türbin Gücü} = 151,950 \text{ MW Verim} = \% 33,3$$

(Valdes vd. (2003))

$$TIT = 1430,0 \text{ } ^\circ\text{K iken Toplam Gaz Türbin Gücü} = 105,3 \text{ MW Verim} = \% 38,2$$

7. Absorbsiyon Çillerinin Jeneratör Giriş Gazı Sıcaklığı: Wang ve Chiou (2003) çalışmasına göre absorbsiyon çillerinin jeneratör giriş gazı sıcaklığı 393 °K olarak belirtilmiştir.

8. Absorbsiyon Çillerinin Soğutma Suyu Besleme Sıcaklığı: Absorbsiyon çillerinin soğutma suyu besleme sıcaklığı 305 °K olarak belirtilmiştir. (Wang ve Chiou (2003))

9. Gaz Türbininden Çıkan Egzost Gazının Boyutsuz Sıcaklığı (NTG): Bu sıcaklık değerindeki değişim AIK'nın verimini etkiler

$$NTG = 1,02 \text{ iken } N_s \text{ ( entropi oluşum oranı )} = 0,2$$

$$NTG = 3,00 \text{ iken } N_s \text{ ( entropi oluşum oranı )} = 0,5$$

Görüldüğü gibi NTG artışı entropi oluşum sayısı (Ns) arttırmakta ve dolayısıyla verimi düşürmektedir.

10. Üretilen Buharın Boyutsuzlaşan Doyma Sıcaklığı (NTS):

$$NTS = 0,7 \text{ iken } NTG = 1$$

$$NTS = 3,0 \text{ iken } NTG = 4$$

11. AIK'daki PP Sıcaklığı: PP değeri arttıkça AIK'nın verimi düşer fakat öbür yandan AIK maliyeti de beraberinde düşmüş olur. (Casarosa vd. (2001))

$$PP = 11 \text{ °K iken } \eta_e = \% 37,4 \quad \eta_v = \% 94,6 \quad \eta_{sh} = \% 19,6 \quad b' = \% 1$$

$$PP = 36 \text{ °K iken } \eta_e = \% 28,8 \quad \eta_v = \% 83,5 \quad \eta_{sh} = \% 16,8 \quad b' = \% 3$$

12. Baca Gazı Sıcaklığı

13. AIK Bölümlerine Giriş Gazı Sıcaklığı

14. Çevre Sıcaklığındaki Gazın Özgül Isısı ( $c_{pa}$ ): AIK'daki ekserji kayıplarını direk olmasa da dolaylı etkileyen bir parametredir.

15. Reküperatördeki Minimum Sıcaklık Değişimi: Bu sıcaklık farkı AIK verimini etkiler bu sıcaklık değişiminin minimum olması AIK verimini artırır.

16. Rejeneratöre Giden Egzost Gazı Giriş Sıcaklığı ( $T_{ginreg}$ ):

$$T_{ginreg} = 1084 \text{ K iken } \eta_{gt} = \% 45,6 \quad \eta_K = \% 64,9 \quad W_{tot} = 273,5 \text{ MW} \quad RV = 2,37 \text{ MW}$$

$$T_{ginreg} = 1258 \text{ K iken } \eta_{gt} = \% 45,4 \quad \eta_K = \% 66,0 \quad W_{tot} = 261,0 \text{ MW} \quad RV = 2,21 \text{ MW}$$

Franco ve Casarosa (2002) çalışmasından alınmış olan bu çizelge değerlerinden anlaşılacağı üzere  $T_{ginreg}$  sıcaklığının artması ile ;  $\eta_K$  ve  $\eta_{gt}$  verimler artar.

17. AIK'daki Dram Basıncı: Dram basıncı Kombine Çevrim Gaz Türbini performansı üzerindeki en iyi etkilerden biri olarak düşünülmüştür. Kombine Çevrim Gaz Türbini güç santralindeki tek kademeli AIK da olan dram basıncı yaklaşık 50 bar olarak tespit edilmiştir. (Valdes ve Rapun (2000))

18. Santralin Maksimum Basıncı: Casarosa, Donatini ve Franco (2001) çalışmasına göre kombine çevrim santralinin maksimum basıncı 30 bar dır.

19. AIK'nın Basınç Kaybı: AIK'daki basınç kaybı % 5 olarak alınmıştır ve bu basınç kaybının etkilediği ana kriter olarak AIK verimi gösterebilir. (Wang ve Chiou (2003))

20. Kompresörün Basınç Kaybı: Bu basınç kaybı değeri % 1 olarak saptanmıştır. (Wang ve Chiou (2003))

21. Gaz Türbini Basınç Kaybı: Bu basınç kaybı değeri % 1 olarak saptanmıştır. (Wang ve Chiou (2003))

22. Gaz Tarafındaki Boyutsuz Basınç Düşümü (NPD): NPD değimi entropi oluşum sayısını etkiler dolayısıyla entropi oluşum sayısı AIK verimini etkilemektedir. (Nag ve De (1996))

$$\text{NPD} = 0,1 \text{ iken } \text{Ns} = 0,52$$

$$\text{NPD} = 0,5 \text{ iken } \text{Ns} = 0,61$$

Yukarıdan da anlaşılacağı üzere NPD'nin artışı Ns yi de arttırdığına göre AIK verimini azaltır.

23. AIK'nın Basınç Seviyesi Sayısı: Tek basınçlı AIK ve iki basınçlı AIK'yı ele alacak olursak basınç sayısı arttıkça kombine çevrim santralinin (CCP) verimi artar.

24. Yanma Odası Basınç Kaybı: Bu parametrenin gaz türbinine etkisi mevcuttur.

Valdes vd.(2003) çalışmasına göre % 4

Franco ve Casarosa (2002) çalışmasına göre % 2

25. Reküperatördeki Gaz Akışının Basınç Kaybı: Franco ve Casarosa (2002) çalışmasına göre % 4

26. AIK Verimi: AIK verimi kombine çevrim santralinin toplam verimini etkileyen en önemli öğelerden biridir. Gaz çevrimi ve alt çevrim arasındaki en önemli bağlantı olan AIK'nın verimi toplam termik verimi önemli oranda etkiler. (Liszk vd. (2002))

Bir basınçlı AIK için verim % 67,1

Üç basınçlı AIK için verim % 85,7

27. Buhar (Alt) Çevrim Verimi:

Bir basınçlı AIK için verim = % 26,2

Üç basınçlı AIK için verim = % 27,4

Görüldüğü gibi buhar alt çevrim verimi çok basınçlı AIK da bir basınçlı AIK ya göre daha fazladır. (Liszk vd. (2002))

28. Kojenerasyon Santralinin Elektriksel Verimi: Bu verim değişimi kojenerasyon sistemini maliyet açısından etkiler. (Liszk vd. (2002))

Bir basınçlı AIK için verim = % 43,6

Üç basınçlı AIK için verim = % 46,7

29. Buhar ( Alt ) Çevrim Ve AIK Verimi : (Liszk vd. (2002))

Bir basınçlı AIK için verim = % 17,6

Üç basınçlı AIK için verim = % 23,5

30. Kompresör İzentropik Verimi: Bu verim değişimi de gaz türbin verimini etkiler

Kompresör izentropik verimi Wang ve Chiou (2003) çalışmasında % 86 olarak kabul edilmiştir.

Kompresör İzentropik Verimi Valdes vd. (2003) çalışmasında % 85 olarak kabul edilmiştir.

31. Jeneratör Verimi: Jeneratör verimi Wang ve Chiou (2003) çalışmasında % 98 olarak kabul edilmiştir.

32. Gaz Türbin Verimi:

- Gaz türbin verimi Valdes ve Rapun (2000) çalışmasında % 33,3 olarak kabul edilmiştir.
- Gaz türbin verimi Valdes vd. (2003) çalışmasında % 38,2 olarak kabul edilmiştir.
- Gaz türbin verimi Casarosa vd. (2001) çalışmasında % 35 ~ % 42 olarak kabul edilmiştir.

33. Gaz Türbini İzentropik Verimi:

- Gaz türbini izentropik verimi Valdes vd. (2003) çalışmasında % 91 olarak kabul edilmiştir.
- Gaz türbin izentropik verimi Wang ve Chiou (2003) çalışmasında % 87 olarak kabul edilmiştir.

34. Yanma Odası Verimi: Yanma odası verimi Valdes vd. (2003) çalışmasında % 95 olarak kabul edilmiştir.
35. Buhar Türbini İzentropik Verimi: Casarosa vd. (2001) ile Franco ve Casarosa (2002) çalışmalarında bu değer % 90 olarak alınmıştır.
36. Politropik Kompresör Verimi: Franco ve Casarosa (2002) çalışmasına bu değer % 90 olarak alınmıştır
37. Politropik Gaz Türbini Verimi: Franco ve Casarosa (2002) çalışmasına bu değer % 88 olarak alınmıştır
38. Gazın Kütleli Debisi ( $M_g$ ): Franco ve Russo (2001) çalışması ile Casarosa vd. (2001) çalışmalarına göre  $M_g$  değeri 386,7 kg/s alınmıştır.
39. Gaz Türbinine Giren Havanın Kütleli Debisi ( $M_a$ ):  $M_a$  değerinin değişimi gaz türbin verimini etkiler.
- $M_a$  değeri Wang ve Chiou (2003) çalışmasına göre 221,28 kg/s
  - $M_a$  değeri Valdes ve Rapun (2000) çalışmasına göre 506,90 kg/s
  - $M_a$  değeri Valdes vd. (2003) çalışmasına göre 300,00 kg/s
40. AIK'daki Buhar Debisi: AIK'daki buhar debisi buhar türbininin verimini etkiler. Bu değer AIK verimini etkilemektedir ve Valdes ve Rapun (2000) çalışmasına göre bu değer 65,4 kg/s olarak alınmıştır.
41. Gaz Türbinine Giren Yakıtın Kütleli Debisi ( $M_f$ ):  $M_f$  değeri Valdes vd. (2003) çalışmasına göre 5,69 kg/s olarak hesaplanmıştır.
42. Gaz Türbinin Elektrik Gücü ( $N_{elGT}$ ):
- Bir basınçlı AIK için  $N_{elGT} = 137,4$  MW
  - Üç basınçlı AIK için  $N_{elGT} = 137,4$  MW
- Liszk vd. (2002) çalışmasından alınan değerlere göre yukarıda görüldüğü gibi tek ve üç basınçlı AIK için değer değişimleri gözlenmemiştir. Bu gücün AIK ve gaz türbini maliyetine etkisi olabilir.

43. Buhar Türbinin Elektrik Gücü (  $N_{eST}$  ):

- Bir basınçlı AIK için  $N_{eST} = 53,4$  MW
- Üç basınçlı AIK için  $N_{eST} = 66,9$  MW

Liszk vd. çalışmasından alınan değerlere göre yukarıda görüldüğü gibi tek ve üç basınçlı AIK için buhar türbinin elektrik gücü değişim göstermektedir ve basınç sayısı arttıkça buhar türbin elektrik gücü artmaktadır.

44. Toplam Elektrik Gücü (  $N_{eIGT} + N_{eST}$  ): Toplam elektrik gücü toplam kojenerasyon sisteminin işletme maliyetini elektrik harcama güce göre fiyatlandırıldığından direk etkimektedir.45. Bölgesel Isıtma Gücü (  $Q_d$  ): Bölgesel ısıtma gücünün etkisi AIK dizaynında maliyet açısından gözlenebilmektedir. (Liszk vd.(2002))

- Bir basınçlı AIK için  $Q_d = 32$  MW
- Üç basınçlı AIK için  $Q_d = 32$  MW

## 46. Gaz Türbinin Toplam Gücü: Gaz türbini toplam gücü tüm santralin toplam gücünü etkilemektedir ve ayrıca AIK gücünü de etkilemektedir.

- Valdes ve Rapun (2000) çalışmasına göre 151,9 MW
- Valdes vd. (2003) çalışmasına göre 105,3 MW

## 47. Buhar (Alt) Çevriminin Toplam Gücü: Valdes ve Rapun (2000) çalışmasına göre 78,140 kW değeri verilmiştir ve bu değer santralin toplam gücüne etki edebilmektedir.

## 48. AIK'daki Ekserji Kayıpları: Ekserji verimsizliklerini en aza indirmek harcama ve masraf fonksiyonunu ve dolayısıyla AIK maliyetini en aza indirebilmek demektir.

Çizelge 2.2  $T_e = 773^\circ\text{K}$  iken termoekonomik optimizasyon sonuçları (Franco ve Russo (2001))

	H	HR1	HR2	HRK1	HRK2	2PRH	3PRH
$K^*_{tot}$	0,1843	0,1812	0,1723	0,1109	0,1018	0,08680	0,7593
$I^*$	0,1764	0,1728	0,1464	0,09887	0,8813	0,06639	0,06907



49. Yakıtın Kimyasal Ekserjisi ( $K_{tot}^*$ ): Wang ve Chiou (2003) çalışmasına göre bu değer 834,348 kJ/kmol olarak belirlenmiştir.
50. Yakıtın Alt Isıl Değeri: Yakıtın alt ısıl değeri güç üretim verimini etkilemektedir. Bu değer in yükselmesiyle verim düşer. Wang ve Chiou (2003) çalışmasına göre bu değer 802,361 kJ/kmol
51. Elektrik Üretim Maliyeti ( $C_{kwh}$ ): (Valdes vd. (2003))
- B = % 100,00 iken tek basınçlı AIK da verim  $\eta = \% 50,65$
  - B = % 148,04 iken iki basınçlı AIK da verim  $\eta = \% 54,54$
52. Toplam Maliyet: Kombine Çevrim Gaz Türbini santralleri için toplam maliyeti en aza indirgeyebilmek verim açısından önemli bir etkidir.
53. Ekonomayzer Maliyeti ( $K_e$ ): Franco ve Russo (2001) ile Casarosa vd. (2001) çalışmaları için  $K_e = 45,7 \text{ USD} / \text{m}^2$  olarak alınmıştır. Bu değer üretici verilerine dayanılarak belirlenmiş bir değerdir.
54. Evaporatör Maliyeti ( $K_v$ ): Franco ve Russo (2001) ile Casarosa vd. (2001) çalışmaları için  $K_v = 34,9 \text{ USD} / \text{m}^2$
55. Ekserji Kayıplarının Maliyeti ( $K_l$ ): Casarosa vd. (2001) çalışmasına göre ekserji kayıplarının değeri  $K_l = 0,068 \text{ USD} / \text{kWh}$  olarak belirlenmiştir.
56. Kızdırıcı Maliyeti ( $K_{rh}$ ): Franco ve Russo (2001) ile Casarosa vd. (2001) çalışmaları için  $K_{rh} = 56,2 \text{ USD} / \text{m}^2$
57. Kızdırıcı Maliyeti ( $K_{sh}$ ): Franco ve Russo (2001) ile Casarosa vd. (2001) çalışmaları için  $K_{sh} = 96,2 \text{ USD} / \text{m}^2$
58. AIK'nın Çalışma Süresi ( $H$ ): Franco ve Russo (2001) ile Casarosa vd.(2001) çalışmalarına göre 8000 saat / yıl olarak belirlenmiştir.
59. AIK'nın Ekonomik Ömrü ( $D$ ): Franco ve Russo (2001) ile Casarosa vd.(2001) çalışmalarına göre 10 yıl olarak belirlenmiştir.
60. Toplam Isı / Güç Oranı: (Liszk vd. (2002));
- Bir basınçlı AIK için toplam ısı / güç oranı = 5,96

- Üç basıncılı AIK için toplam ısı / güç oranı = 6,38

Buradan da anlaşılacağı üzere AIK'daki basınç değişimi bu oranı etkilemiştir.

61. Kompresör Basınç Oranı: AIK'ya giriş sıcaklığı, belirli bir gaz türbini giriş sıcaklığı için sadece kompresör basınç oranına bağlıdır. Wang ve Chiou (2003) çalışmasına göre kompresör basınç oranı 9/1 olarak belirlenmiştir.
62. Isı Kapasitesi Oranı: Nag ve De (1996) çalışmasına göre X ısı kapasitesi oranı = 0,5 olarak belirlenmiştir.
63. Kuruluk Derecesi (X): Kuruluk derecesi AIK ve alt çevrim gücünü etkiler. Casarosa vd. (2001) çalışmasına göre x kuruluk derecesi oranı 0,8 olarak belirlenmiştir.
64. Ekonomayzerin Toplam Isı Transfer Katsayısı ( $U_e$ ): Bu katsayı AIK verimini etkilemektedir. Franco ve Russo (2001) ile Casarosa vd. (2001) çalışmalarına göre  $U_e = 42,6 \text{ W/m}^2\text{°K}$  olarak belirlenmiştir.
65. Evaporatörün Toplam Isı Transfer Katsayısı ( $U_v$ ): Bu katsayı AIK verimini etkilemektedir. Franco ve Russo (2001) ile Casarosa vd. (2001) çalışmalarına göre  $U_v = 43,7 \text{ W/m}^2\text{°K}$  olarak belirlenmiştir.
66. Tekrar Isıtma Cihazının Toplam Isı Transfer Katsayısı ( $U_{rh}$ ): Franco ve Russo (2001) ile Casarosa vd. (2001) çalışmalarına göre  $U_{rh} = 50 \text{ W/m}^2\text{°K}$  olarak belirlenmiştir.
67. Kızdırıcının Toplam Isı Transfer Katsayısı ( $U_{sh}$ )
68. Buhar Püskürtme (STIG Özelliği): Bu olay gaz türbin gücünü artırır. Buhar püskürtme uygun maliyetli unsurdur. Gaz türbin toplam verimini artırır aynı zamanda net enerji akışını artırır. Buhar püskürtme yani STIG özelliği kullanımı güç kapasitesini 52,14 MW tan 85,56 MW a artırır ve STIG özelliği aynı zamanda verimi % 29 dan % 37,24 e artırır.
69. Giriş Hava Soğutması (IAC Özelliği): Bu özelliğin kullanımı gaz türbin güç kapasitesini ve verimini artırır. Giriş hava soğutması yani IAC özelliğinin ve STIG özelliğinin her ikisinin birlikte sistem tarafından ulaştırılabilen maksimum gücü 88,2MW dir.

## 2.4 AIK Basınç Sayısını Belirleyen Parametreler

### 1. Duman Gazı Debisi ( $M_g$ ):

Çizelge 2.3 Tek basınçlı, iki basınçlı ve üç basınçlı AIK konfigürasyonları

TEK BASINÇLI AIK KONFIGÜRÜSYONU			İKİ BASINÇLI AIK KONFIGÜRÜSYONU			ÜÇ BASINÇLI AIK KONFIGÜRÜSYONU
H	HR1	HR2	HRK1	HRK2	HRK3	3PRH

Çizelge 2.4 ABB ve Siemens santrallerinden veri karşılaştırmaları ve optimizasyon hesap sonuçları (Franco ve Russo (2001))

		2PRH ( $T_e = 920$ K, $M_g = 386,7$ kg.s <sup>-1</sup> )			3PRH ( $T_e = 852$ K, $M_g = 653,1$ kg.s <sup>-1</sup> )		
		ABB	termodinamik	termoekonomik	Siemens	termodinamik	termoekonomik
$K_{tot}^*$		-	0	0,07344	-	0	0,07712
$I^*$		-	0,03737	0,4248	-	0,3412	0,05882
YB	p (bar)	164	220	220	117	217	216
	Tsh (K)	836	829	820	813	852	835
	M (kg.s <sup>-1</sup> )	58,9	67,3	68	65,7	79,8	76,4
	PP(K)	-	43,6	5,3	-	0	14,6
OB	p (bar)	-	-	-	15,2	17,4	28,2
	M (kg.s <sup>-1</sup> )	-	-	-	22,1	3,96	8,22
	PP(K)	-	-	-	-	0	8,5
AB	p (bar)	6,9	1,6	2,2	3,7	1,2	2,2
	Tsh (K)	593	sat.	403	615	503	504
	M (kg.s <sup>-1</sup> )	11,4	4,53	4,1	8,92	14,3	16,3
	PP(K)	-	0	0,3	-	0	4,2
RH	p (bar)	38,2	69,7	73,2	14,6	17,4	28,2
	Tsh (K)	-	647	647	573	502	542
	M (kg.s <sup>-1</sup> )	835	829	820	813	852	835
	PP(K)	58,9	67,3	68	82,9	83,8	84,6
W (MW)		97	106,4	105,9	131	150	146
$W_{cc}$ (MW)		280	289,4	288,9	380	399	395
$\eta_K$		57,6	59,5	59,4	57,1	59,9	59,5

Bu çizelgede ABB ve Siemens santrallerinin optimizasyon hesaplamalarından gelen sonuçlarının karşılaştırılması bulunmaktadır. Yukarıdaki çizelgede görüldüğü gibi duman gazı debisi olan  $M_g$  değeri santralin basınç sayısına göre değişim gösterir. Burada ABB santrali iki basınçlı olup  $M_g = 386,7$  kg/s dir ve buna karşılık Siemens santrali üç basınçlı olup  $M_g = 653,1$  kg/s dir. Basınç sayısının artışı  $M_g$  değerini artırırken  $T_e$  yani AIK ya gazın giriş sıcaklığı değerinin azaldığı gözlenir.

Çizelgeden anlaşılacağı üzere AIK (W) gücü üç basınç seviyeli olan Siemens santralinde ABB santraline göre daha yüksektir. Aynı şekilde kombine çevrim gücünde ( $W_{cc}$ ) daha yüksektir. Kombine çevrim verimi ise ( $\eta_K$ ) termodinamik ve termoeconomik açıdan üç basınç seviyeli çevrimde daha yüksektir.

Üç basınçlı santralin toplam maliyeti termoeconomik açıdan incelenebilir ve üç basınçlıda daha yüksektir. Ekserji kayıpları hem termoeconomik hem de termodinamik açıdan incelenebilir ve iki basınçlıdan daha yüksektir.

## 2. AIK ya Gelen Gazın Giriş Sıcaklığı

I \* = Boyutsuz Ekserji Kayıpları

Çizelge 2.5  $T_e = 773$  °K iken termodinamik optimizasyon sonuçları (Franco ve Russo (2001))

		TEK BASINÇLI			İKİ BASINÇLI			ÜÇ BASINÇLI
		H	HR1	HR2	HRK1	HRK2	2PRH	3PRH
I *		0,01749	0,1712	0,1389	0,09605	0,08248	0,05806	0,04892
YB	p (bar)	46,5	21,9	220	125	162	217	220
	Tsh ( K )	600	773	762	743	773	747	773
	m (kg.s-1)	56,3	43,7	39,9	439	41,4	40,4	37,6
	p (bar)	-	-	-	-	-	-	32,5
OB	Tsh ( K )	-	-	-	-	-	-	512
	m (kg.s-1)	-	-	-	-	-	-	3,78
	p (bar)	-	-	-	14,2	6,44	2,78	4,21
AB	Tsh ( K )	-	-	-	sat	sat	410	512
	m (kg.s-1)	-	-	-	13,9	19,3	16,1	9,5
W (MW)		52	53,1	58,3	58,3	61,1	65	66,7

Yukarıdaki çizelgeye göre üç basınç seviyeli AIK kullanımı en yüksek güç elde edilmesini sağlar. Güç açısından en elverişlisi üç basınçlı olanı ve ekserji kayıpları açısından en düşük olanı da 3PRH dir.

Çizelge 2.6  $T_e = 823$  °K iken termodinamik optimizasyon sonuçları (Franco ve Russo (2001))

		TEK BASINÇLI			İKİ BASINÇLI			ÜÇ BASINÇLI
		H	HR1	HR2	HRK1	HRK2	2PRH	3PRH
	$I^*$	0,9069	0,1023	0,08866	0,07214	0,03064	0,04321	0,03025
	p (bar)	220	220	220	212	220	215	220
YB	Tsh ( K )	823	822	817	794	823	808	823
	m (kg.s-1)	58,7	57,4	46,6	58,2	59	45,9	45,6
	p (bar)	-	-	-	-	-	-	16,8
OB	Tsh ( K )	-	-	-	-	-	-	477
	m (kg.s-1)	-	-	-	-	-	-	1,19
	p (bar)	-	-	-	22,4	1,96	1,33	1,06
AB	Tsh ( K )	-	-	-	sat	sat	462	477
	m (kg.s-1)	-	-	-	5,27	9,01	12,35	9,05
	W (MW)	75	73,8	76,1	73,5	79,2	79,6	81,3

Bu çizelgede güç açısından en yüksek değere sahip santral üç basınçlı olmaktadır..  $W = 81,3$  MW değeriyle en yüksek değere sahiptir. Ekserji kayıpları açısından en yüksek boyutsuz ekserji kaybı tek basınçlı Hirn çevriminde görülmekte  $I^* = 0,9069$  . En düşük ekserji kaybı ise yine üç basınçlıda  $I^* = 0,03025$  olarak belirtilmiştir.

### 3. AIK Verimi

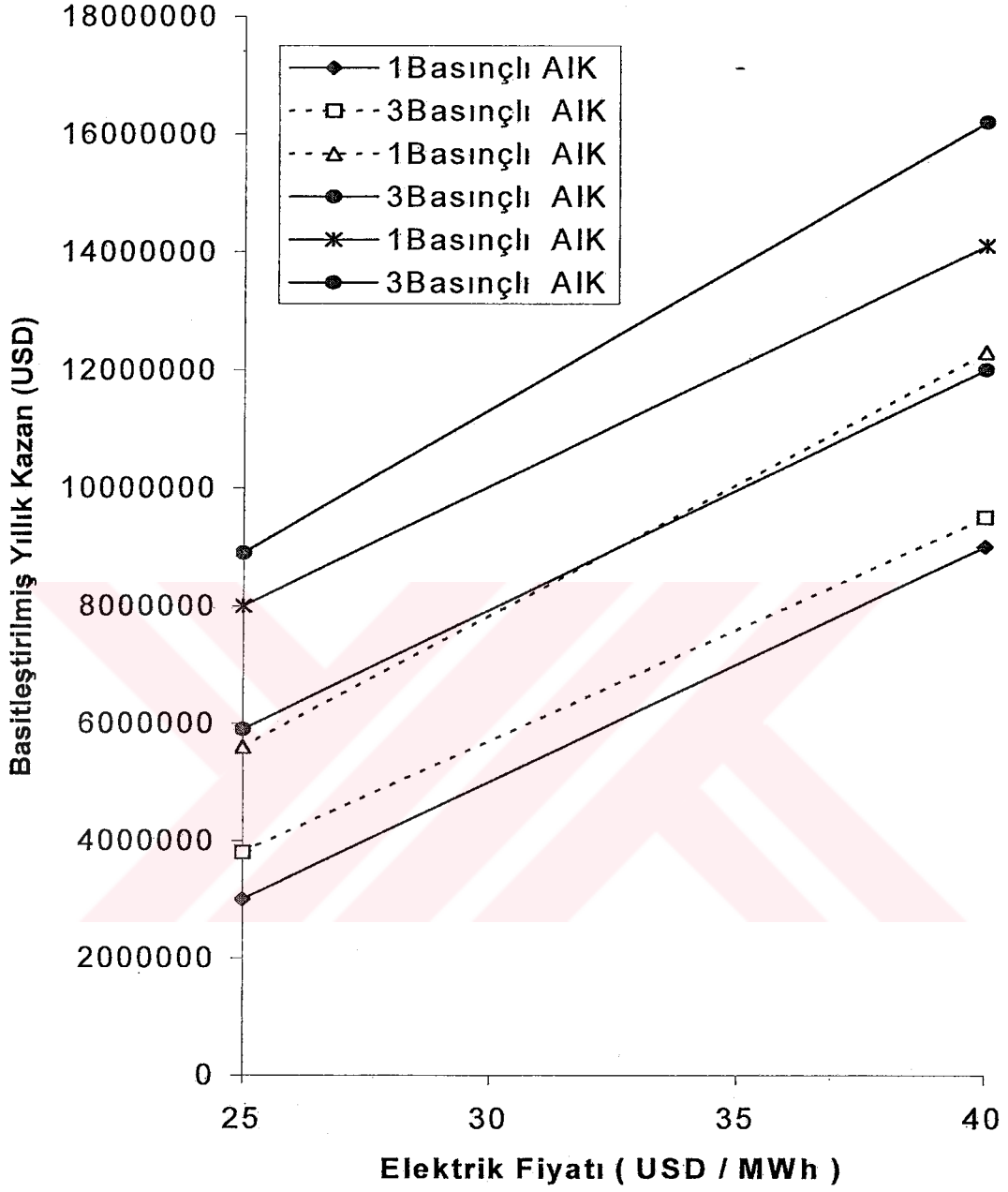
Makalelerde yaptığım incelemelerle ve görülen matematiksel değerlere göre AIK verimi basınç sayısı ile doğru orantılı artar.

Liszk, Manfrida ve Ziebig (2002) çalışmasına göre :

Bir Basınçlı AIK İçin Verim = % 67,1

Üç Basınçlı AIK İçin Verim = % 85,7

## 4. Elektrik Maliyetleri



Şekil 2.1 Ekonomik sonuçlar üzerinde elektrik fiyatlarının ve ana sermayenin etkileri

Yukarıdaki şekile göre :

Ekonomik optimizasyonun sonuçları elektrik fiyatı ve sermaye harcamalarına bağlı olarak büyük hassasiyet gösterir.



Termodinamik optimizasyonla optimize edilmiş çalışma parametreleri ile çok basınçlı AIK kullanımının performans artışları için iyi bir fırsat olduğunu ispat etmiştir.

Sermaye harcamaları ve elektrik taşıyıcılarının fiyatları ekonomik faydalar göz önüne alındığında termodinamik parametrelerden çok daha etkin bir rol oynamaktadır.

Verimi arttırmak adına kullanılan karmaşık kojenerasyon sistemleri ancak elektrik satış fiyatının kritik bir limite çekilmesi sonucu makul hale gelebilir.

Öte yandan genellikle global pazar hareketlerine göre belirlenen sermaye harcamaları düşürülebilirse ekonomik optimizasyon termodinamik optimizasyon ile beraber gözetilebilir.

#### 5. PP Noktası ve Basınç Değerleri Limitleri

Bu değerlerin limitleri basınç sayısını belirlemede etkilidir. Çünkü her basınç sayılı çevrimde ve değişik oluşumlarda farklılık gösterirler.

Çizelge 2.7 Tasarım değişkenlerinin limit değerleri (Valdes vd. (2003))

LİMİTLER	TEK BASINÇLI		İKİ BASINÇLI		İKİ BASINÇLI + TEKRAR ISITMA		ÜÇBASINÇLI + TEKRAR ISITMA	
	Düşük	Yüksek	Düşük	Yüksek	Düşük	Yüksek	Düşük	Yüksek
$P_{YB}$ (bar)	20	60	50	100	70	100	100	160
$PP_{YB}$ (K)	3	8	5	17	5	3	3	15
$AP_{YB}$ (K)	3	8	3	20	4	3	3	15
$PP_{YB}$ (K)	25	80	40	80	10	40	40	70
$P_{OB}$ (bar)	-	-	-	-	-	25	25	50
$PP_{OB}$ (K)	-	-	-	-	-	3	3	15
$AP_{OB}$ (K)	-	-	-	-	-	3	3	30
$PP_{OB}$ (K)	-	-	-	-	-	40	40	80
$P_{AB}$ (bar)	-	-	-	12	5	4	4	10
$PP_{AB}$ (K)	-	-	-	15	5	3	3	10
$AP_{AB}$ (K)	-	-	-	15	4	3	3	10
$PP_{AB}$ (K)	-	-	-	120	15	-	-	-

6. Optimum Nakit Akışı (B) Ve Elektrik Üretim Maliyeti ( $C_{kwh}$ ) Ve Toplam Kombine Çevrim Gaz Türbini Verimi

Çizelge 2.8 Termoekonomik optimizasyon sonuçları (Valdes vd. (2003))

	TEK BASINÇLI		İKİ BASINÇLI		İKİ BASINÇLI + TEKRAR ISITMA		ÜÇBASINÇLI + TEKRAR ISITMA	
	Optimum Maliyet	Optimum Nakit Akışı	Optimum Maliyet	Optimum Nakit Akışı	Optimum Maliyet	Optimum Nakit Akışı	Optimum Maliyet	Optimum Nakit Akışı
B (%)	99,9	100	147,7	148,04	138,7	148,25	98,54	99,32
$C_{kwh}$ (%)	100	100,3	93,35	93,41	93,74	94,15	100,3	100,94
$\eta$	50,58	50,65	54,35	54,35	53,46	54,2	51,05	51,05

Çizelgede görüldüğü gibi en iyi sonuçları veren Kombine Çevrim Gaz Türbini tekrar ısıtmalı basınç sayısı iki olan santraldir. Elektrik üretim maliyeti en yüksek üç basınçlı tekrar ısıtmalı santralde olup en yüksek verim yine iki basınçlı tekrar ısıtmasız olan santraldedir.

7. AIK ya Gelen Egzost Gazı Giriş Sıcaklığı:

Çizelge 2.9 Buhar ( $T_a = 293$  °K ve  $T_{gin} = 313$  °K) için kritik şartları elde etmek amacıyla minimum giriş gazı sıcaklığı (Casarosa vd. (2001))

	AIK KONFIGRASYONU	Kritik Şart için $T_{gin}$ ( °K )
TEK BASINÇ	RANSH	823
	RANSH + 1P	790
	RANSH + 1P	773
İKİ BASINÇ	2PR Birleştirilmiş	830
	2PR Birleştirilmemiş	820
	2PRSH	725
ÜÇ BASINÇ	3PRSH	760

AIK ya gelen egzost gazı giriş sıcaklığı  $T_{gin}$  en yüksek değerini iki basınç seviyeli birleştirilmiş 2PR de alır.

#### 8. $T_{gin}$ Sıcaklığı Ve Boyutsuz Ekserji Kayıpları:

Çizelge 2.10 Çeşitli konfigürasyonlarda optimize edilmiş AIK için boyutsuz ekserji kayıpları (Casarosa vd. (2001))

	TEK BASINÇ SEVİYELİ			İKİ BASINÇ SEVİYELİ			ÜÇ BASINÇ SEVİYELİ
	RANSH	RAN + 1P	RAN + 2P	2PR (birleştirilmiş)	2PR (birleştirilmemiş)	2PRSH	3PRSH
$T_{gin}$ (°K)	I*	I*	I*	I*	I*	I*	I*
700	0,15632	0,14935	0,14466	0,09584	0,08926	0,08635	0,05974
750	0,17235	0,16513	0,15613	0,09808	0,08872	0,07271	0,05978
773	0,17487	0,17121	0,13892	0,09605	0,08428	0,05806	0,04892
800	0,17474	0,13211	0,11626	0,08751	0,07322	0,05467	0,04121
823	0,09069	0,07464	0,08866	0,07214	0,03064	0,04321	0,03025

Boyutsuz ekserji kayıpları olan  $I^*$  bu çizelgeye göre en düşük değerini  $T_{gin}$  en yüksek iken 823 °K iken 3 basınç seviyeli santralde  $I^* = 0,03025$  değeriyle alır. En elverişli çevrim dolayısıyla budur.

9. Boyutsuz Yıllık Masraf ( $K^*$ )

$K^*$  parametresi her basınç seviyesi için farklılık gösterir.

Çizelge 2.11 Optimize edilmiş AIK konfigürasyonlarının boyutsuz masrafları (Casarosa vd. (2001))

	TEK BASINÇ SEVİYELİ			İKİ BASINÇ SEVİYELİ			ÜÇ BASINÇ SEVİYELİ
	RANSH	RAN + 1P	RAN + 2P	2PR (birleştirilmiş)	2PR (birleştirilmemiş)	2PRSH	3PRSH
$T_{gin}$ (°K)	$K^*$	$K^*$	$K^*$	$K^*$	$K^*$	$K^*$	$K^*$
700	0,16423	0,15741	0,15218	0,10725	0,10155	0,09847	0,07571
773	0,1843	0,18115	0,17232	0,11094	0,10184	0,0868	0,07593
823	0,1433	0,10643	0,13552	0,09599	0,07894	0,07323	0,06254

Boyutsuz yıllık masraf olan  $K^*$  bu çizelgeye göre en düşük değerini 823 K de üç basınç seviyeli 3PRSH için alır. Dolayısıyla termoekonomik açıdan en elverişli durum bu üç basınçlı AIK santralinde gözlenir.

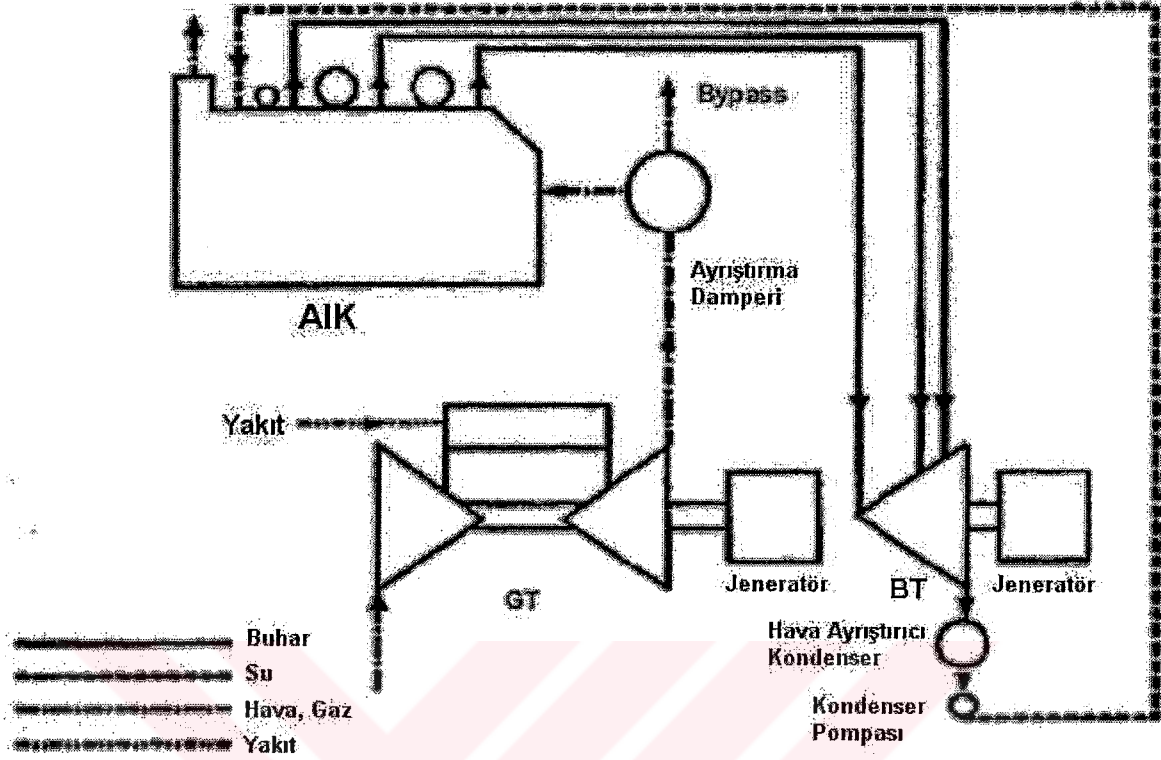
## 10. AIK'daki Ekserji Kayıpları Ve Santraldeki Toplam Ekserji Kayıpları

Çizelge 2.12 Farklı AIK konfigürasyonları için ekserji kayıpları  
( $T_a = 293$  °K ve  $T_{gin} = 313$ °K) (Franco ve Casarosa (2002))

	1PR		2PR		2PRSH		3PRSH	
	Tek Basıncılı AIK		İki Basıncılı AIK		Yüksek Basıncıta Tekrar Isıtmalı İki Basıncı Seviyeli		Yüksek Basıncıta Tekrar Isıtmalı Üç Basıncı Seviyeli	
$T_{gin}$ (°K)	$I^*_{AIK}$	$I^*_{TOT}$	$I^*_{AIK}$	$I^*_{TOT}$	$I^*_{AIK}$	$I^*_{TOT}$	$I^*_{AIK}$	$I^*_{TOT}$
700	0,15632	0,2354	0,09558	0,199	0,08359	0,2488	0,05974	0,1485
773	0,17487	0,2771	0,09605	0,2239	0,05071	0,159	0,04892	0,1531
823	0,09069	0,2152	0,07214	0,2181	0,03188	0,1601	0,03025	0,1521

Bu çizelgede ise boyutsuz ekserji kayıpları hem AIK için hem de toplam santral için işlenmiştir. Ve en elverişli olan çevrim çizelgede görüldüğü gibi en düşük  $I^*_{AIK}$   $I^*_{TOT}$  a sahip olan 3 PRSH (Yüksek Basıncıta Tekrar Isıtma ile Üç Basıncı Seviyeli) santraldir. Bu durumda yine en yüksek  $T_{gin} = 823$ °K de gözlenmektedir. Daha önceki çizelgelerde en yüksek  $T_{gin}$  değerinde en elverişli durumlar gözlenmişti.

### 3. KOMBİNE ÇEVİRİM SANTRALİ VE ATIK ISI KAZANLARI

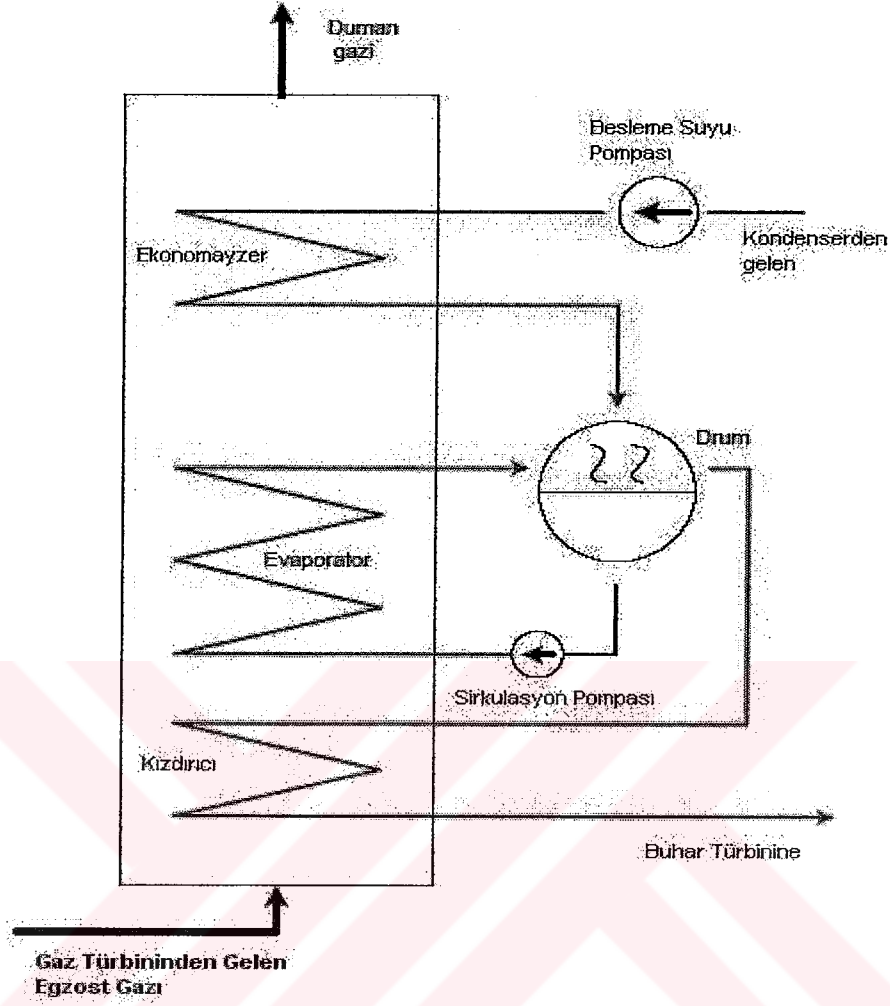


Şekil 3.1 Kombine çevrim santralinin şematik diyagramı [1]

Yukarıdaki şekilde bu çalışma esnasında üzerinde çalışılan kombine çevrim santralinin şematik diyagramı yer almaktadır. Şekil 3.1'den anlaşılacağı üzere kombine çevrim santrali alt çevrim (buhar çevrimi), üst çevrim (basit gaz türbini çevrimi) ve AIK'dan meydana gelir. Bu sistemde tekrar ısıtma yapılmaz.

Bu çalışmada duman gazı debisi 85 kg/s ve türbin çıkış sıcaklığı 490 °C olan mevcut bir sistem ele alınmıştır. Amacımız, bu sistemi verileri ile birlikte en yüksek buhar türbin gücüne dolayısıyla en yüksek sistem performansına nasıl en optimum şekilde ulaşabileceğidir. Buhar türbin gücünün artmasıyla toplam sistem verimi de artmaktadır. Burada ilave yakıt yakılması söz konusu olmamıştır. Bu sistem için AIK'nın kaç basınçlı tercih edilmesinin uygun olacağını bulabilmesi için bu bölümde çeşitli basınç ve pinch analizleri yapılmıştır. Yapılan analizlerden elde edilen sonuçlara göre çeşitli  $N_{BT} - PP$ , Alan - PP,  $N_{BT} - Basınç$  ve Alan - Basınç grafikleri elde edilmiştir. Elde edilen bu grafiklere göre en yüksek  $N_{BT}$  yi ve sistem verimini en düşük alana sahip olabilen sistemde hangi AIK basınç sayısında ulaşabileceğine bakılmıştır.

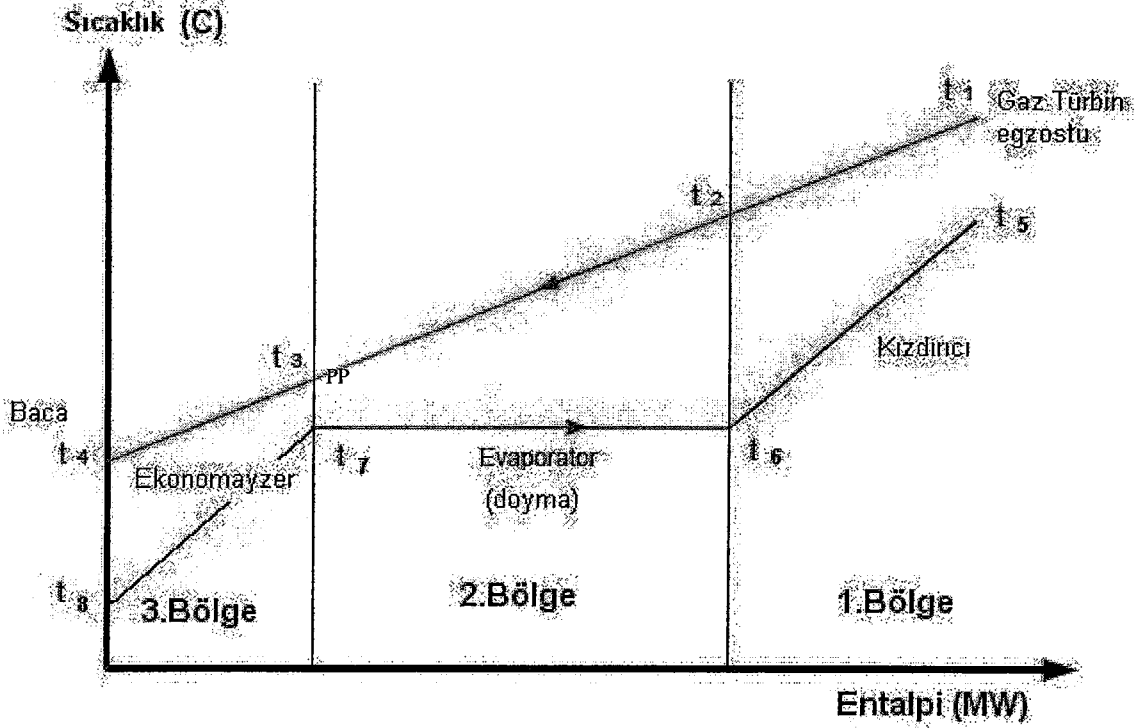
### 3.1 Tek Basıncılı Atık Isı Kazanı



Şekil 3.2 Tek basıncılı AIK'nın şematik diagramı

Tek basıncılı atık ısı kazanlarında istenen basınçta doymuş yada kızgın buhar üretilir. Bu tip kazanlar besleme suyunun ön ısıtmaya maruz kaldığı ekonomayzer, ısıtma ve buharlaşmanın sağlandığı evaporatör ve buharın kızdırıldığı kızdırıcı bölümlerinden oluşur. Gaz türbini çıkışında duman gazlarının sıcaklığı yüksek olduğundan kızdırıcı bölümü türbinden çıkış tarafına yerleştirilir. Daha sonra sıralama evaporatör ve ekonomayzer şeklindedir. Şekil 3.2 de şematik olarak tek basıncılı AIK verilmiştir. Besleme suyunun basıncı, besleme pompasında istenen basınca kadar yükseltilir. Bu kazanlarda üretilen buhar miktarı, buhar basıncı, buhar çıkış sıcaklığı, PP sıcaklığına bağlı olarak değişmektedir. Gaz türbini çıkışındaki gazların sıcaklığı ve debisi sabit olduğundan bu kazanlarda istenen, buhar türbininden ele edilen gücün fazla olmasıdır. Bu amaçla, öncelikle AIK'daki kütle ve enerji dengesi yazılacaktır.





Şekil 3.3 Tek basınçlı AIK daki sıcaklık entalpi diagramı

Yukarıdaki Şekil 3.3 de tek basınçlı bir AIK'daki sıcaklık - entalpi diyagramı verilmiştir.

### 3.1.1 Tek basınçlı AIK da enerji kütle denklemleri

Şekil 3.3 de gösterilen  $T_1$ ,  $T_8$ ,  $T_{gir}$  biliniyor ve PP, P kabul ediliyor.

Bilinenler :  $T_1 = 490 \text{ }^\circ\text{C}$ ,  $KB = T_5 = 450 \text{ }^\circ\text{C}$ ,  $T_8 = T_{gir} = 10 \text{ }^\circ\text{C}$

Kabul edilenler :  $YB = 50\text{bar}$ ,  $PP \text{ (}^\circ\text{C)} = 5, 10, 15, 20, 25, 30, 35, 40, 45, 50$

$$T_4 = T_1 - (T_1 - T_7 - PP) \times \left( \frac{h_5 - h_8}{h_5 - h_7} \right) \quad (3.1)$$

$$m = \frac{c_{pg} \times T_g \times (T_1 - T_7 - PP)}{(h_5 - h_7)} \quad (3.2)$$

$$Q_1 = m_g \times c_{pg} (T_1 - T_2) = m(h_5 - h_6) \quad (3.3)$$

$$Q_2 = m_g \times c_{pg} (T_2 - T_3) = m(h_6 - h_7) \quad (3.4)$$

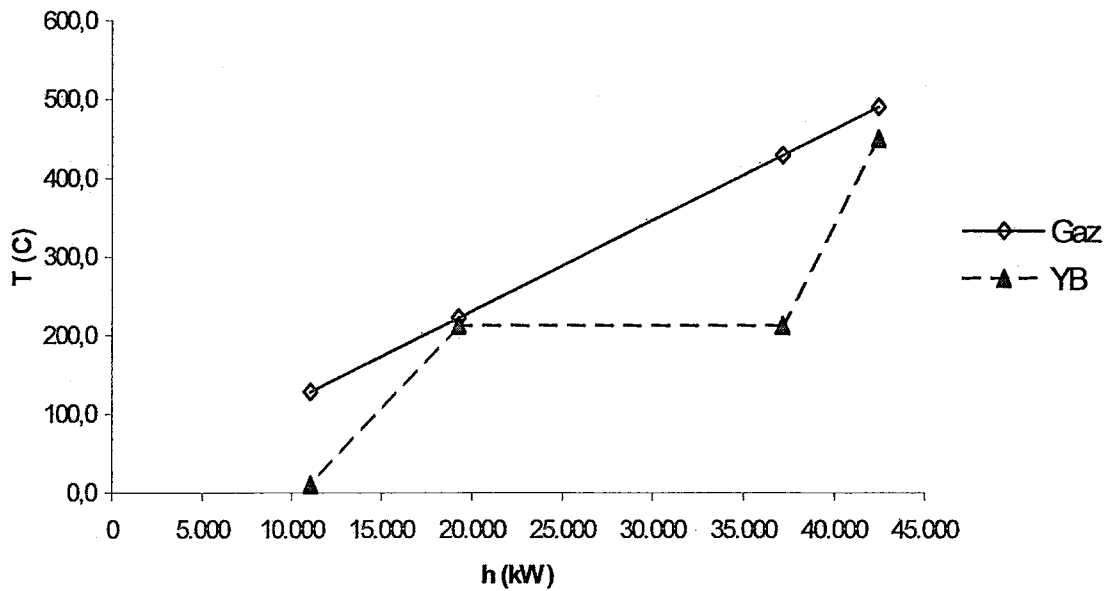
$$Q_3 = m_g \times c_{pg} (T_3 - T_4) = m(h_7 - h_8) \quad (3.5)$$

(Şahin, (1996))

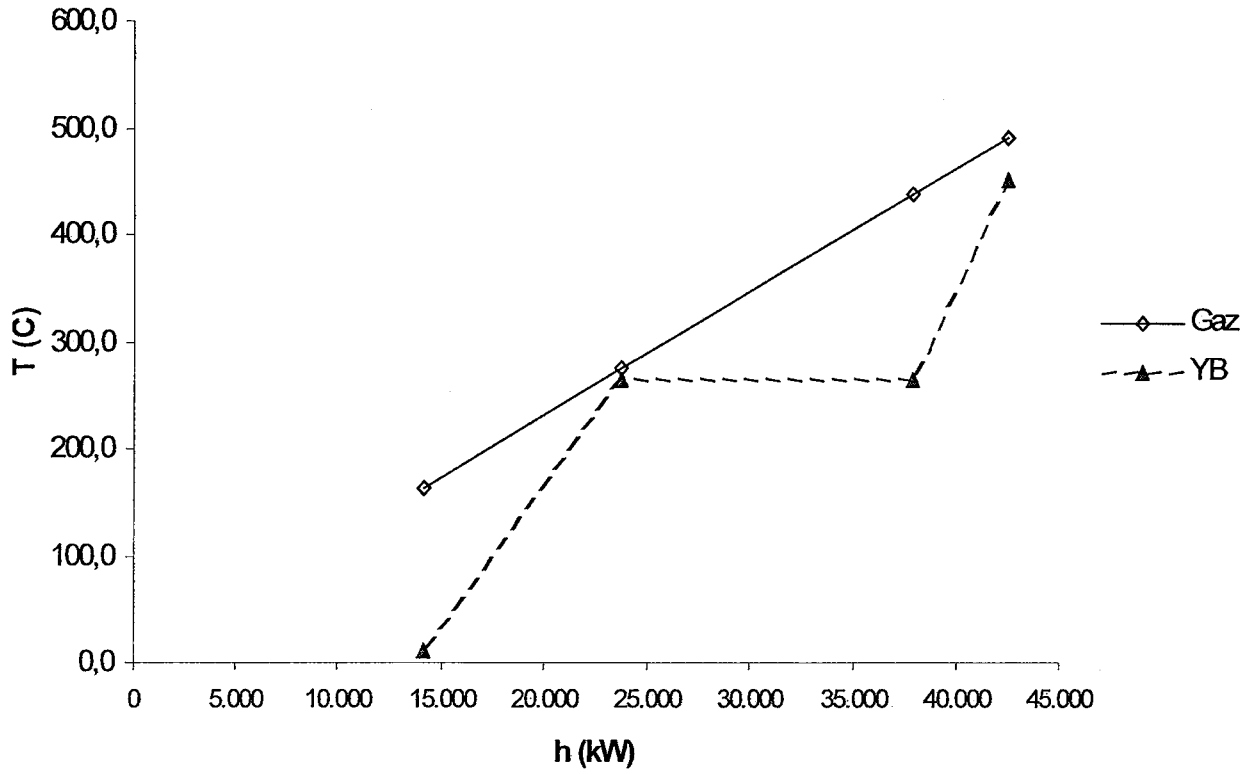
AİK dan elde edilen buhar kombine çevrim santrallerinin buhar türbinlerinde genişletilerek güç üretilir. Herhangi bir ilave yakıt yakılmadığından buhar türbininden elde edilen güç kombine çevrimin hem toplam güç çıktısını hem de termik verimini artırır. Bu nedenle buhar üretim miktarına etki eden AİK'nın buhar gücünü en yüksek seviyeye çıkarması istenir. Bu amaçla AİK dan elde edilen buhar basıncı ve miktarının analiz edilmesi gerekir. Buhar türbininden elde edilen gücü arttırmak tek amaç olduğunda sıcaklık – entalpi diyagramındaki iki eğriyi birbirlerine yaklaştırmak gerekmektedir. Bunun anlamı AİK'nın her bölümündeki duman gazı ile diğer akışkanın sıcaklıklarının birbirlerine yaklaştırılmasıdır. Bu durum ise ısı transfer alanlarının artması ile sonuçlanır. AİK da ısı transfer alanının belirleyici parametresi, PP sıcaklık farkıdır. Tek basıncılı atık ısı kazanları için yaptığımız PP ve basınç analizleri sonucu oluşan çizelge ve grafikler aşağıda gösterilmektedir.

Çizelge 3.1 PP=5°C iken artan YB değerleri için m, N<sub>BT</sub>, A değişimleri

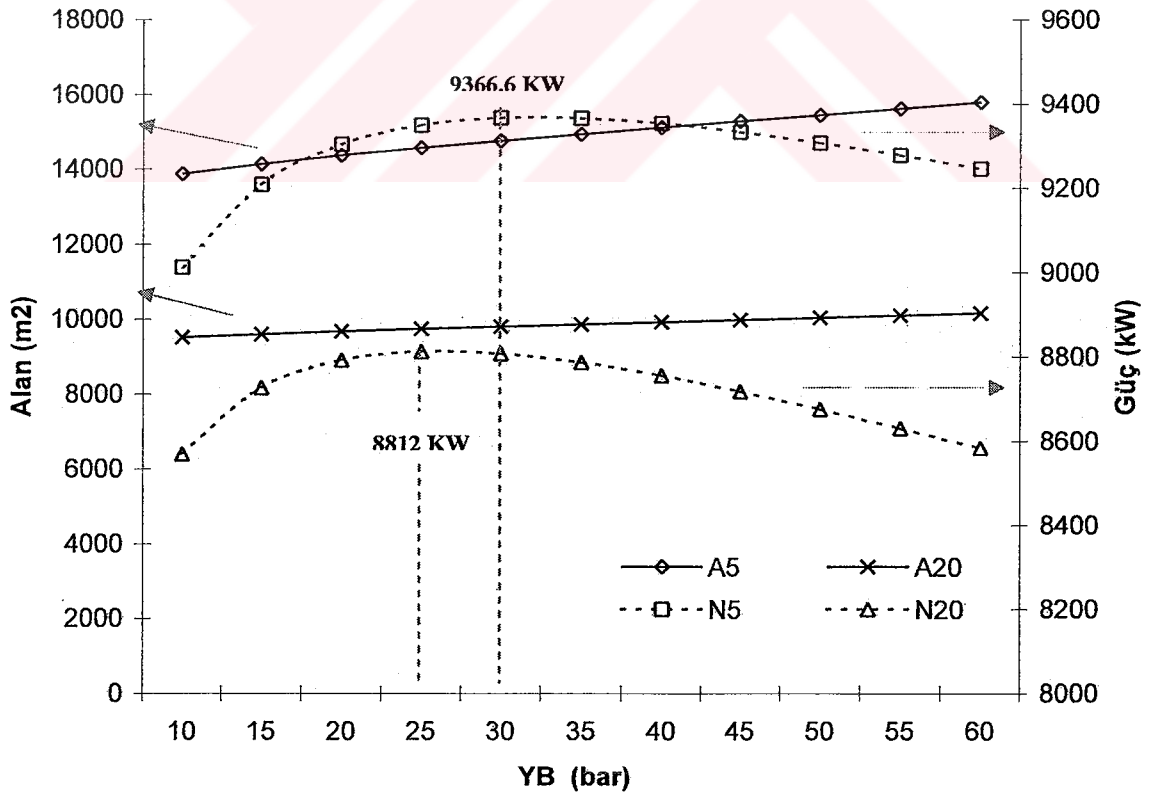
PP = 5 °C											
YB (bar)	10	15	20	25	30	35	40	45	50	55	60
m (kg/s)	10,1	9,9	9,6	9,5	9,3	9,2	9,1	8,9	8,8	8,8	8,7
N <sub>BT</sub> (kW)	9012,5	9208,5	9303,8	9349,5	9366,6	9366	9353,7	9333,4	9307,6	9277,9	9245,6
A (m <sup>2</sup> )	13872,1	14140,1	14367	14570,8	14760,5	14941	15115,6	15286,5	15455,7	15624,3	15793,6



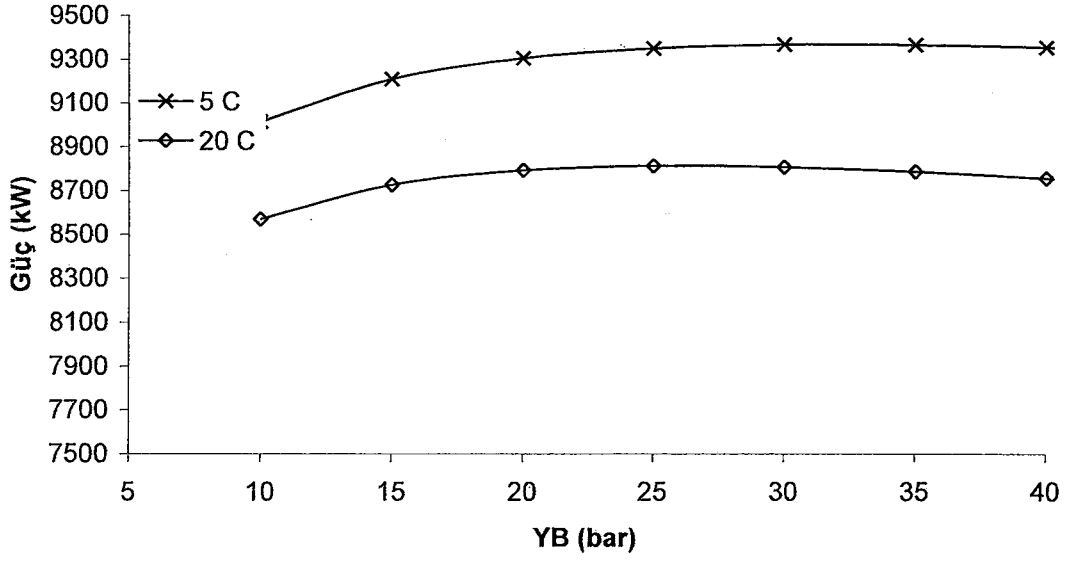
Şekil 3.4 Sıcaklık entalpi diyagramı ( 50 bar PP = 10 °C için )



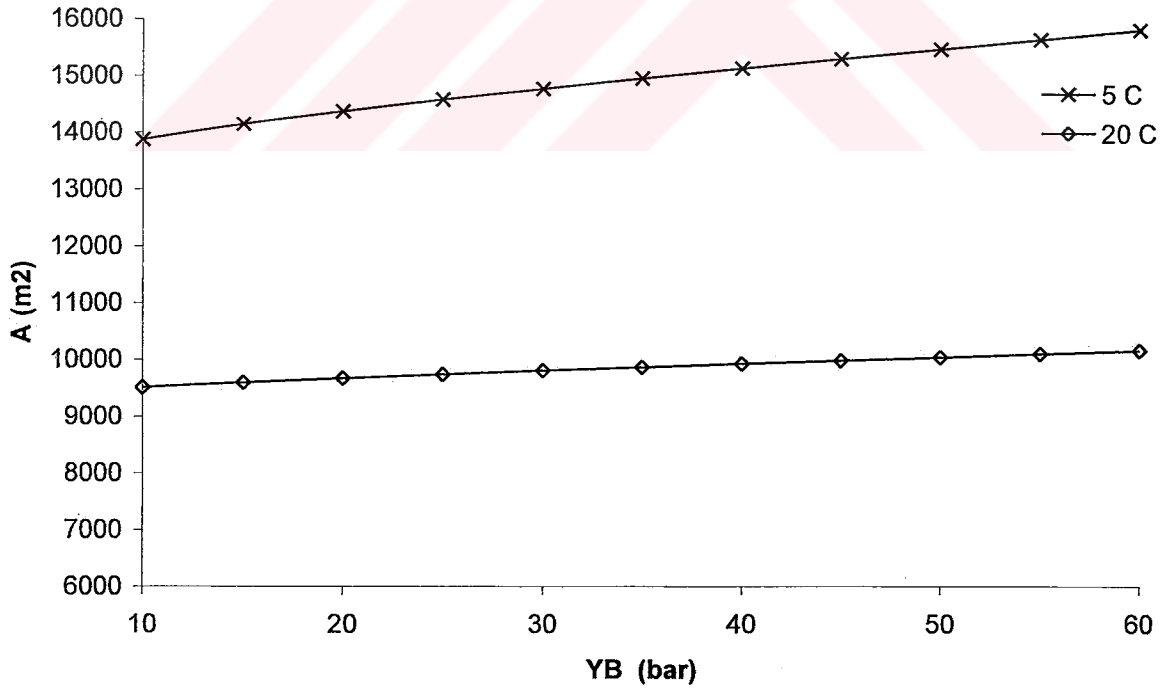
Şekil 3.5 Sıcaklık entalpi diyagramı (20 bar PP = 10 °C için)



Şekil 3.6 Alan YB güç grafiği



Şekil 3.7 Güç-YB grafiği



Şekil 3.8 Alan-YB grafiği

PP ekonomayzer kısmındaki evaporatör giriş gazı sıcaklığı ile doyma sıcaklığı arasındaki fark olarak tanımlanır. PP değeri arttıkça AIK verimi düşer fakat bunun yanı sıra maliyette beraberinde azalır.

Şekil 3.6 ya baktığımızda tek basınçlı AIK'nın basınç analizi söz konusudur. Bu şekilden de anlaşılacağı üzere PP in  $5^{\circ}\text{C}$  ve  $20^{\circ}\text{C}$  sabit değerleri için basınç ve güç grafiğindeki eğriler bir maksimumdan geçer. Şekil 3.6 da görüldüğü üzere PP in azalması gücü arttırmaktadır. PP'nin  $20^{\circ}\text{C}$  olduğu noktada güç daha düşüktür. PP=  $5^{\circ}\text{C}$  iken güç değeri  $P = 30$  bar da maksimumdan geçer ve 9366 kW olarak okunur. PP=  $20^{\circ}\text{C}$  iken güç değeri  $P = 25$  bar da maksimumdan geçer ve 8812 kW okunur.

Yine şekil 3.6 da toplam alan değerleri ile basınç değerleri arasındaki eğrilerin gösterimi söz konusudur. Burada basınç değerinin artması ile toplam alanında lineer olarak arttığı gözlenmektedir. Fakat bunun yanı sıra yine  $5^{\circ}\text{C}$  olan PP değerinde, eğrinin toplam alanı daha fazla olup PP=  $20^{\circ}\text{C}$  için olan eğrinin toplam alanı daha düşüktür. PP in artmasının toplam alanı düşürdüğü sonucu bu şekilde çıkartılabilir.

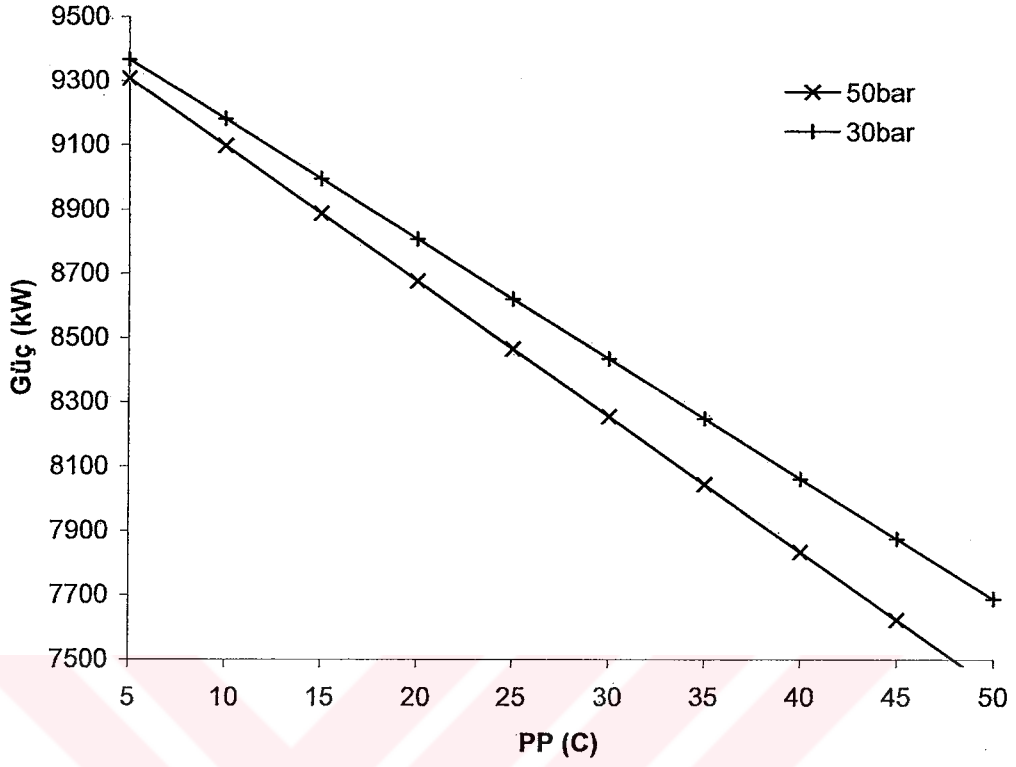
Çizelge 3.3 de 50 bar için tüm PP değerlerindeki, debi(m), buhar türbin gücü( $N_{BT}$ ) ve toplam alan(A) değişimleri verilmektedir. Çizelge 3.4te de bu değişimler 30 bar için verilmektedir. Düşük basınçta aynı PP değerleri için m,  $N_{BT}$  ve A değerlerinin daha yüksek basınca göre daha yüksek olduğu gözlemlenmektedir. Bu çizelgelerdeki değerler şekil 3.9 de Güç - PP grafiği olarak verilmiştir. Şekil 3.9 de 50 bar ve 30 bar için PP değerinin artması ile buhar türbini gücünün azaldığı görülmektedir. Dolayısıyla AIK'nın veriminin azaldığını sonucu çıkartılır. Tabi ki öte yandan bu drum maliyeti de düşürmektedir. Diğer tarafta yüksek basınç değerinde  $N_{BT}$  değeri daha yüksektir. Şekil 3.10 da PP in artması ile toplam AIK alanının azaldığı gözlenmektedir. Yine burada da yüksek basınçta daha yüksek alana ihtiyaç duyulmuştur.

Çizelge 3.2 P=30 bar için PP sıcaklığının artışı ile m, N<sub>BT</sub>, A değişimleri

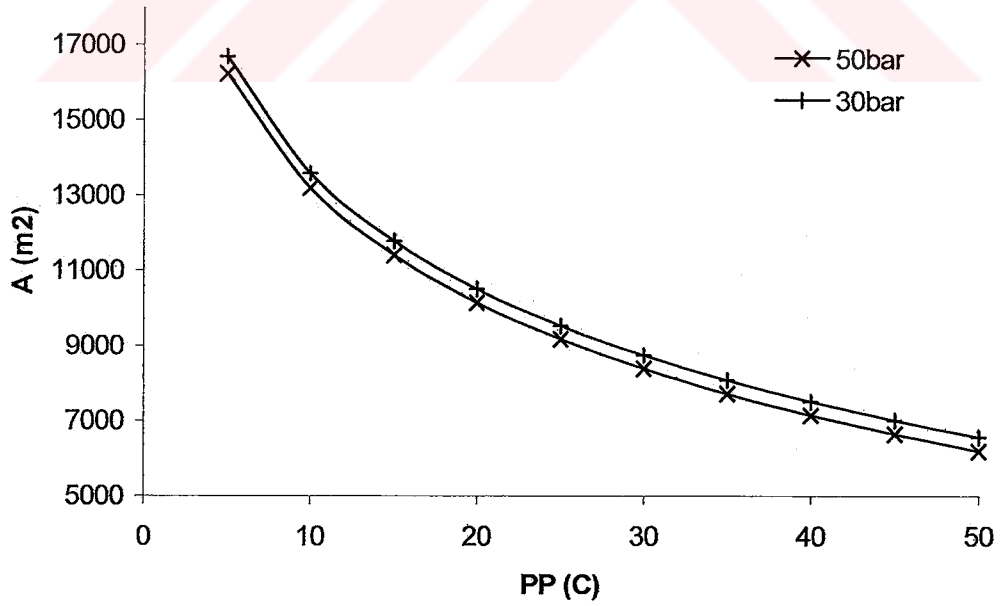
30 bar										
PP (°C)	5	10	15	20	25	30	35	40	45	50
m (kg/s)	9,3	9,1	8,9	8,8	8,6	8,4	8,2	8	7,8	7,6
N <sub>BT</sub> (kW)	9366,6	9180	8993,5	8806,9	8620,3	8433,7	8247,2	8060,6	7874	7687,4
A (m <sup>2</sup> )	16675,7	13579,3	11775,7	10505,2	9527,8	8736,2	8072,4	7502,2	7003	6559,8

Çizelge 3.3 P=50 bar için PP sıcaklığının artışı ile m, N<sub>BT</sub>, A değişimleri

50 bar										
PP (°C)	5	10	15	20	25	30	35	40	45	50
m (kg/s)	8,8	8,6	8,4	8,2	8	7,8	7,6	7,4	7,2	7
N <sub>BT</sub> (kW)	9307,6	9096,9	8886,3	8675,6	8465	8254,3	8043,7	7833,1	7622,4	7411,8
A (m <sup>2</sup> )	16220,9	13183,2	11403,1	10143,2	9170,1	8379,1	7714	7141	6638,3	6190,9



Şekil 3.9 Güç - PP grafiği (50bar ve 30bar için)

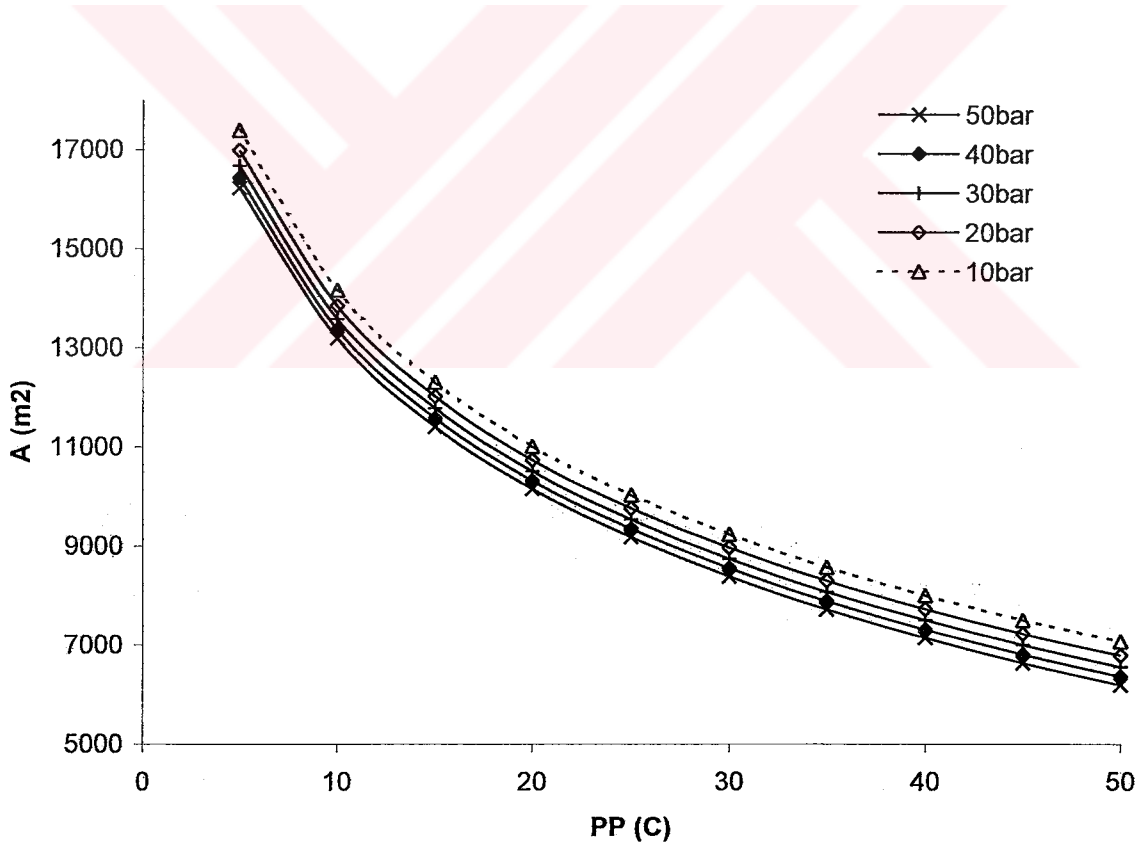


Şekil 3.10 Alan - PP grafiği (50bar ve 30bar için)



Çizelge 3.4 Değişik PP ve basınç değerleri için alan değişimleri

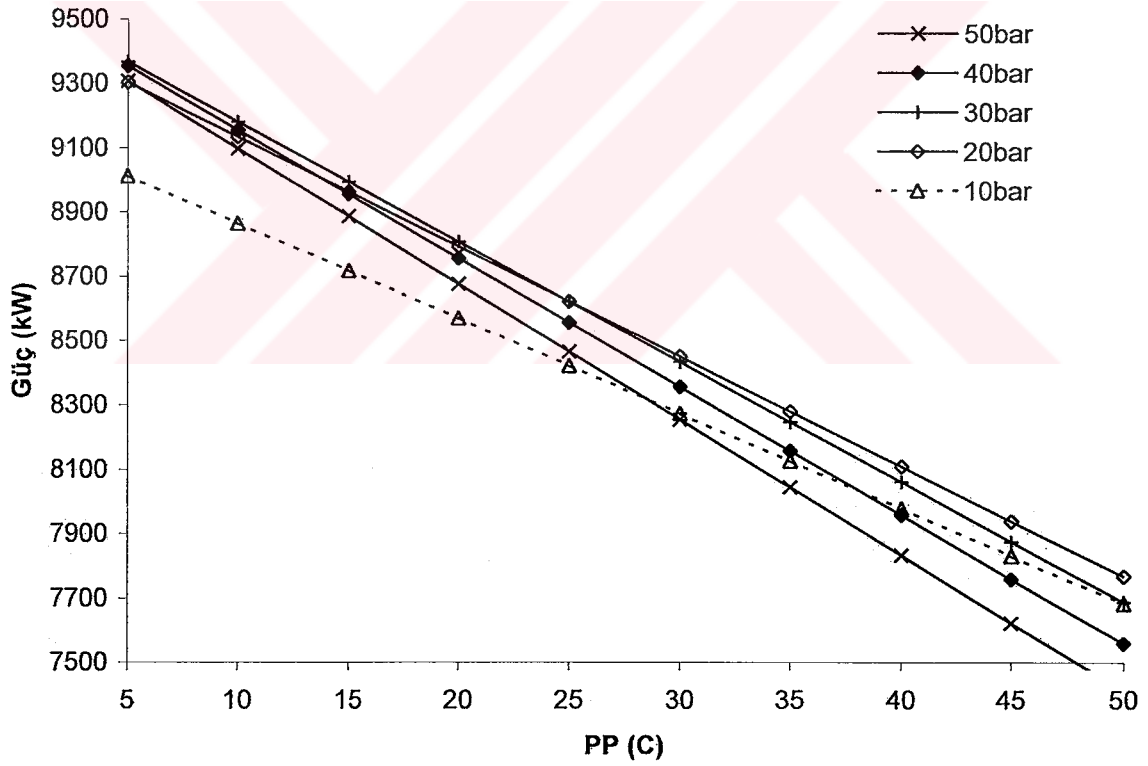
PP (°C)		5	10	15	20	25	30	35	40	45	50
Basınç ( bar )	10	17386	14160,7	12304,8	11010,4	10023	9228,7	8566,7	8000,9	7507,8	7071,7
	20	16983,8	13837,8	12013,5	10733,1	9751,3	8958	8294,5	7725,5	7228,3	6787,5
	30	16675,7	13579,3	11775,7	10505,2	9527,8	8736,2	8072,4	7502,2	7003	6559,8
	40	16427	13365	11575,4	10311,5	9337,1	8546,2	7882	7310,6	6809,7	6364,4
	50	16220,9	13183,2	11403,1	10143,2	9170,1	8379,1	7714	7141	6638,3	6190,9



Şekil 3.11 Alan - PP grafiği

Çizelge 3.5 Değişik PP ve basınç değerleri için  $N_{BT}$  değişimleri

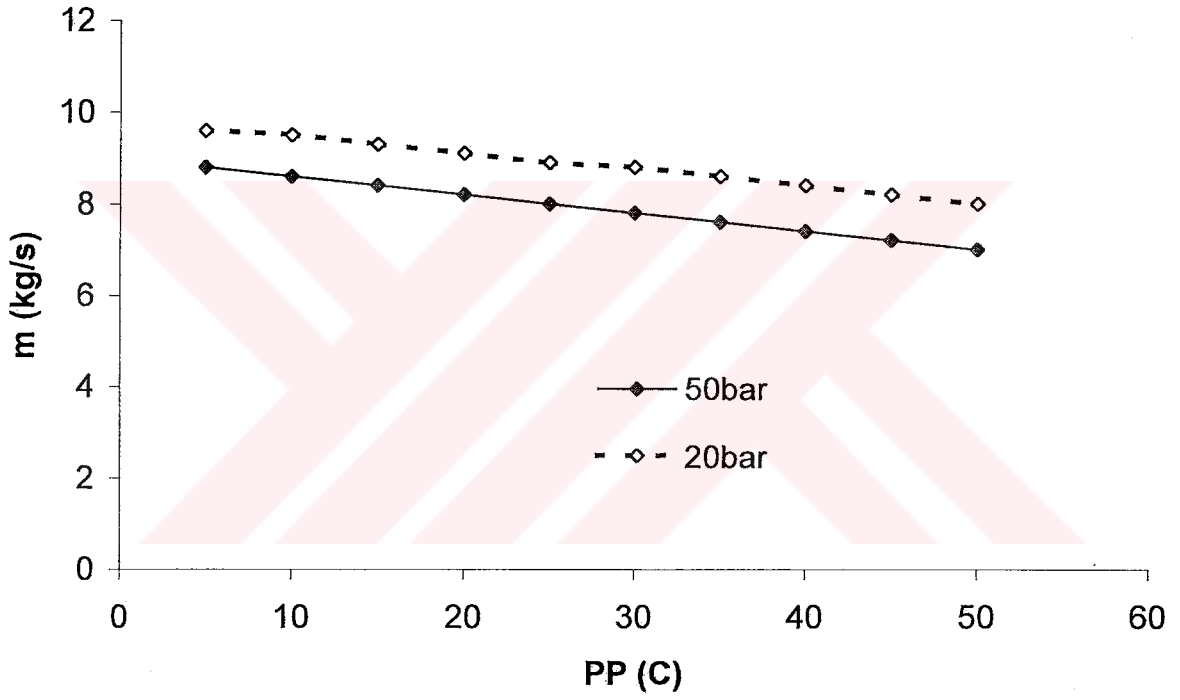
PP (°C)		5	10	15	20	25	30	35	40	45	50
Basınç ( bar )	10	9012,5	8864,8	8717	8569,2	8421,5	8273,7	8125,9	7978,2	7830,4	7682,7
	20	9303,8	9133,1	8962,4	8791,7	8620,9	8450,2	8279,5	8108,8	7938,1	7767,3
	30	9366,6	9180	8993,5	8806,9	8620,3	8433,7	8247,2	8060,6	7874	7687,4
	40	9353,7	9154,2	8954,8	8755,4	8556	8356,5	8157,1	7957,7	7758,3	7558,8
	50	9307,6	9096,9	8886,3	8675,6	8465	8254,3	8043,7	7833,1	7622,4	7411,8



Şekil 3.12 Güç - PP grafiği

Çizelge 3.6 Değişik PP değerlerinde 20 bar ve 50 bar basınç değerleri için m değişimleri

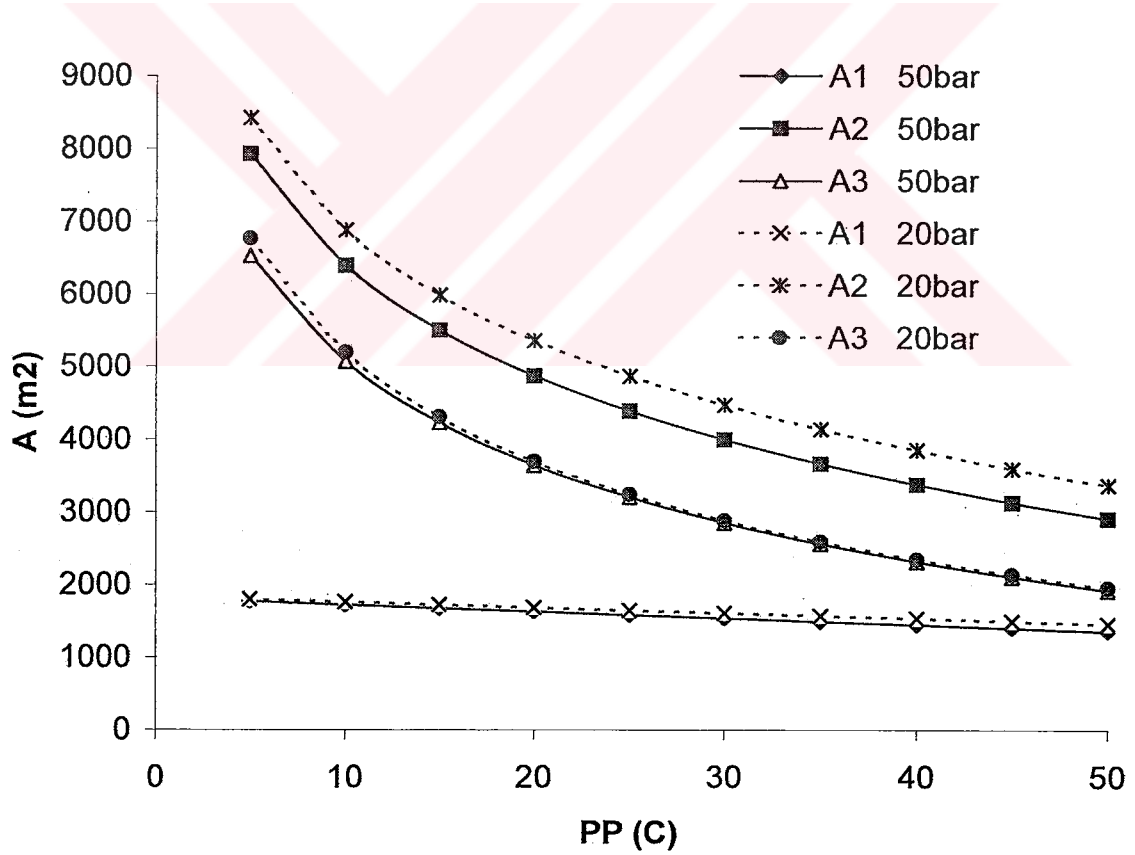
PP (°C)			5	10	15	20	25	30	35	40	45	50
Basınç (bar)	20	m (kg/s)	9,6	9,5	9,3	9,1	8,9	8,8	8,6	8,4	8,2	8
	50		8,8	8,6	8,4	8,2	8	7,8	7,6	7,4	7,2	7



Şekil 3.13 Kütlesel debinin PP ile değişim grafiği

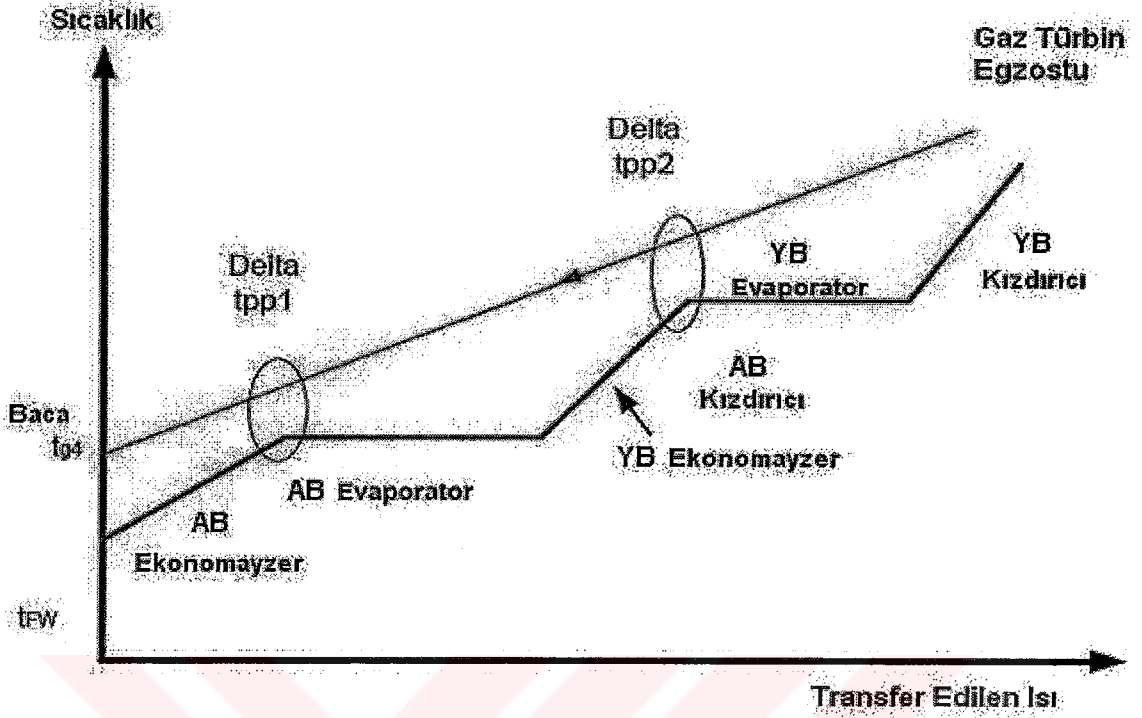
Çizelge 3.7 Değişik PP değerlerinde 20 bar ve 50 bar basınç değerleri için üç basınçlı AIK'daki alan değişimler

PP (°C)		5	10	15	20	25	30	35	40	45	50	
Basınç (bar)	20	A1 (m <sup>2</sup> )	1801	1762,1	1723,3	1684,9	1646,7	1608,8	1571,1	1533,7	1496,5	1459,6
		A2 (m <sup>2</sup> )	8419,5	6880	5984,3	5352,2	4864,5	4468	4134,6	3847,2	3595,1	3370,6
		A3 (m <sup>2</sup> )	6763,3	5195,8	4305,8	3696	3240,1	2881,2	2588,8	2344,6	2136,8	1957,3
	50	A1 (m <sup>2</sup> )	1772,2	1724,6	1677,5	1630,7	1584,4	1538,5	1493	1447,8	1403,1	1358,7
		A2 (m <sup>2</sup> )	7925,2	6389,5	5497,5	4869,1	4385	3992,1	3662,2	3378,4	3129,6	2908,6
		A3 (m <sup>2</sup> )	6523,6	5069,1	4228,1	3643,4	3200,8	2848,5	2558,8	2314,8	2105,6	1923,6



Şekil 3.14 Toplam santral alanının PP ile değişim grafiği

### 3.2 İki Basıncılı Atık Isı Kazanı



Şekil 3.15 İki basıncılı AIK'daki sıcaklık entalpi diyagramı

AIK içerisindeki su tarafındaki kullanılan iki basıncılı sistem kayıpları azaltmakta ( ekserji doğrular arasındaki alandır ) ve böylece kombine çevrim verimini arttırmaktadır.

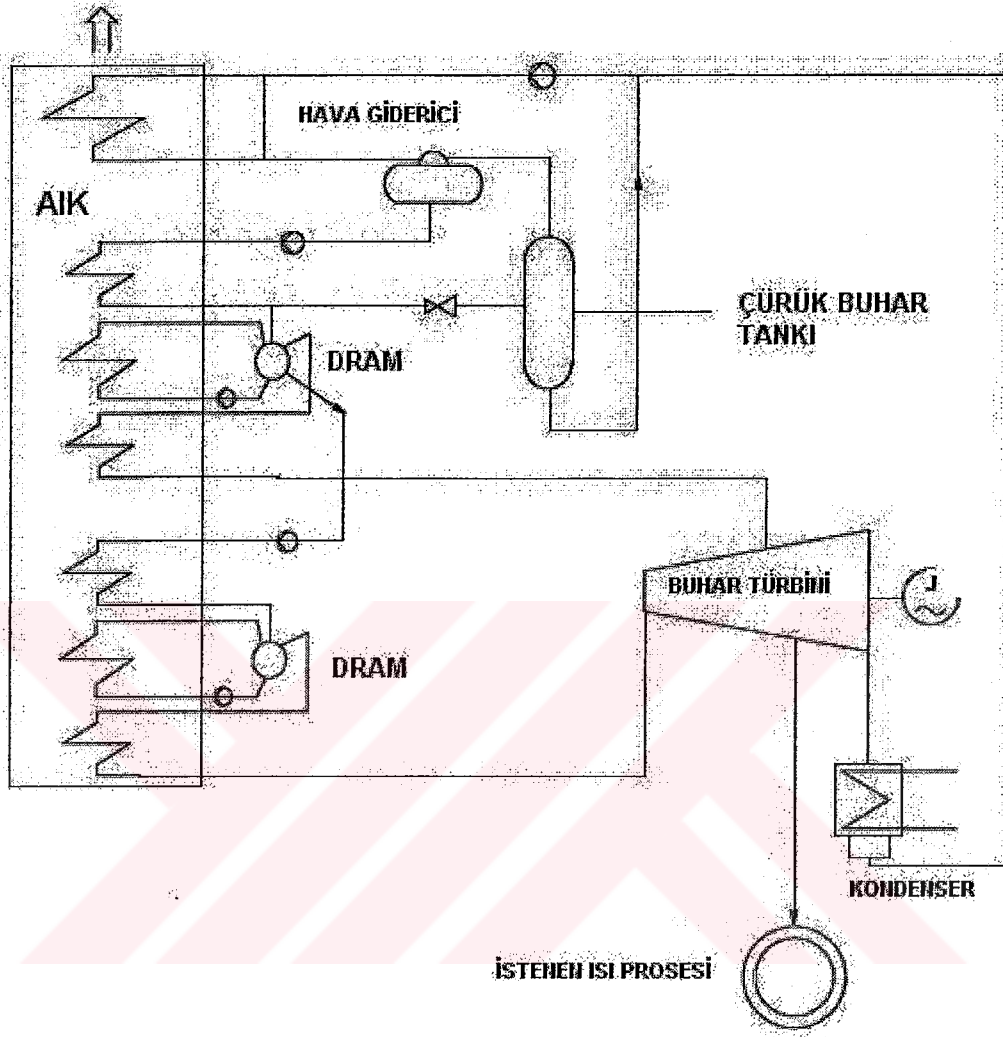
Çift basıncılı sistem, egzost sıcaklığı 600 °C den yüksek olan büyük gaz türbinleri için daha uygundur.

Tipik Basıncı Kombinasyonları :

AB : 3-5 bar

YB : Yüksek basınç daha çok nemli buhar (= yüksek  $x$ ) yarattığından çok yüksek olmamalıdır(60-80bar). Spesifik buhar türbini için izin verilen  $x$  değeri en yüksek basıncı belirlemektedir.

Genelde, AIK içerisinde iki basınç kullanımı tek basınç kullanımına oranla çevrim veriminde % 11'lik bir artışı sağlamaktadır. Çift basınç sistemlerindeki fazla maliyet verimdeki kazanç ile dengelenmelidir. Bunların yanı sıra üç basınç seviyesinden yüksek sistemlerin nadiren fayda sağladığı da söylenebilir.



Şekil 3.16 İki basınçlı AİK'nın şematik diyagramı

### 3.2.1 İki Basıncılı AIK da Enerji Kütle Denklemleri

Şekil 3.15te gösterilen  $T_1$ ,  $T_{12}$  biliniyor. YB, AB, PP ise kabul ediliyor. Buna göre denklemleri yazacak olursak; ( $PP_1 = PP_2$ ,  $T_{11} = T_{10}$ ,  $T_9 = T_8$ )

$$T_4 = T_1 - (T_1 - T_9 - PP_1) \times \left( \frac{h_7 - h_{11}}{h_7 - h_9} \right) \quad (3.6)$$

$$m_1 = \frac{c_{pg} \times m_g (T_1 - T_9 - PP_1)}{h_7 - h_9} \quad (3.7)$$

$$m_2 = \frac{c_{pg} \times m_g (T_4 - T_{11} - PP_2)}{h_{10} - h_{11}} \quad (3.8)$$

$$T_6 = T_5 - \frac{m(h_{11} - h_{12})}{m_g \times c_{pg}} \quad (3.9)$$

$$m = m_1 + m_2 \quad (3.10)$$

$$Q_1 = m_g \times c_{pg} (T_1 - T_2) = m_1 (h_7 - h_8) \quad (3.11)$$

$$Q_1 = m_g \times c_{pg} (T_2 - T_3) = m_1 (h_8 - h_9) \quad (3.12)$$

$$Q_1 = m_g \times c_{pg} (T_3 - T_4) = m_1 (h_9 - h_{10}) \quad (3.13)$$

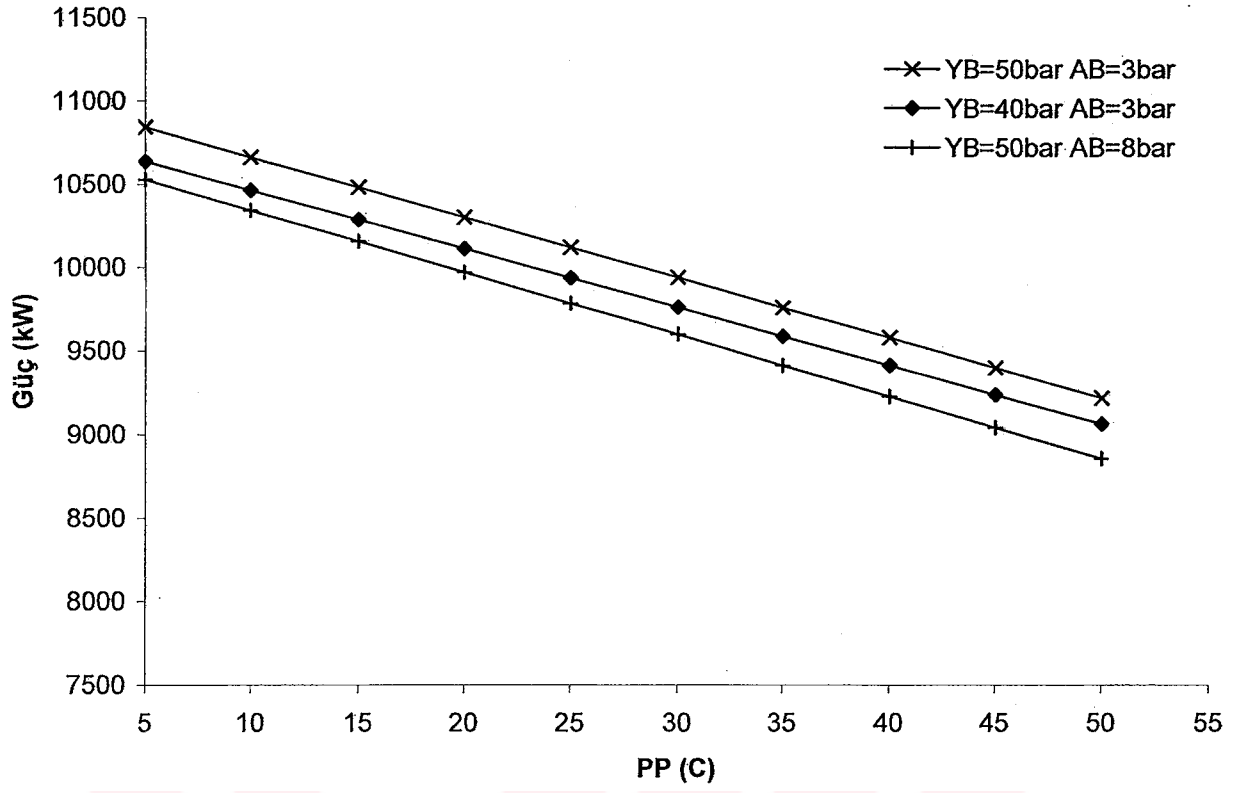
$$Q_1 = m_g \times c_{pg} (T_4 - T_5) = m_1 (h_{10} - h_{11}) \quad (3.14)$$

$$Q_1 = m_g \times c_{pg} (T_5 - T_6) = m_1 (h_{11} - h_{12}) \quad (3.15)$$

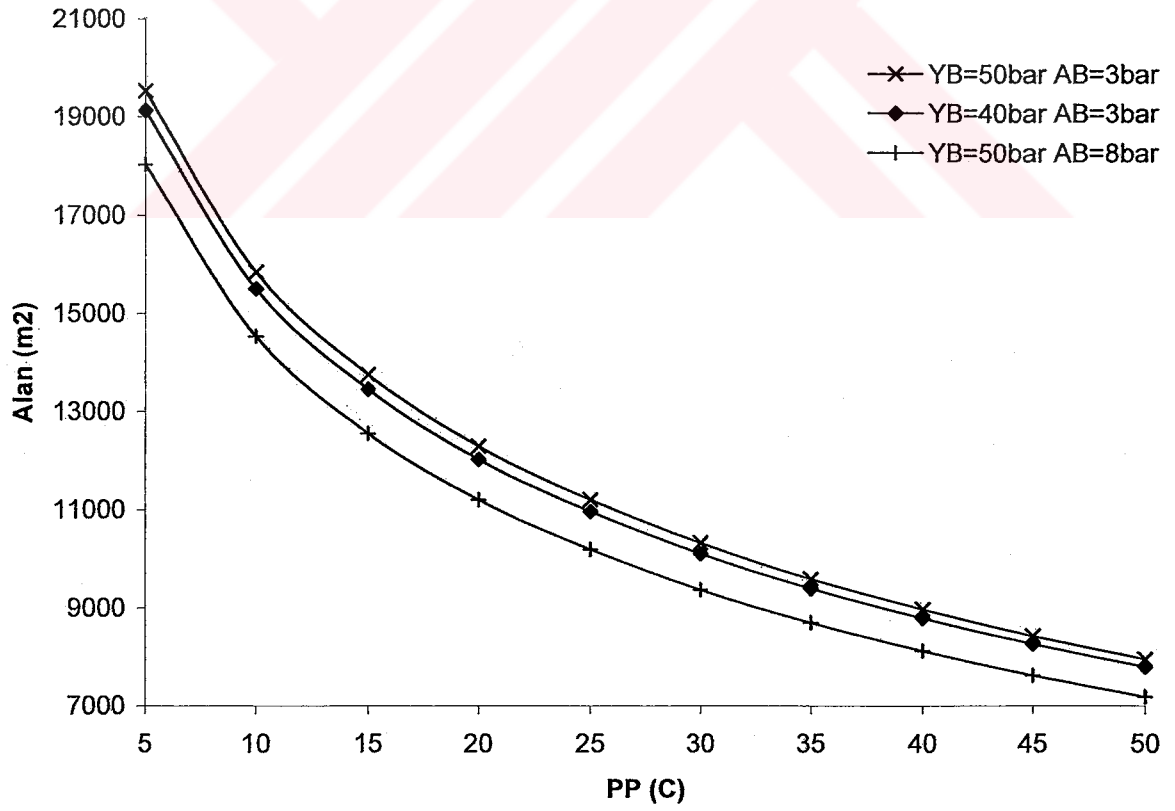
(Şahin, (1996))







Şekil 3.17 Buhar türbin gücü ile PP değişimi diyagramı



Şekil 3.18 Toplam santral alanı ile PP değişimi diyagramı

Burada öncelikle çizelge 3.8 ile çizelge 3.9'u karşılaştırılmaktadır. Çizelge 3.8'de yüksek basınç yani YB değeri 50 bar olup, düşük basınç yani AB değeri 3 bar'dır. Çizelge 3.9'da ise YB=40 bar ve AB=3 bar olup, AB değeri sabittir. Burada yüksek basıncın 10 bar azalması söz konusudur. AB değerleri ise her iki çizelgede de aynıdır.  $m$ ,  $N_{BT}$ ,  $A$  ve entalpi farkı ( $dh$ ) değerleri YB=50 bar olan çizelge 3.8 de YB=40 bar olan çizelge 3.9'a göre daha yüksektir. Bundan dolayı yüksek basıncın artmasıyla  $m$ ,  $N_{BT}$ ,  $A$ ,  $dh$  değerlerinin arttığını söylenebilir.

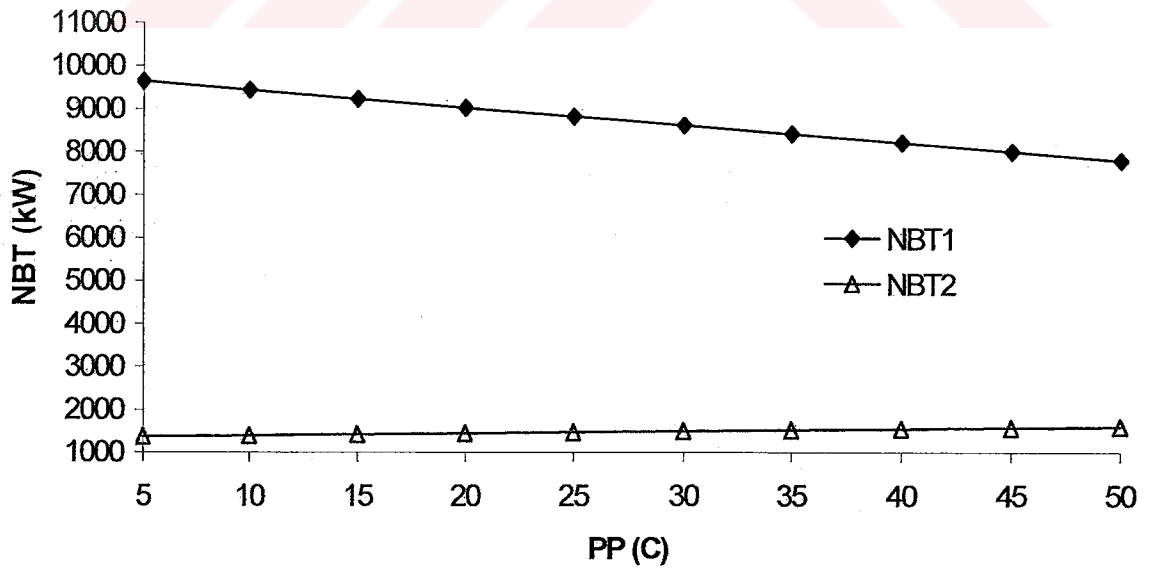
Çizelge 3.10 ise YB=50 bar ve AB=8 bar için olup, düşük basıncın diğer çizelgelere göre artışı söz konusudur. Bu çizelgede de görüldüğü üzere AB=8 bar olduğunda  $m$ ,  $N_{BT}$  ve  $A$  değerlerinin AB'nin 3 bar olduğu çizelge 3.8 ve 3.9'a göre daha düşük olduğu görülmektedir.  $dh$  değeri ise çizelge 3.10 ve çizelge 3.8'de aynı olup, YB'lerin eşit olmasıyla bağlantılı olduğu gözlenir.

Şekil 3.17'da yukarıda bahsettiğimiz değişimlerin grafiksel gösterimi bulunmaktadır. En yüksek AB değerinde en düşük buhar türbini gücü elde edilebilmekte olduğu şekilde görülmektedir. Diğer iki oluşumda ise AB değerleri eşit olup (3 bar) YB değerleri birbirinden farklıdır. Bu ikisindeki kıyaslama ise şekil 3.17'da da görüldüğü gibi YB değeri daha düşük olanın daha düşük  $N_{BT}$  gücü elde edeceği doğrultusundadır. Yine bu şekilde gözlenen şudur ki buhar türbin gücünün azalmasıyla PP değeri artmaktadır. Şekil 3.18'de ise toplam alan ile PP değişimi gösterilmektedir. Burada da en yüksek alçak basınç değeri olan AB=8 bar ve YB=50 bar iken en düşük toplam alan değerine ulaşılmaktadır. AB değerleri eşit olup, YB değerleri birbirinden farklı olan diğer iki değişimde ise YB değeri büyük olanın toplam alan değeri daha yüksektir. Çizelge 3.11 ve ardında yer alan şekil 3.19'de anlatılan ise YB=50 bar ve AB=3 bar için güç-PP gösterimidir. Burada buhar türbin gücünün toplamı ve ayrı ayrı 1. ve 2. bölgelerdeki  $N_{BT}$  değerleri gösterilmektedir. Çizelge 3.11'den de anlaşılacağı üzere  $N_{BT}=N_{BT1}+N_{BT2}$ 'dir ve  $m=m_1+m_2$ 'dir. İkinci bölgede güç ve buhar debisi değerleri birinci bölgedeki güç ve buhar değerlerine göre çok daha küçüktür.

Şekil 3.19'de  $N_{BT1}$  değerinin  $N_{BT2}$  değerinden çok daha yüksek olduğu görülmekte olup aynı zamanda  $N_{BT1}$  değeri PP'nin artmasıyla birlikte azalması söz konusudur.  $N_{BT2}$  değeri ise PP değeri arttıkça çok az oranda da olsa artmaktadır. Buradan anlaşılan şudur ki toplam buhar türbin gücünün, PP ile değişimi  $N_{BT1}$  değerinde görüldüğü gibi ters orantılıdır.  $N_{BT2}$  değeri çok küçük olduğu için toplam buhar türbin gücünü  $N_{BT1}$  değeri kadar çok etkilememekte olup, toplam buhar türbin gücünün PP ile olan değişimi aynen  $N_{BT1}$ 'in PP ile olan değişimi gibidir.

Çizelge 3.11 İki basıncılı AIK da YB=50 bar, AB=3 bar iken  $m$ ,  $m_1$ ,  $m_2$ ,  $N_{BT}$ ,  $N_{BT1}$ ,  $N_{BT2}$ ,  $A$ ,  $dh$ ,  $dh_1$  ve  $dh_2$  değişimleri

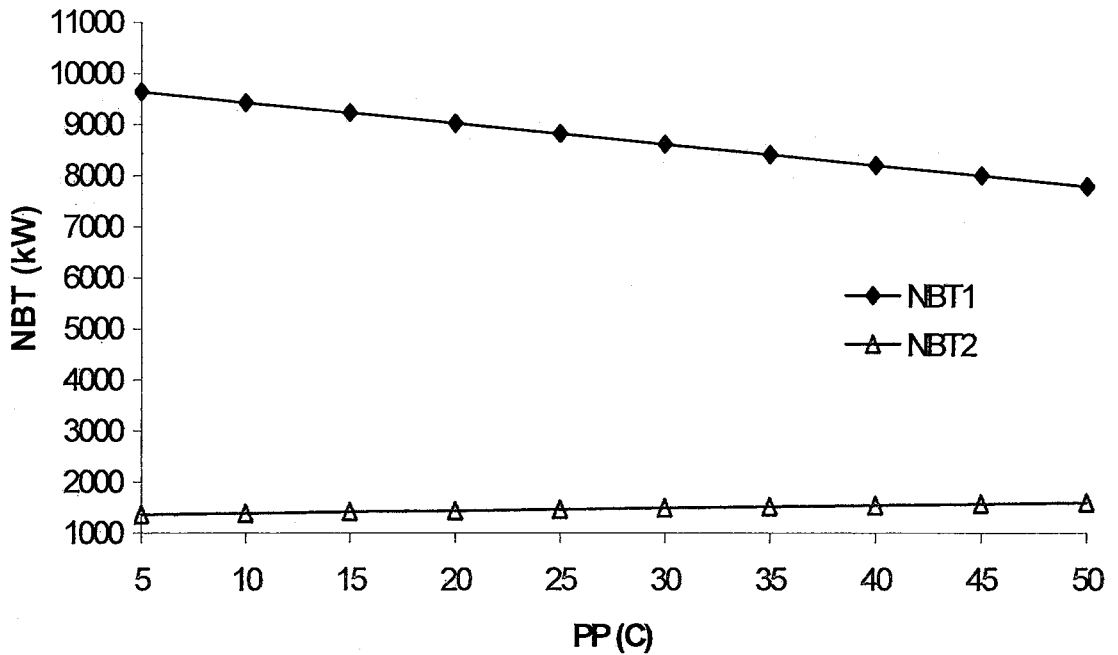
	YB = 50 bar					AB = 3 bar				
PP (°C)	5	10	15	20	25	30	35	40	45	50
$m$ (kg/s)	11,6	11,5	11,4	11,2	11,1	10,9	10,8	10,6	10,5	10,3
$m_1$ (kg/s)	8,8	8,6	8,4	8,2	8	7,8	7,6	7,4	7,2	7
$m_2$ (kg/s)	2,8	2,8	2,9	3	3	3,1	3,1	3,2	3,2	3,3
$N_{BT}$ (kW)	10839,6	10659,1	10478,5	10298	10117,5	9936,9	9756,4	9575,8	9395,3	9214,8
$N_{BT1}$ (kW)	9311,343	9100,734	8890,124	8679,515	8468,906	8258,296	8047,687	7837,077	7626,468	7415,858
$N_{BT2}$ (kW)	1532,39	1562,505	1592,619	1622,733	1652,847	1682,962	1713,076	1743,19	1773,305	1803,419
$A$ (m <sup>2</sup> )	19531,4	15837,2	13742,1	12294,2	11196,4	10317,1	9586,4	8963,1	8420,6	7941,1
$dh$ (kJ/kg)	1237,5	1237,5	1237,5	1237,5	1237,5	1237,5	1237,5	1237,5	1237,5	1237,5
$dh_1$ (kJ/kg)	1237,48	1237,48	1237,48	1237,48	1237,48	1237,48	1237,48	1237,48	1237,48	1237,48
$dh_2$ (kJ/kg)	645,2631	645,2631	645,2631	645,2631	645,2631	645,2631	645,2631	645,2631	645,2631	645,2631



Şekil 3.19 Güç PP diyagramı ( YB = 50 bar ve AB = 3 bar için )

Çizelge 3.12 İki basınçlı AIK da YB=40 bar, AB=3 bar iken  $m$ ,  $m_1$ ,  $m_2$ ,  $N_{BT}$ ,  $N_{BT1}$ ,  $N_{BT2}$ ,  $A$ ,  $dh$ ,  $dh_1$  ve  $dh_2$  değişimleri

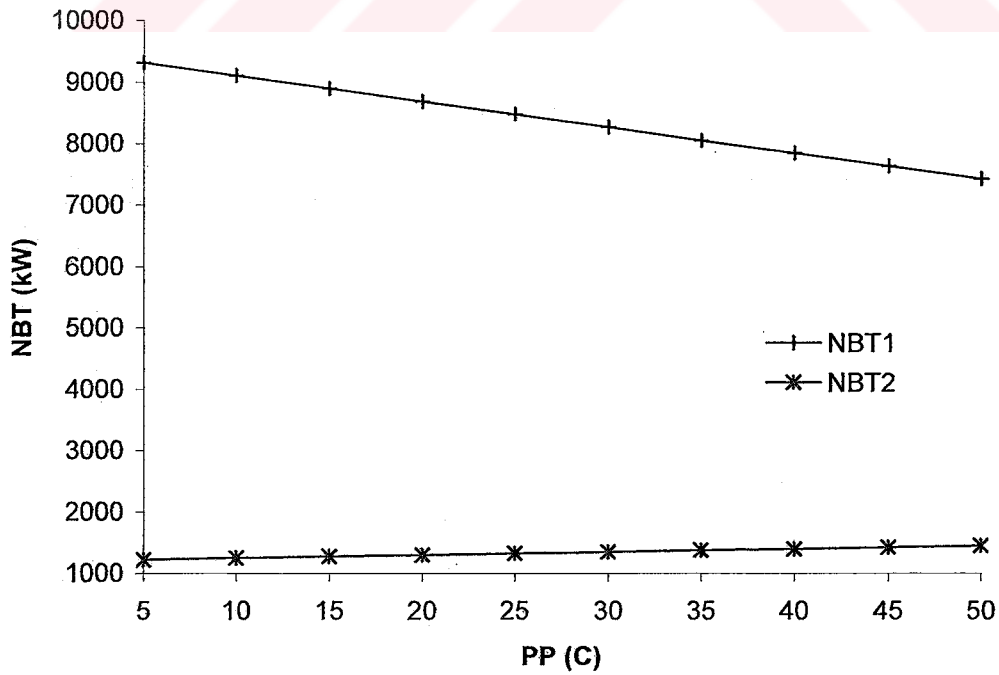
YB = 40 bar AB = 3 bar										
PP (°C)	5	10	15	20	25	30	35	40	45	50
$m$ (kg/s)	11,5	11,4	11,2	11,1	10,9	10,8	10,7	10,5	10,4	10,2
$m_1$ (kg/s)	9,1	8,9	8,7	8,5	8,3	8,1	7,9	7,7	7,5	7,3
$m_2$ (kg/s)	2,5	2,5	2,6	2,6	2,7	2,7	2,8	2,8	2,9	2,9
$N_{BT}$ (kW)	10635,1	10460	10284,9	10109,8	9934,7	9759,5	9584,4	9409,3	9234,2	9059,1
$N_{BT1}$ (kW)	9634,075	9428,782	9223,489	9018,197	8812,904	8607,612	8402,319	8197,026	7991,734	7786,441
$N_{BT2}$ (kW)	1357,376	1383,119	1408,863	1434,606	1460,349	1486,093	1511,836	1537,579	1563,323	1589,066
$A$ (m <sup>2</sup> )	19123,9	15494	13441,6	12026,6	10955,8	10099,3	9388,5	8782,7	8255,8	7790,4
$dh$ (kJ/kg)	1215,4	1215,4	1215,4	1215,4	1215,4	1215,4	1215,4	1215,4	1215,4	1215,4
$dh_1$ (kJ/kg)	1251,016	1251,016	1251,016	1251,016	1251,016	1251,016	1251,016	1251,016	1251,016	1251,016
$dh_2$ (kJ/kg)	645,2631	645,2631	645,2631	645,2631	645,2631	645,2631	645,2631	645,2631	645,2631	645,2631



Şekil 3.20 Güç PP diyagramı ( YB = 40 bar ve AB = 3 bar için )

Çizelge 3.13 İki basıncılı AIK da YB=50 bar, AB=8 bar iken  $m$ ,  $m_1$ ,  $m_2$ ,  $N_{BT}$ ,  $N_{BT1}$ ,  $N_{BT2}$ ,  $A$ ,  $dh$ ,  $dh_1$  ve  $dh_2$  değişimleri

YB = 50 bar AB = 8 bar										
PP (°C)	5	10	15	20	25	30	35	40	45	50
$m$ (kg/s)	10,9	10,8	10,6	10,5	10,3	10,1	10	9,8	9,7	9,5
$m_1$ (kg/s)	8,8	8,6	8,4	8,2	8	7,8	7,6	7,4	7,2	7
$m_2$ (kg/s)	2,1	2,1	2,2	2,2	2,3	2,3	2,3	2,4	2,4	2,5
$N_{BT}$ (kW)	10525,2	10339,4	10153,5	9967,7	9781,9	9596	9410,2	9224,4	9038,5	8852,7
$N_{BT1}$ (kW)	9311,343	9100,734	8890,124	8679,515	8468,906	8258,296	8047,687	7837,077	7626,468	7415,858
$N_{BT2}$ (kW)	1218,727	1243,553	1268,379	1293,204	1318,03	1342,855	1367,681	1392,507	1417,332	1442,158
$A$ (m <sup>2</sup> )	18032,8	14525,1	12554,2	11201,2	10180,2	9365,3	8689,8	8114,5	7614,3	7172,5
$dh$ (kJ/kg)	1237,5	1237,5	1237,5	1237,5	1237,5	1237,5	1237,5	1237,5	1237,5	1237,5
$dh_1$ (kJ/kg)	1237,048	1237,048	1237,048	1237,048	1237,048	1237,048	1237,048	1237,048	1237,048	1237,048
$dh_2$ (kJ/kg)	688,6739	688,6739	688,6739	688,6739	688,6739	688,6739	688,6739	688,6739	688,6739	688,6739

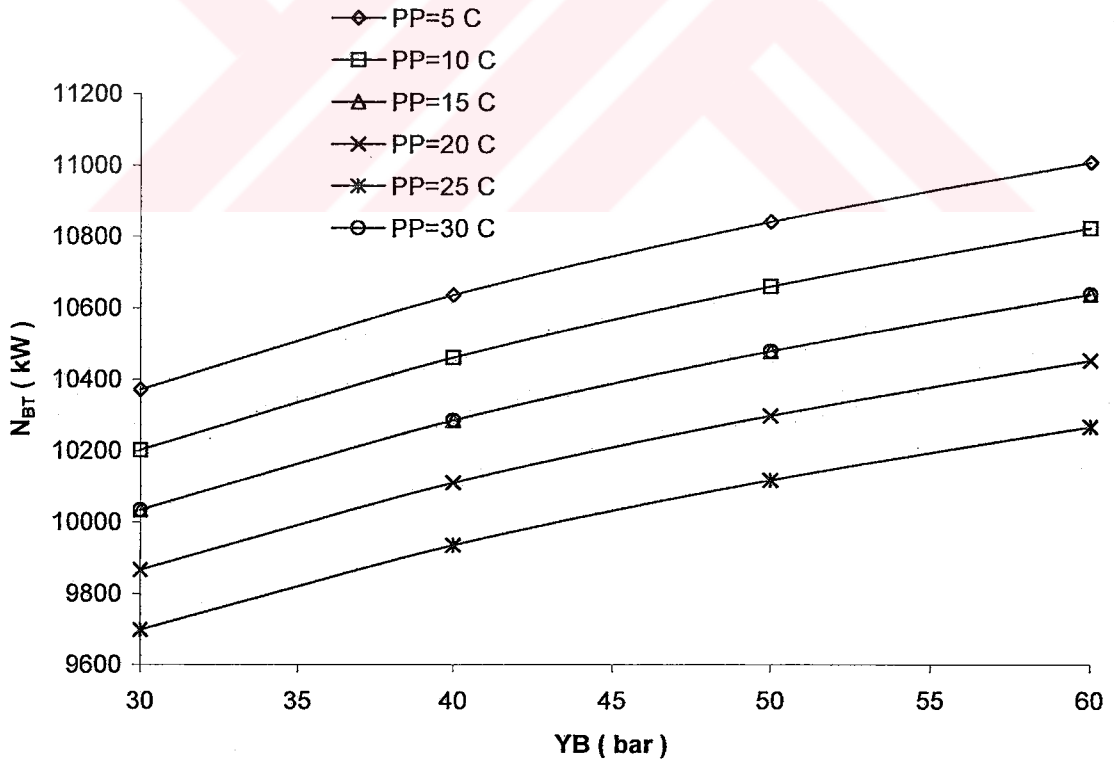


Şekil 3.21 Güç PP diyagramı ( YB = 50 bar ve AB = 8 bar için )

### 3.2.3 Basınç Analizi

Çizelge 3.14 İki Basınlı AIK da 3 bar AB değerinde ve değişik YB değerlerinde artan PP için  $N_{BT}$  değişimleri

AB ( bar )		3			
YB ( bar )		30	40	50	60
PP (°C)	5	10370,6	10635,1	10839,6	11007,7
	10	10202,4	10460	10659,1	10822,7
	15	10034,2	10284,9	10478,5	10637,7
	20	9866	10109,8	10298	10452,7
	25	9697,8	9934,7	10117,5	10267,7
	30	9529,6	9759,5	9936,9	10082,7

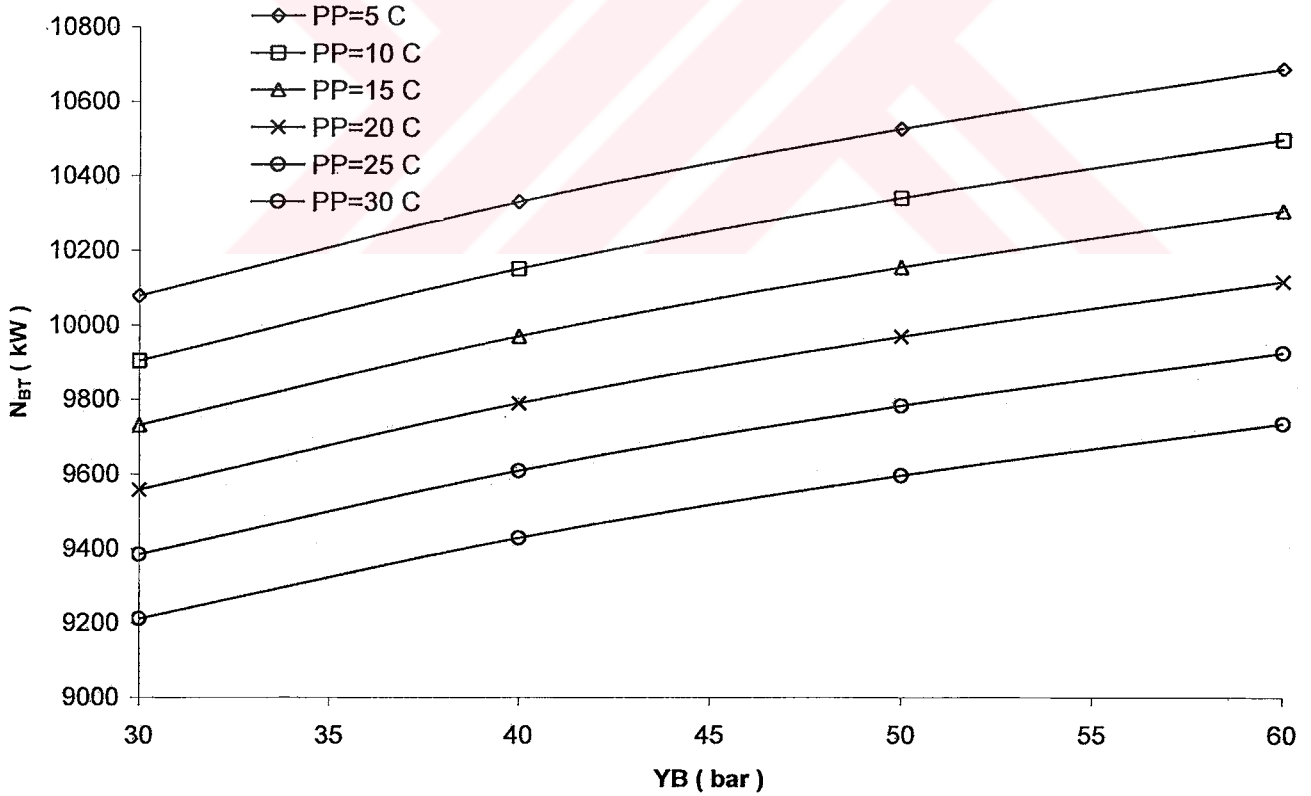


Şekil 3.22  $N_{BT}$  - YB diyagramı ( AB = 3 bar için )



Çizelge 3.15 İki Basıncılı AIK da 8 bar AB değerinde ve değişik YB değerlerinde artan PP için  $N_{BT}$  değişimleri

AB ( bar )		8			
YB ( bar )		30	40	50	60
PP (°C)	5	10077,3	10329,6	10525,2	10686,5
	10	9904,2	10149,3	10339,4	10496
	15	9731	9969,1	10153,5	10305,6
	20	9557,9	9788,8	9967,7	10115,2
	25	9384,7	9608,5	9781,9	9924,8
	30	9211,6	9428,3	9596	9734,4



Şekil 3.23  $N_{BT}$  – YB diyagramı ( AB = 8 bar için )

Çizelge 3.14'te AB değeri sabit olup 3 bardır. Değişim gösteren YB değeri ise 30, 40, 50, 60 bar değerlerini aldıkça  $N_{BT}$  değerleri azalma göstermektedir. Yani PP arttıkça güç değerimiz azalmaktadır. Fakat aynı zamanda YB değerinin artması yani 40, 50, 60 bar değerlerini almasıyla  $N_{BT}$  değeri artmaktadır. Şekil 3.22'de de görüldüğü gibi  $N_{BT}$  değeri;  $PP=5^{\circ}C$  ve  $YB=60$  bar'da maksimuma ulaşır. Yani YB değerinin artması  $N_{BT}$  yi artırır, PP değerinin artışı ise  $N_{BT}$  yi azaltır denilebilir.

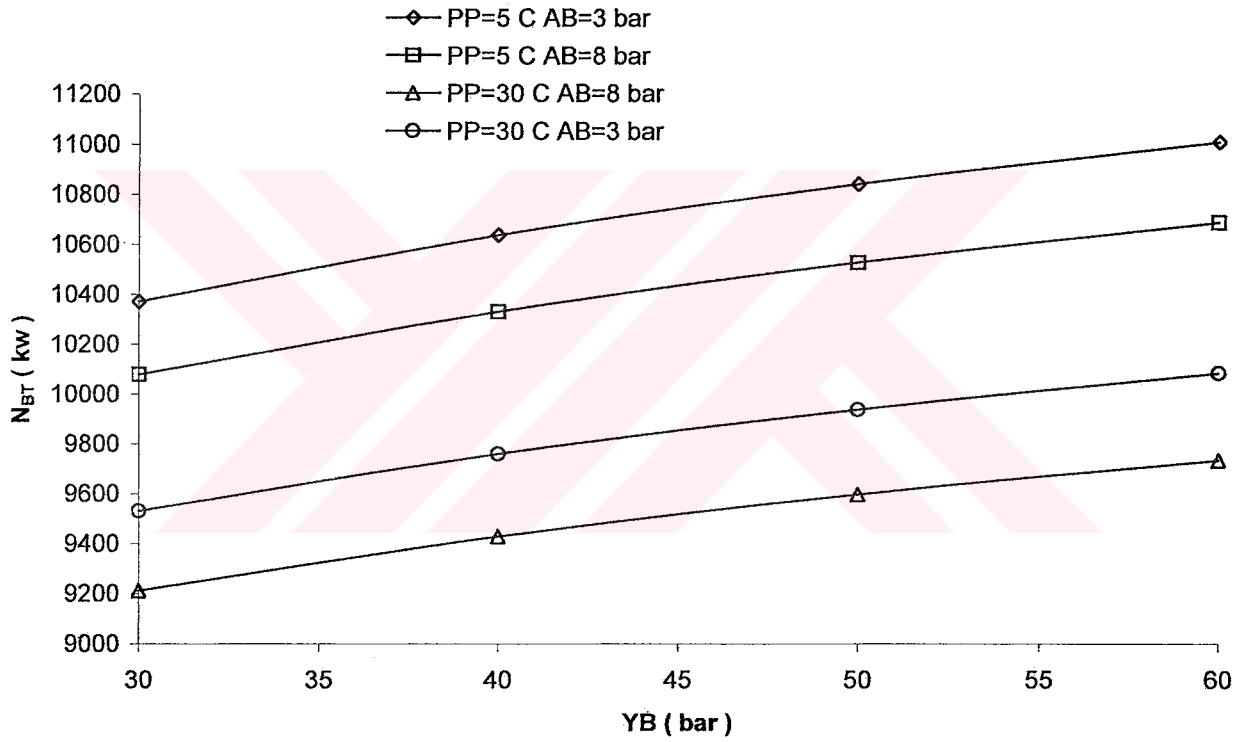
Şekil 3.24'de  $N_{BT}$  değeri maksimuma, yine en yüksek YB değeri olan 60 bar'da ve düşük AB değeri olan 3 bar'da ve yine en düşük PP değeri olan  $5^{\circ}C$  'de ulaşmaktadır.

Şekil 3.25'te Alan-YB diyagramı görülmekte olup, burada da en düşük PP değeri olan  $5^{\circ}C$ 'de ve en yüksek YB değeri olan 60 bar'da toplam alan değeri maksimuma ulaşır. Şunu söyleyebiliriz ki YB'nin artmasıyla toplam alan artmakta, PP'nin azalmasıyla yine toplam alan artmakta ve AB'nin azalmasıyla da toplam alan artmaktadır.



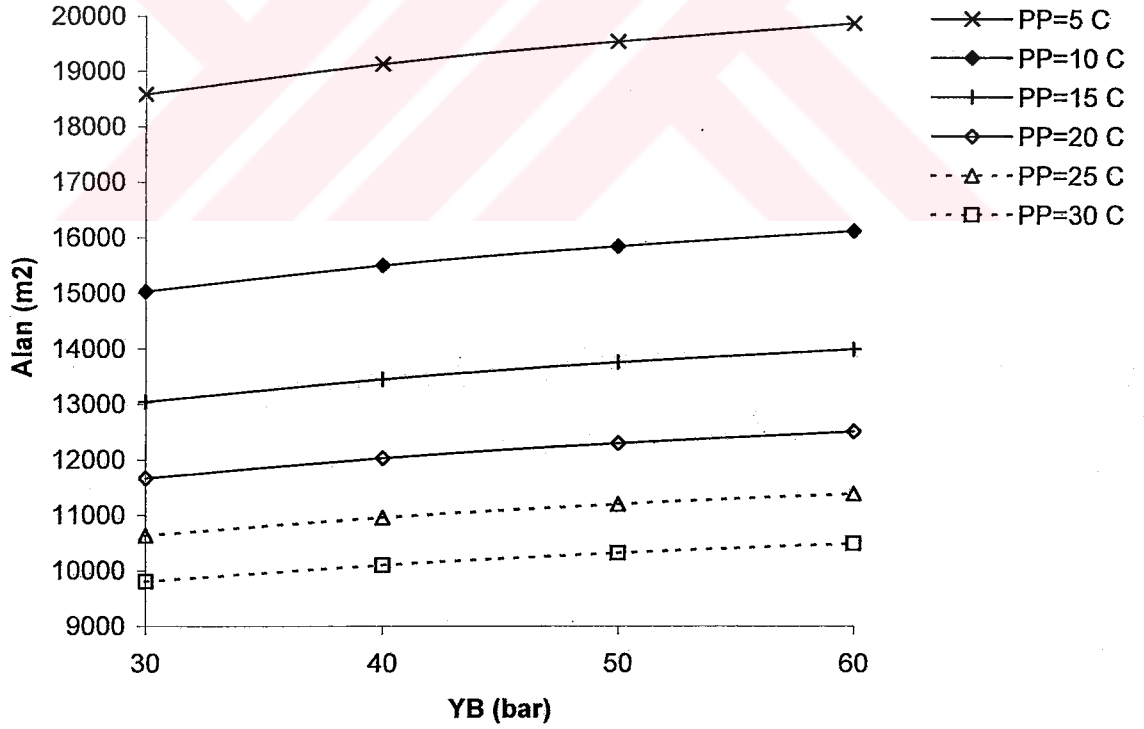
Çizelge 3.16 İki basıncılı AIK da farklı YB ve AB değerleri için  $N_{BT}$  değişimleri

YB ( bar )					30	40	50	60
PP (°C)	5	AB ( bar )	3	$N_{BT}$ ( kW )	10370,6	10635,1	10839,6	11007,7
	30		3		9529,6	9759,5	9936,9	10082,7
	5		8		10077,3	10329,6	10525,2	10686,5
	30		8		9211,6	9428,3	9596	9734,4

Şekil 3.24  $N_{BT}$  - YB diyagramı ( AB = 8 bar ve AB = 3 bar için )

Çizelge 3.17 İki Basıncılı AIK da 3 bar AB değerinde ve değişik YB değerlerinde artan PP için alan değişimleri

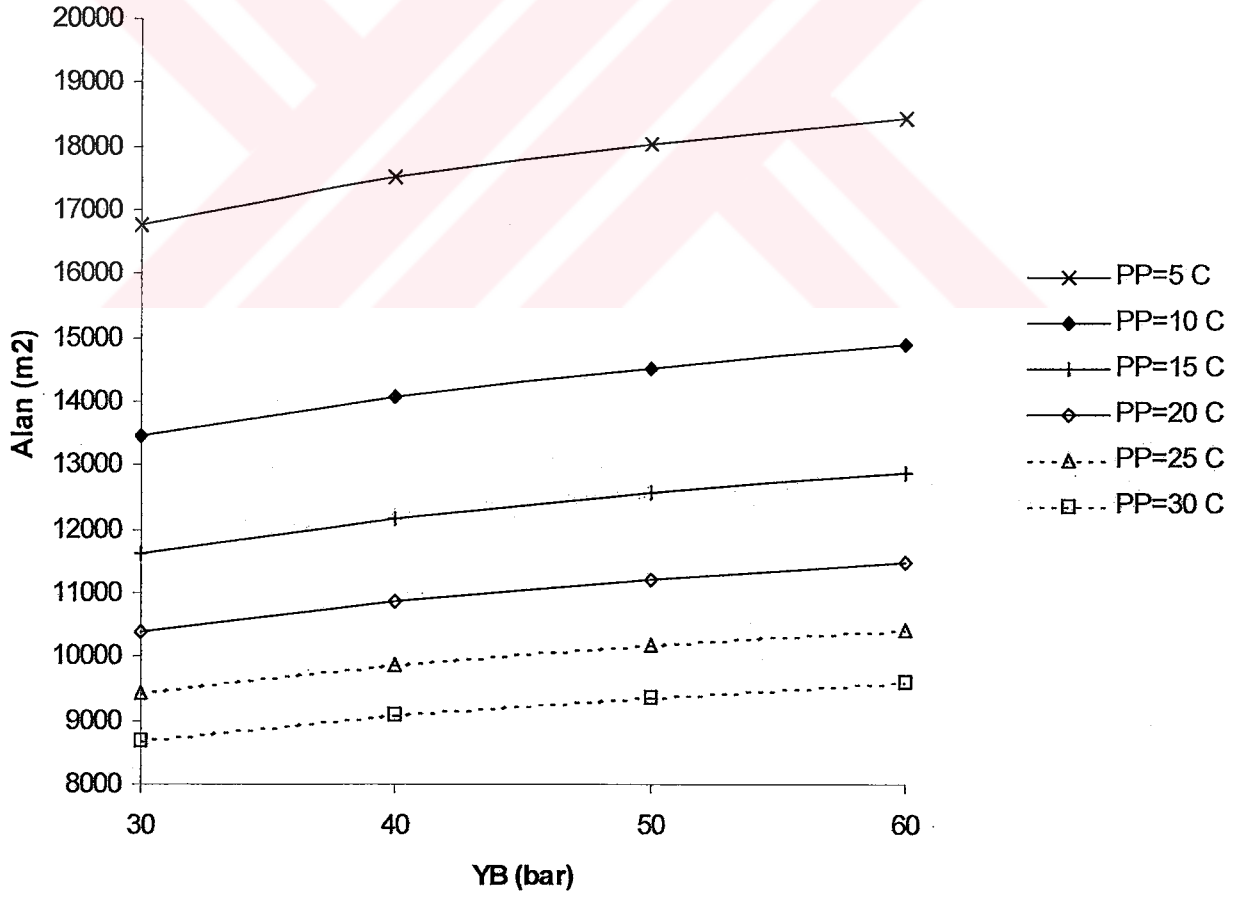
AB ( bar )		3			
YB ( bar )		30	40	50	60
PP (°C)	5	18578,7	19123,9	19531,4	19856,1
	10	15033	15494	15837,2	16109,4
	15	13037,4	13441,6	13742,1	13979,7
	20	11666,4	12026,6	12294,2	12505,3
	25	10631,5	10955,8	11196,4	11385,7
	30	9805,4	10099,3	10317,1	10487,9



Şekil 3.25 Alan – YB diyagramı ( AB = 3 bar için )

Çizelge 3.18 İki Basıncılı AIK da 8bar AB değerinde ve değişik YB değerlerinde artan PP için alan değişimleri

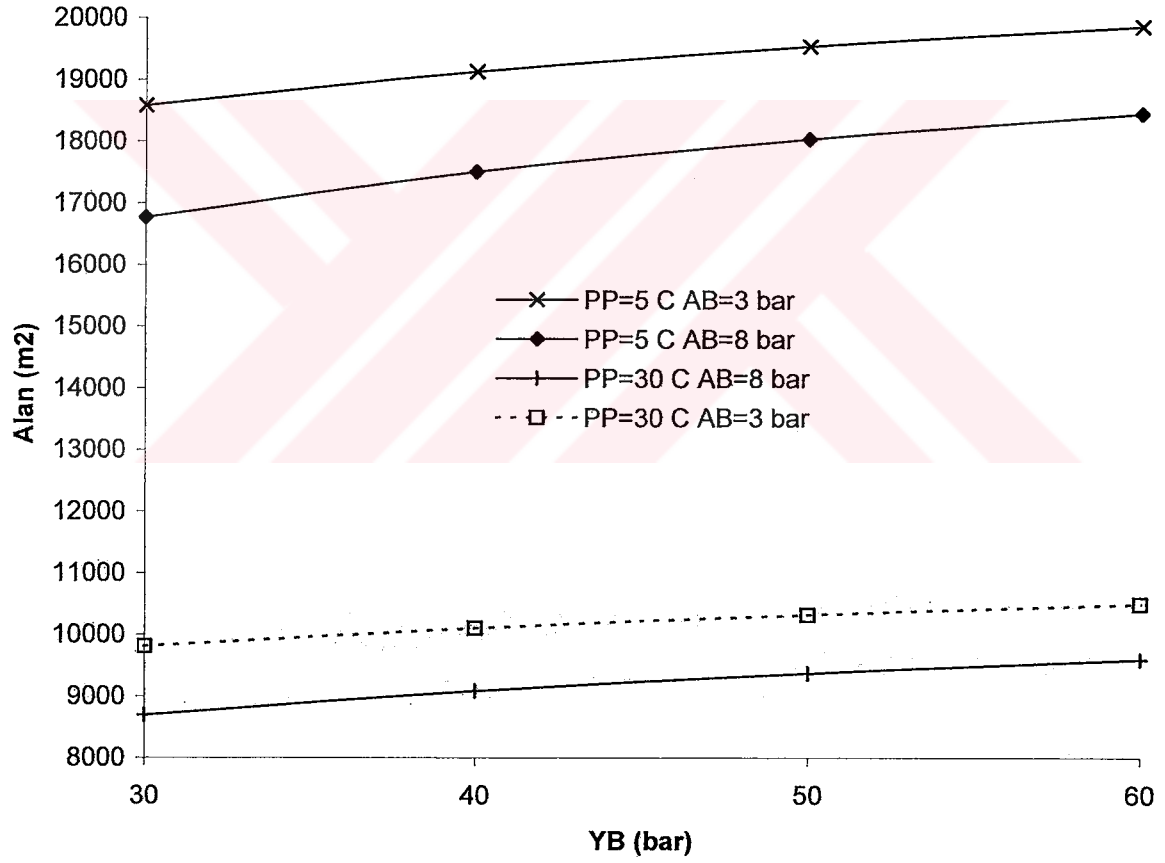
AB ( bar )		8			
YB ( bar )		30	40	50	60
PP (°C)	5	16767,8	17504	18032,8	18443,9
	10	13456,5	14077,2	14525,1	14873,4
	15	11621	12161,8	12554,2	12859,7
	20	10372,4	10851,8	11201,2	11473,7
	25	9436,2	9865,9	10180,2	10425,7
	30	8692	9080,4	9365,3	9587,9



Şekil 3.26 Alan – YB diyagramı ( AB = 8 bar için )

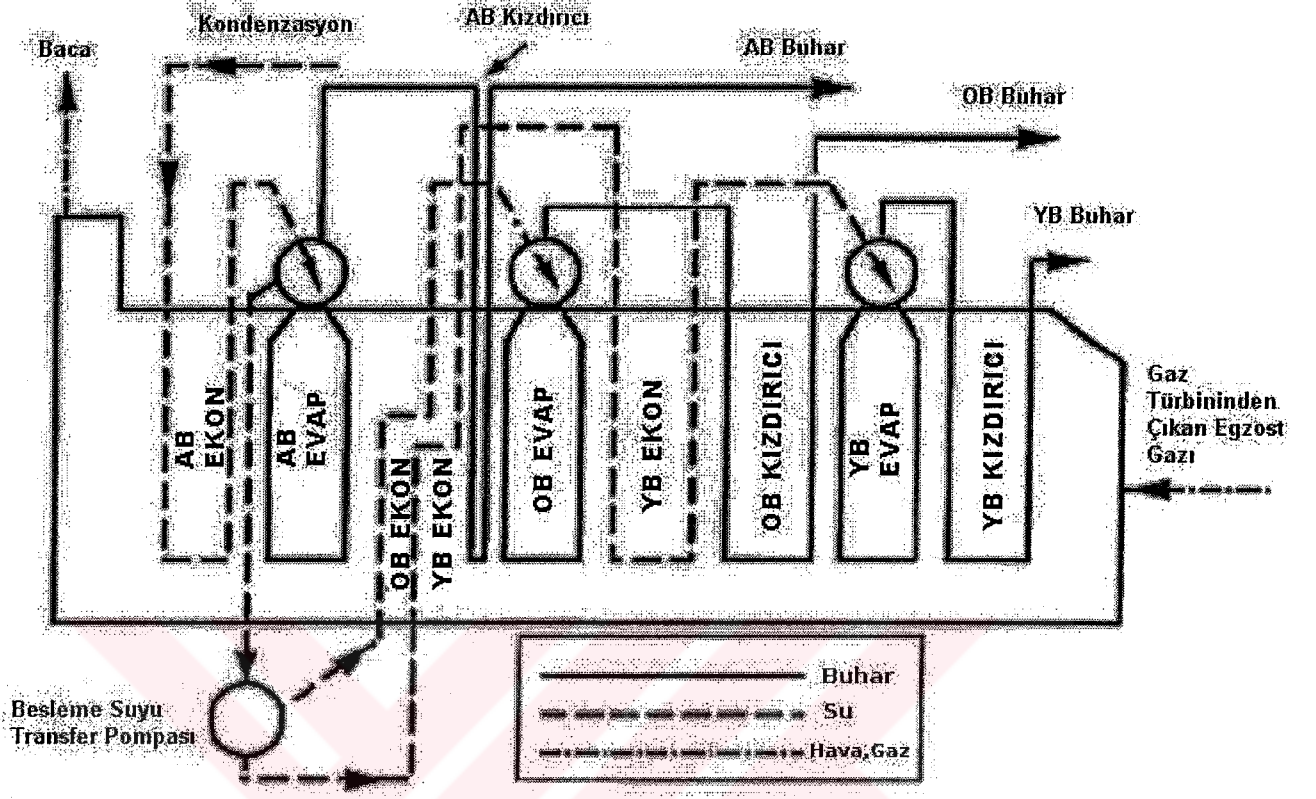
Çizelge 3.19 İki basıncılı AIK da farklı YB ve AB değerleri için alan değişimleri

YB ( bar )				30	40	50	60	
PP (°C)	5	AB ( bar )	3	Alan ( m <sup>2</sup> )	18578,7	19123,9	19531,4	19856,1
	30		3		9805,4	10099,3	10317,1	10487,9
	5		8		16767,8	17504	18032,8	18443,9
	30		8		8692	9080,4	9365,3	9587,9

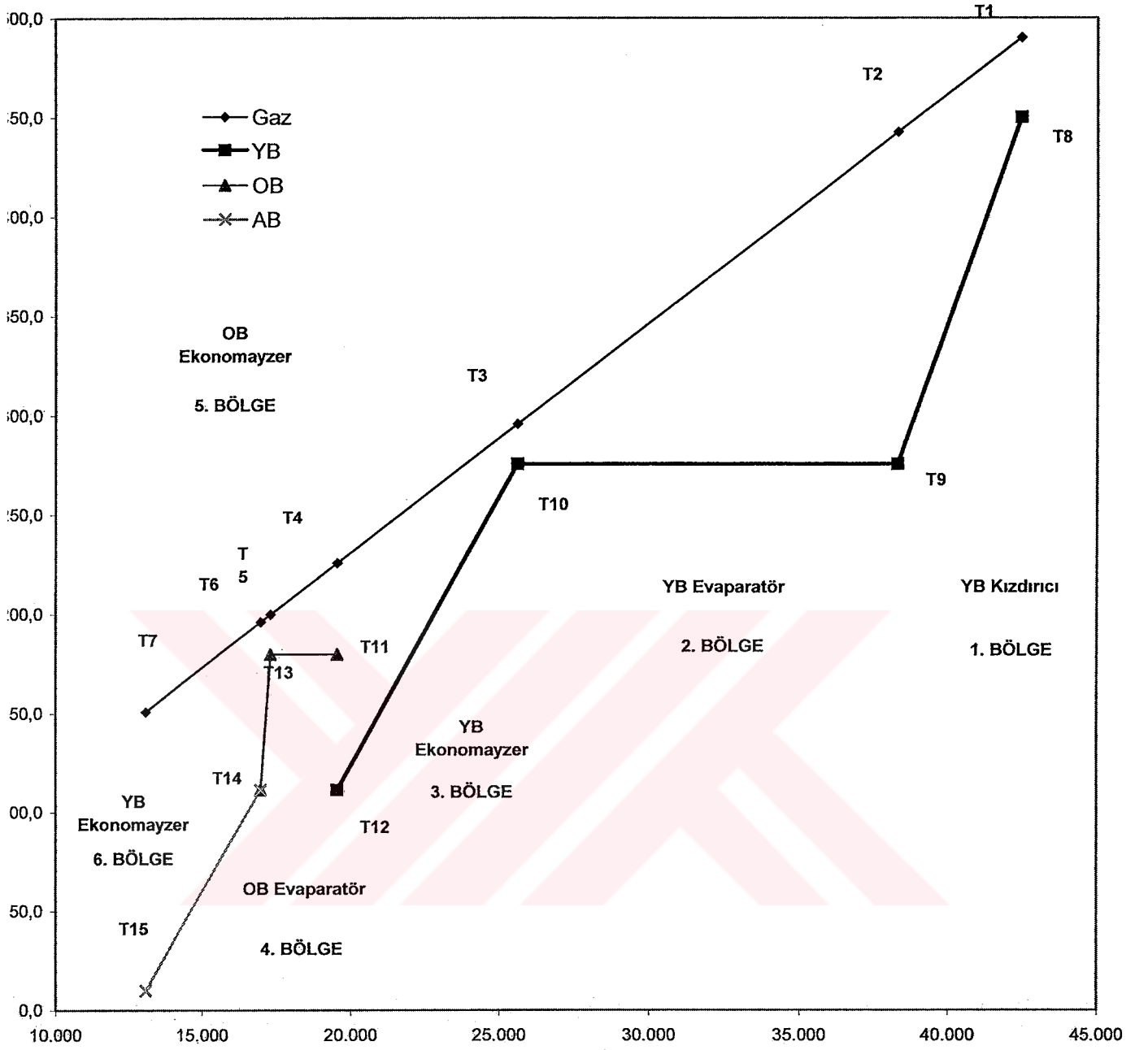


Şekil 3.27 Alan – YB diyagramı ( AB = 8 bar ve AB = 3 bar için )

### 3.3 Üç Basıncılı Atık Isı Kazanı



Şekil 3.28 Üç basıncılı AIK'nın şematik diyagramı



Şekil 3.29 Üç basıncılı AIK da sıcaklık entalpi diyagramı



### 3.3.1 Üç Basıncılı AIK da Enerji Kütle Denklemleri

Şekil 3.29 de görüldüğü gibi  $T_{13}=T_{11}$ ,  $T_9=T_{10}$ ,  $PP_1=PP_2$  olduğu görülmektedir.

Bilinenler;  $T_1$ ,  $T_{15}$  ve  $M_g$  olup kabul edilenler ise YB, OB, AB ve PP'dir.

$$T_4 = T_1 - (T_1 - T_{10} - PP_1) \cdot \left( \frac{h_8 - h_{12}}{h_8 - h_{10}} \right) \quad (3.16)$$

$$m_1 = \frac{m_g \cdot c_{pg} \cdot (T_1 - T_{10} - PP_1)}{(h_8 - h_{10})} \quad (3.17)$$

$$T_6 = T_4 - (T_4 - T_{13} - PP_2) \cdot \left( \frac{h_{11} - h_{14}}{h_{11} - h_{13}} \right) \quad (3.18)$$

$$m_2 = \frac{m_g \cdot c_{pg} \cdot (T_4 - T_{13} - PP_2)}{(h_{11} - h_{13})} \quad (3.19)$$

$$m = m_1 + m_2 \quad (3.20)$$

$$T_7 = T_6 - \frac{m \cdot (h_{14} - h_{13})}{m_g \cdot c_{pg}} \quad (3.21)$$

$$N_{BT} = m_1 \cdot (h_8 - h_0) + m_2 \cdot (h_{11} - h_0) \quad (3.22)$$

$$Q_1 = m_g \cdot c_{pg} \cdot (T_1 - T_2) = m_1 \cdot (h_8 - h_9) \quad (3.23)$$

$$Q_2 = m_g \cdot c_{pg} \cdot (T_2 - T_3) = m_1 \cdot (h_9 - h_{10}) \quad (3.24)$$

$$Q_3 = m_g \cdot c_{pg} \cdot (T_3 - T_4) = m_1 \cdot (h_{10} - h_{12}) \quad (3.25)$$

$$Q_4 = m_g \cdot c_{pg} \cdot (T_4 - T_5) = m_2 \cdot (h_{11} - h_{13}) \quad (3.26)$$

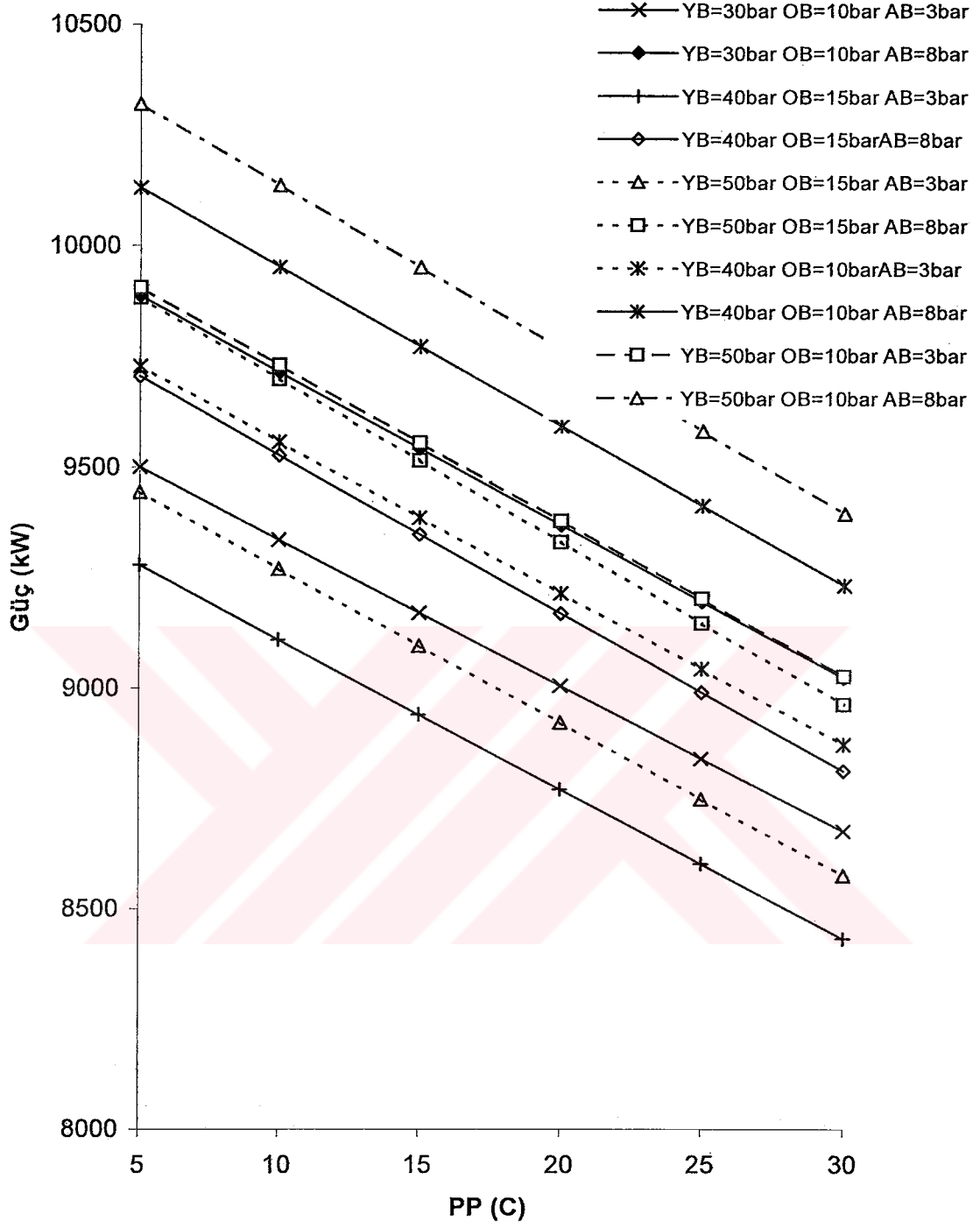
$$Q_5 = m_g \cdot c_{pg} \cdot (T_5 - T_6) = m_2 \cdot (h_{13} - h_{14}) \quad (3.27)$$

$$Q_6 = m_g \cdot c_{pg} \cdot (T_6 - T_7) = m \cdot (h_{14} - h_{15}) \quad (3.28)$$

## 3.3.2 PP Analizi

Çizelge 3.20 Üç basıncılı AIK'da farklı YB, OB ve AB değerleri için PP-  $N_{BT}$  değişimleri

PP (C)		5	10	15	20	25	30
YB = 30 bar OB = 10 bar AB = 3 bar	$N_{BT}$ (kW)	9500,2	9335,2	9170,1	9005,1	8840	8675
YB = 30 bar OB = 10 bar AB = 8 bar		9886,1	9713,4	9540,7	9367,9	9195,2	9022,5
YB = 40 bar OB = 15 bar AB = 3 bar		9278,8	9109,3	8939,8	8770,3	8600,8	8431,3
YB = 40 bar OB = 15 bar AB = 8 bar		9704,4	9525,8	9347,2	9168,7	8990,1	8811,5
YB = 50 bar OB = 15 bar AB = 3 bar		9443,2	9269,4	9095,7	8921,9	8748,1	8574,3
YB = 50 bar OB = 15 bar AB = 8 bar		9881,2	9697,5	9513,8	9330,1	9146,5	8962,8
YB = 40 bar OB = 10 bar AB = 3 bar		9727,3	9556,2	9385,1	9214	9042,9	8871,8
YB = 40 bar OB = 10 bar AB = 8 bar		10130,1	9950,4	9770,7	9591	9411,3	9231,6
YB = 50 bar OB = 10 bar AB = 3 bar		9904,7	9729	9553,3	9377,6	9201,8	9026,1
YB = 50 bar OB = 10 bar AB = 8 bar		10319,7	10134,6	9949,5	9764,4	9579,2	9394,1



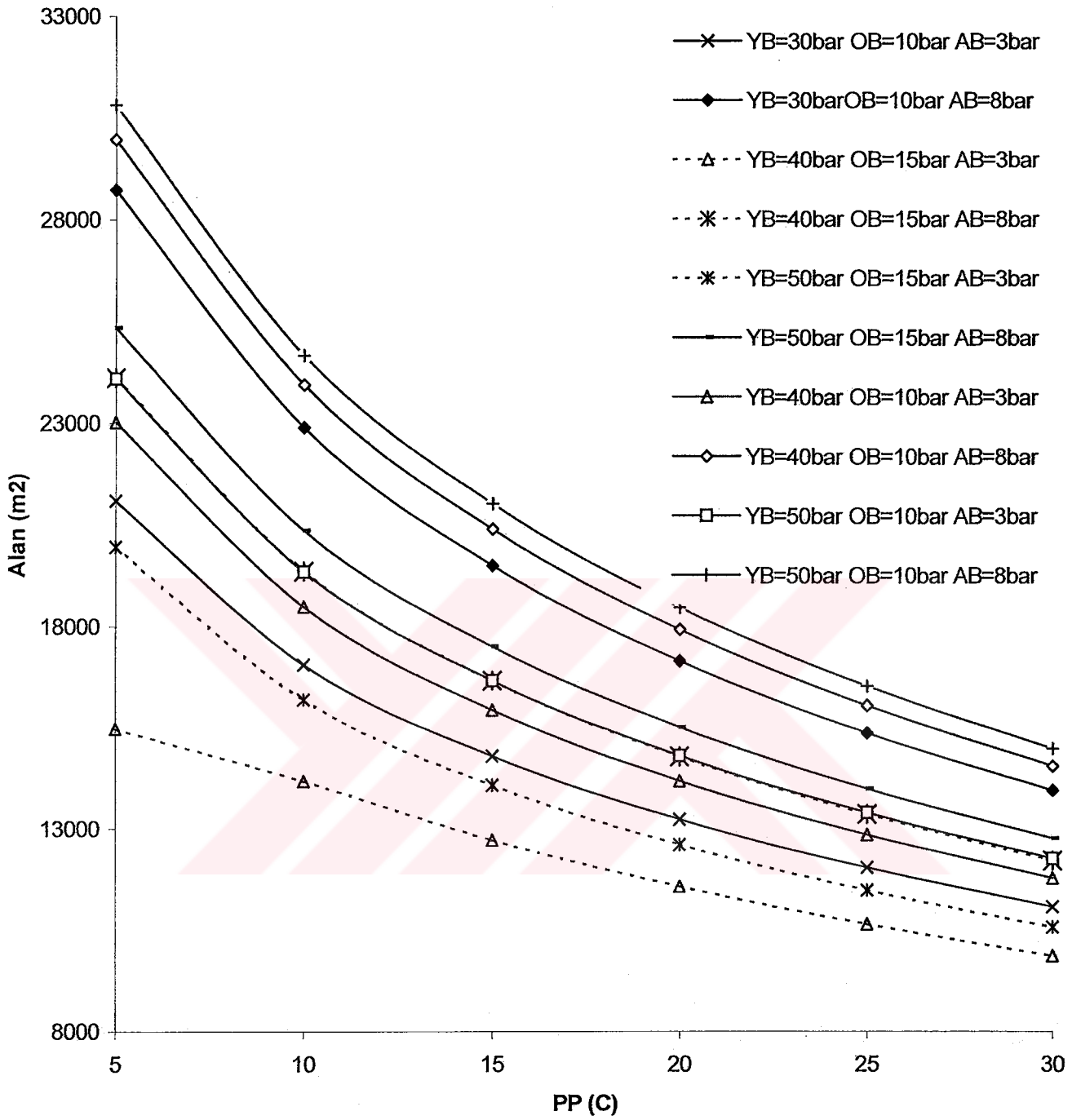
Şekil 3.30 Güç-PP diyagramı

Bu kısımda, üç basınçlı AIK için  $N_{BT} - PP$ , alan - PP şekilleri ile  $N_{BT} - YB$ , Alan - YB grafikleri üzerinde durulmaktadır. Öncelikle Visual Basic yazılımında hesaplatılan Excel çizelgelerinin gerekli kısımlarının çizelgelerde yer aldığı görülmektedir. Çizelge 3.20'de PP değeri  $5^{\circ}C$  iken en yüksek  $N_{BT}$  değerine  $YB=50$  bar,  $OB=10$  bar ve  $AB=8$  bar için ulaşıldığı görülmektedir ve ulaşılan bu buhar türbin gücü değeri ise  $N_{BT} = 10319,7$  kW civarındadır. Aynı zamanda PP'nin artmasıyla güç değeri azalmakta olup yukarıdaki basınç değerleri için PP'nin  $5^{\circ}C$  olduğu durum maksimumdur. Bu durumun daha detaylı bir şekilde görülebilmesi için şekil 3.29'da grafik yer almaktadır. Bu grafiğe bakıldığında maksimum  $N_{BT}$  değeri dışında ikinci en yüksek  $N_{BT}$  değerinin ise yine  $PP= 5^{\circ}C$  de,  $YB=40$  bar,  $OB=10$  bar ve  $AB=8$  bar olduğu durumda mümkündür. Burada şunu diyebiliriz ki YB'nin ve AB'nin yüksek değeri daha yüksek buhar türbin gücüne ulaşmayı sağlar. Şekil 3.29'a göre en düşük buhar türbin gücü en düşük YB değerinde gözlenmektedir.

Çizelge 3.21'de ise farklı basınç değerleri için PP ve toplam santral alanı grafiği yer almaktadır. Öncelikle belirtmelidir ki PP değerinin artışıyla alan azalmaktadır. En düşük toplam santral alanı değeri buna göre  $PP=30^{\circ}C$  iken  $YB=40$  bar,  $OB=15$  bar ve  $AB=3$  bar aralığında görülmektedir. En yüksek alan değeri ise yukarıda bahsedilen en yüksek buhar türbin gücünü sağlayan durum olan  $PP=5^{\circ}C$  iken  $YB=50$  bar,  $OB=10$  bar ve  $AB=8$  bar olma durumunda gözlenmektedir. Buradan çıkartılan şudur ki ; en yüksek buhar türbin gücünün elde edilebilmesi için en çok maliyet gerektiren en geniş alanlı santrale ihtiyaç duyulur. Optimizasyonun gerekliliği bu gibi noktalarda ortaya çıkar ki bu da hem yüksek buhar türbin gücü elde edip, hem de ekonomik bir konstrüksiyon tasarlanmasını sağlamaktır.

Çizelge 3.21 Üç basıncılı AIK'da farklı YB, OB ve AB değerleri için PP-Alan değişimleri

PP (C)		5	10	15	20	25	30
YB = 30 bar OB = 10 bar AB = 3 bar	ALAN (m <sup>2</sup> )	21087,9	17047,8	14789,5	13226,4	12034,5	11073,6
YB = 30 bar OB = 10 bar AB = 8 bar		28722,7	22888,8	19493,3	17135,2	15354	13938,6
YB = 40 bar OB = 15 bar AB = 3 bar		15468,5	14172,7	12717,1	11571,2	10643,2	9867,5
YB = 40 bar OB = 15 bar AB = 8 bar		24103,9	19353,4	16653,6	14779,7	13353,3	12207,7
YB = 50 bar OB = 15 bar AB = 3 bar		19957,6	16186,9	14072,8	12603,7	11479,3	10569,5
YB = 50 bar OB = 15 bar AB = 8 bar		25342	20357,4	17495,3	15501,2	13981,6	12761,3
YB = 40 bar OB = 10 bar AB = 3 bar		23023,6	18479,1	15930,8	14175,5	12844,9	11778,3
YB = 40 bar OB = 10 bar AB = 8 bar		29962,2	23928,7	20383,4	17908,8	16034,2	14542
YB = 50 bar OB = 10 bar AB = 3 bar		24083,6	19341,8	16656,6	14799,5	13390	12259,9
YB = 50 bar OB = 10 bar AB = 8 bar		30814	24650,7	21006,9	18454,3	16516,1	14971,1

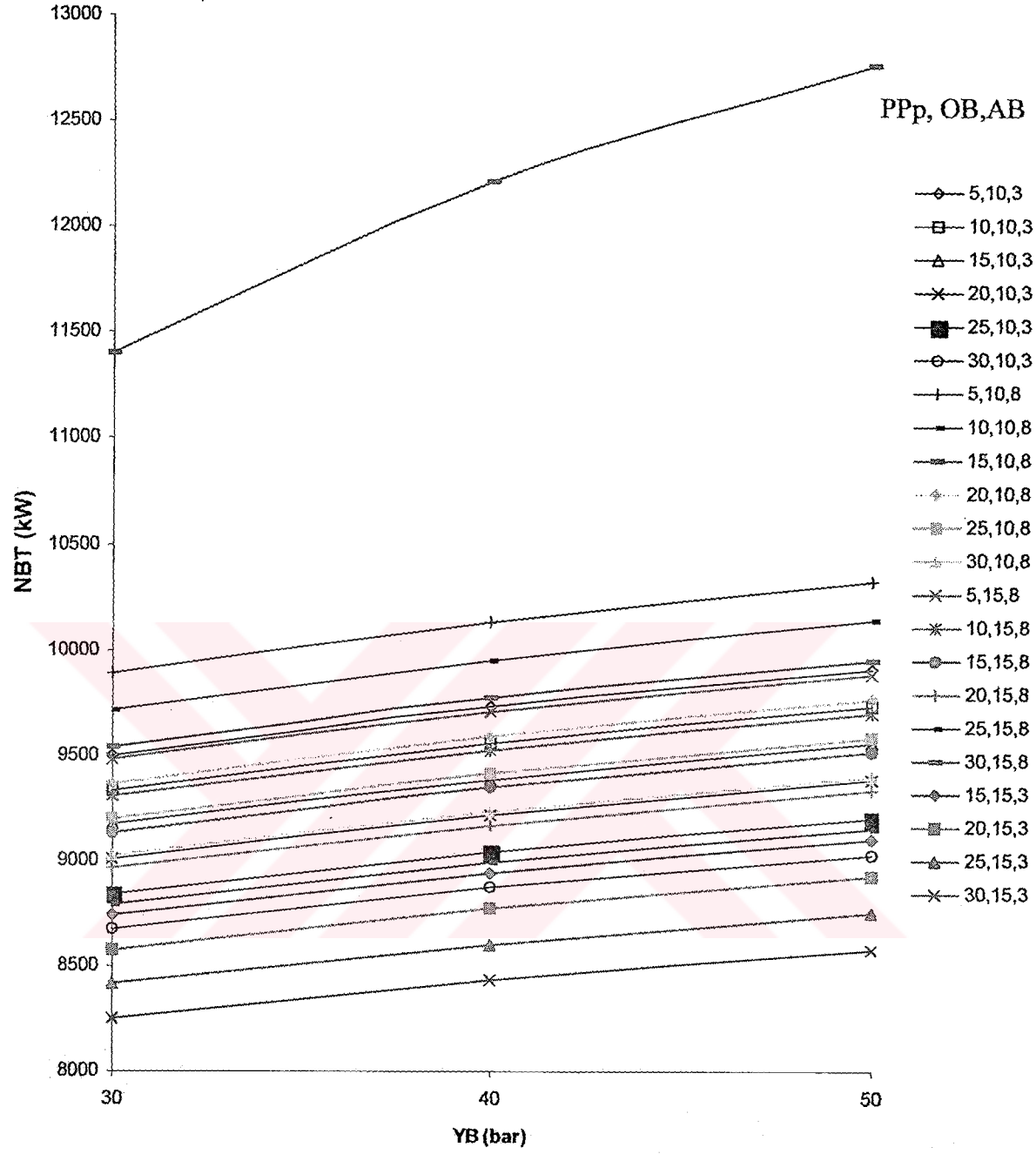


Şekil 3.31 Alan – PP diyagramı

## 3.3.3 Basınç Analizi

Çizelge 3.22 Üç basıncılı AIK'da farklı PP, OB ve AB değerleri için YB- N<sub>BT</sub> değişimleri

YB (bar)	30	40	50	YB	30	40	50
PP = 5 C OB = 10 bar AB = 3 bar	9500,2	9727,3	9904,7	PP = 30 C OB = 10 bar AB = 8 bar	9022,5	9231,6	9394,1
PP = 10 C OB = 10 bar AB = 3 bar	9335,2	9556,2	9729	PP = 5 C OB = 15 bar AB = 8 bar	9477,9	9704,4	9881,2
PP = 15 C OB = 10 bar AB = 3 bar	9170,1	9385,1	9553,3	PP = 10 C OB = 15 bar AB = 8 bar	9306	9525,8	9697,5
PP = 20 C OB = 10 bar AB = 3 bar	9005,1	9214	9377,6	PP = 15 C OB = 15 bar AB = 8 bar	9134,1	9347,2	9513,8
PP = 25 C OB = 10 bar AB = 3 bar	8840	9042,9	9201,8	PP = 20 C OB = 15 bar AB = 8 bar	8962,1	9168,7	9330,1
PP = 30 C OB = 10 bar AB = 3 bar	8675	8871,8	9026,1	PP = 25 C OB = 15 bar AB = 8 bar	8790,2	8990,1	9146,5
PP = 5 C OB = 10 bar AB = 8 bar	9886,1	10130,1	10319,7	PP = 30 C OB = 15 bar AB = 8 bar	8618,3	8811,5	8962,8
PP = 10 C OB = 10 bar AB = 8 bar	9713,4	9950,4	10134,6	PP = 15 C OB = 15 bar AB = 3 bar	8742	8939,8	9095,7
PP = 15 C OB = 10 bar AB = 8 bar	9540,7	9770,7	9949,5	PP = 20 C OB = 15 bar AB = 3 bar	8578,2	8770,3	8921,9
PP = 20 C OB = 10 bar AB = 8 bar	9367,9	9591	9764,4	PP = 25 C OB = 15 bar AB = 3 bar	8414,4	8600,8	8748,1
PP = 25 C OB = 10 bar AB = 8 bar	9195,2	9411,3	9579,2	PP = 30 C OB = 15 bar AB = 3 bar	8250,6	8431,3	8574,3



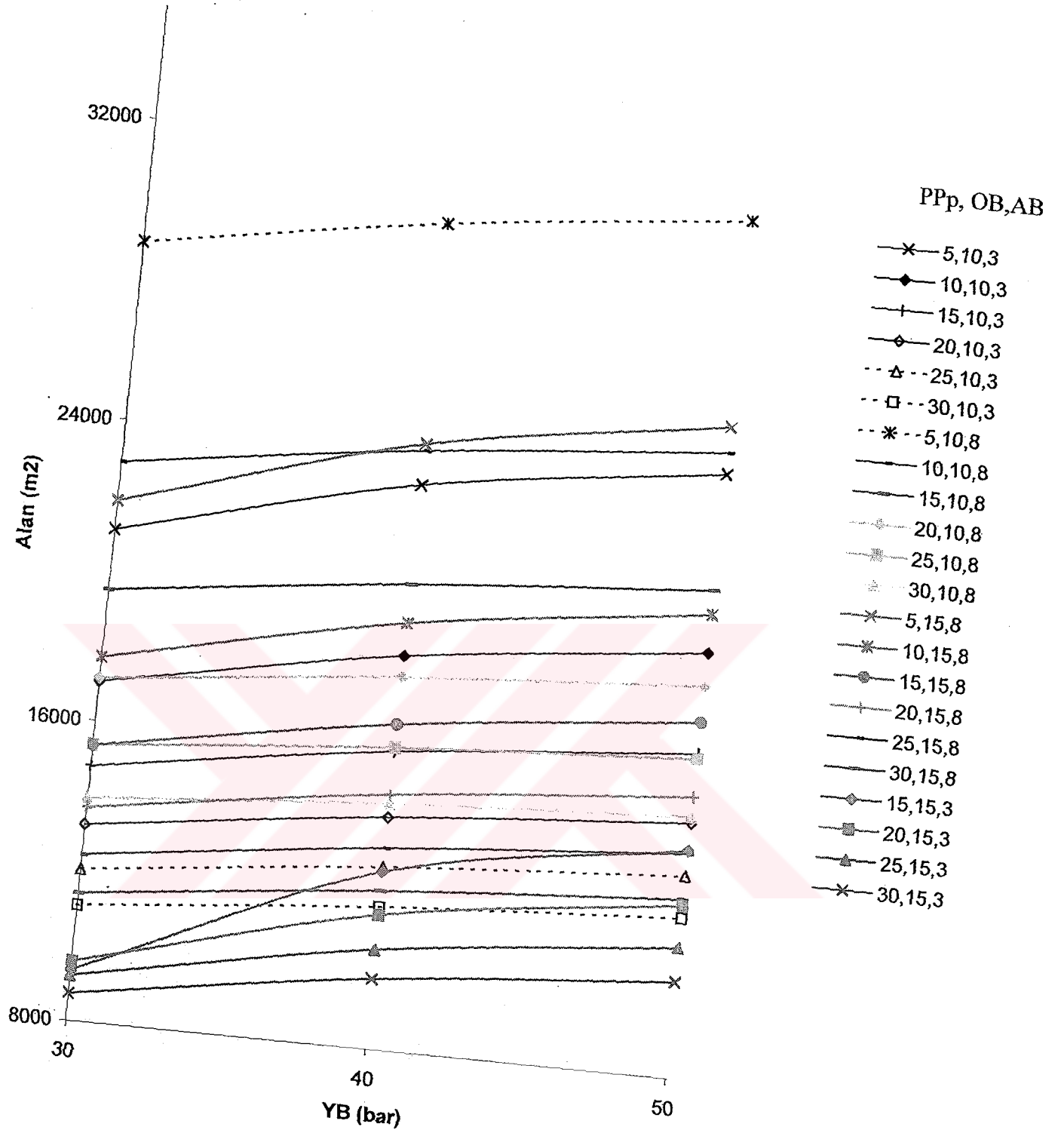
Şekil 3.32 Güç- YB diyagramı

Şekil 3.32'de ise üç basınçlı AIK için basınç analizi yer almaktadır. Burada farklı PP, OB ve AB değerleri için YB'nin 30, 40 ve 50 bar olduğu durumlardaki  $N_{BT}$  değişimleri yer almaktadır. Bu şekilde görülen şu ki ; YB=50 bar iken PP=5°C, OB=10 bar ve AB=8 bar için  $N_{BT}$  değerini yani buhar türbin gücünün maksimizasyonu söz konusudur. Bu değer de pinch analizinde gözlenen değer aynısı olup  $N_{BT}=10319.7$  kW'tır.



Çizelge 3.23 Üç basınçlı AIK'da farklı PP, OB ve AB değerleri için YB-Alan değişimleri

YB (bar)	30	40	50	YB	30	40	50
PP = 5 C B = 10 bar 3 = 3 bar	21087,9	23023,6	24083,6	PP = 30 C OB = 10 bar AB = 8 bar	13938,6	14542	14971,1
PP = 10 C B = 10 bar 3 = 3 bar	17047,8	18479,1	19341,8	PP = 5 C OB = 15 bar AB = 8 bar	21855	24103,9	25342
PP = 15 C B = 10 bar 3 = 3 bar	14789,5	15930,8	16656,6	PP = 10 C OB = 15 bar AB = 8 bar	17696	19353,4	20357,4
PP = 20 C B = 10 bar 3 = 3 bar	13226,4	14175,5	14799,5	PP = 15 C OB = 15 bar AB = 8 bar	15335,3	16653,6	17495,3
PP = 25 C B = 10 bar 3 = 3 bar	12034,5	12844,9	13390	PP = 20 C OB = 15 bar AB = 8 bar	13686,2	14779,7	15501,2
PP = 30 C B = 10 bar 3 = 3 bar	11073,6	11778,3	12259,9	PP = 25 C OB = 15 bar AB = 8 bar	12421,9	13353,3	13981,6
PP = 5 C B = 10 bar 3 = 8 bar	28722,7	29962,2	30814	PP = 30 C OB = 15 bar AB = 8 bar	11399,7	12207,7	12761,3
PP = 10 C B = 10 bar 3 = 8 bar	22888,8	23928,7	24650,7	PP = 15 C OB = 15 bar AB = 3 bar	9341,5	12717,1	14072,8
PP = 15 C B = 10 bar 3 = 8 bar	19493,3	20383,4	21006,9	PP = 20 C OB = 15 bar AB = 3 bar	9580	11571,2	12603,7
PP = 20 C B = 10 bar 3 = 8 bar	17135,2	17908,8	18454,3	PP = 25 C OB = 15 bar AB = 3 bar	9199,9	10643,2	11479,3
PP = 25 C B = 10 bar 3 = 8 bar	15354	16034,2	16516,1	PP = 30 C OB = 15 bar AB = 3 bar	8728,7	9867,5	10569,5



Şekil 3.33 Alan – YB diyagramı

Çizelge 3.24 Bil Enerji'nin 3 basınçlı AIK için kullandığı basınç ve ısı transfer alanı değerleri

	YB Kızdırıcı	YB Evap	YB 2 Ekon	OB Evap	YB 1 Ekon	OB Ekon	AB Evap
Basınç (bar)	50	50	50	18,5	50	18,5	0,5
Su Tarafı							
Giriş Sıcaklığı (C)	4500	262,5	254,2	202,9	179,4	194,5	108,9
Çıkış Sıcaklığı (C)	262,5	254,2	179,4	194,5	108,9	108,9	10
Gaz Tarafı							
Giriş Sıcaklığı (C)	490	440,1	273,9	238,4	208,1	212,9	176,9
Çıkış Sıcaklığı (C)	440,1	273,9	238,4	212,9	176,9	208,1	128,3
$m_g$ (kg/s)	85	85	85	85	85	85	85
$m$ (kg/s)	9,2	9,2	9,25	1,172	9,25	1,178	1,93
Isı Transfer Alanı (m <sup>2</sup> )	1739	5313	1983	3050	1335	159,8	2891,4
Toplam Santral Alanı (m2)	16741,2						

Bu çizelgeye göre Bil Enerji'nin elde ettiği toplam alan değeri farklı basınç ve PP değerleri için hesapladığımız ve çizelge 3.23'te gösterilen değerler ile karşılaştırıldıklarında sonuçların birbirlerine yakın oldukları gözlenmektedir.

#### 4. MALİYET ANALİZİ

Önceki bölümün analiz kısmında AIK ve alt çevrim (buhar çevrimi) optimizasyonu ve analizi üzerinde duruldu. Bu bölümde ise gaz türbin tarafının yani üst çevrim de hesaba katılarak maliyet analizi yapılacaktır. Öncelikle, mevcut olan sistemimizin gerekli diğer verileri;

$$N_{GT} = 25 \text{ MW}$$

$$\eta_K = \% 46,3$$

$$N_{BT} = 8 \text{ MW}$$

$$N_K = N_{GT} + N_{BT} = 33 \text{ MW ( Bil Enerji'den alındı. )}$$

Amaç fonksiyonu olarak, kombine çevrimli sistemin karı ile sistemde alt çevrimim (buhar çevrimi) olmadığı durumdaki basit gaz türbini çevriminin karının farkı olarak alınmıştır. Bu farkın maksimizasyonu istenmektedir. Sisteme ilave edilen buhar çevrimi sayesinde kar farkı artacaktır. Fakat atık ısı kazanının basınç sayısı, YB, OB ve AB'nin basınçları, PP değerleri amaç fonksiyonunu maksimum yapmaya çalışmıştır.

Yukarıda ki verilere göre amaç fonksiyonunu çeşitli denklemlerin de yardımıyla elde edilir.

Öncelikle kombine çevrim santrali verimi kullanılarak gaz türbininde verilen ısı güç belirlendi

$$\eta_K = \frac{N_K}{Q} = \frac{33}{Q} = 0,463 \Rightarrow Q = 71,274 \text{ MW} = 71274 \text{ kW} \quad (4.1)$$

Sisteme ilave edilen çok basınçlı AIK için;

$$K_{AIK} = 17000 \cdot \left[ \sum_{i=1}^n (A_{iekon})^{0,6} + \sum_{i=1}^n (A_{ievap})^{0,6} + \sum_{i=1}^n (A_{ikık})^{0,6} \right] \quad (4.2)$$

(Attala vd. (2000))

Burada n : komponent sayısı A ise herbir komponentin alanıdır. Bu noktadan sonra alt çevrime ilave edilen buhar türbininin ve kondenserin maliyeti aşağıda verilmiştir. Bu çalışmada pompa ekipman maliyetleri ihmal edilmiştir. (Silveira ve Tuna (2003))

$$K_{BT} = 6000 \cdot (N_{BT})^{0,7} \quad (4.3)$$

$$K_{KOND} = 1773 \cdot M_b \quad (4.4)$$

$$K_{AÇ} = K_{AIK} + K_{BT} + K_{KOND} \quad (4.5)$$

Amaç fonksiyon net karın maksimizasyonudur. Bu nedenle öncelikle net karı hesaplamalıyız.

$$Net\ Kar = NK = Elektrik\ Geliri - (Yatırım\ Maliyeti + Yakıt\ Maliyeti) \quad (4.6)$$

Not : 4.6 denkleminde işletme ve bakım maliyetleri eklenmemiş olup bu çalışmada ihmal edilmişlerdir.

$$Elektrik\ Geliri = EG = N_K \cdot h_K \cdot F_e \quad (4.7)$$

Kombine çevrim santralının yatırım maliyeti de;

$$K_T = K_{GT} + K_{AIK} + K_{BT} + K_{KOND} \quad [USD] \quad (4.8)$$

Amortisman Faktörü “a” ile gösterilip yapılan sistem yatırımlarının geri ödeme süresi ve iskonto oranının fonksiyonudur.

$$Amortisman\ Faktörü = a = \frac{r \cdot (1+r)^n}{(1+r)^n - 1} \quad (4.9)$$

4.9 denkleminde gösterilen “r” iskonto oranı olup % 10 alınmıştır. “n” santral ömrü olup 25 yıl olarak alınmıştır. Bu bilinenlere göre a aşağıda hesaplanmıştır.

$$a = \frac{0,1 \cdot (1+0,1)^{25}}{(1+0,1)^{25} - 1} = 0,11 \quad [1/yıl]$$

$$Yatırım\ Maliyeti = I_K \cdot a \quad [USD/yıl] \quad (4.10)$$

Yakıt maliyeti kullanılan yakıtın alt ısıl değerine ( $H_u$ ), santralin verimine, yakıt fiyatına ve yıllık üretilen elektrik fiyatına ( $F_y$ ) ve santralin elektrik üretimine ( $N_K \cdot h$ ) bağlıdır.

$$Yakıt\ Maliyeti = \frac{3600}{H_u \cdot \eta_K} \cdot F_y \cdot N_K \cdot h_K \quad [USD/yıl] \quad (4.11)$$

Yukarıda ki denklemler doğrultusunda kombine çevrim santralının USD/yıl cinsinden karını veren denklem aşağıda yer almaktadır.

$$L_{KOMB} = N_k \cdot h_K \cdot F_e - \left( K_T \cdot a + \frac{3600}{H_u \cdot \eta_K} \cdot F_y \cdot N_k \cdot h_K \right) \text{ [USD/yıl]} \quad (4.12)$$

Aynı şekilde alt çevrimin olmadığı basit gaz türbini çevrimi için yıllık kar denklemi aşağıda verilmiştir.

$$L_{GT} = N_{GT} \cdot h_K \cdot F_e - \left( K_{GT} \cdot a + \frac{3600}{H_u \cdot \eta_{GT}} \cdot F_y \cdot N_{GT} \cdot h_K \right) \text{ [USD/yıl]} \quad (4.13)$$

$$\text{Amaç Fonksiyonu} = AF = (\text{Kombine Çevrim Karı} - \text{Basit Gaz Çevrimi Karı}) \quad (4.14)$$

$$AF = N_k \cdot h_K \cdot F_e - \left[ I_T \cdot a + \frac{3600}{H_u \cdot \eta_K} \cdot F_y \cdot N_k \cdot h_K \right] - N_{GT} \cdot h \cdot F_e - \left[ I_{GT} \cdot a + \frac{3600}{H_u \cdot \eta_{GT}} \cdot F_y \cdot N_{GT} \cdot h_K \right] \quad (4.15)$$

Amaç fonksiyonu denklemi düzenlenerek aşağıdaki son halini almıştır.

$$AF = N_{BT} \cdot h_K \cdot F_e - \left[ I_{AÇ} \cdot a + \frac{3600}{H_u} \cdot F_y \cdot h_K \cdot \left( \frac{N_K}{\eta_K} - \frac{N_{GT}}{\eta_{GT}} \right) \right] \quad (4.16)$$

Yukarıda elde edilen amaç fonksiyonda buhar türbini gücü, alt çevrim maliyeti, kombine çevrim santral gücü ve kombine çevrim santral verimi çalışmamızın parametreleri değiştirilerek elde edilmiştir. Daha sonra elde edilen değerler ile grafikler oluşturularak amaç fonksiyonunu maksimum yapan değerler bulunmuştur. Aşağıda bu değerler verilmiştir.

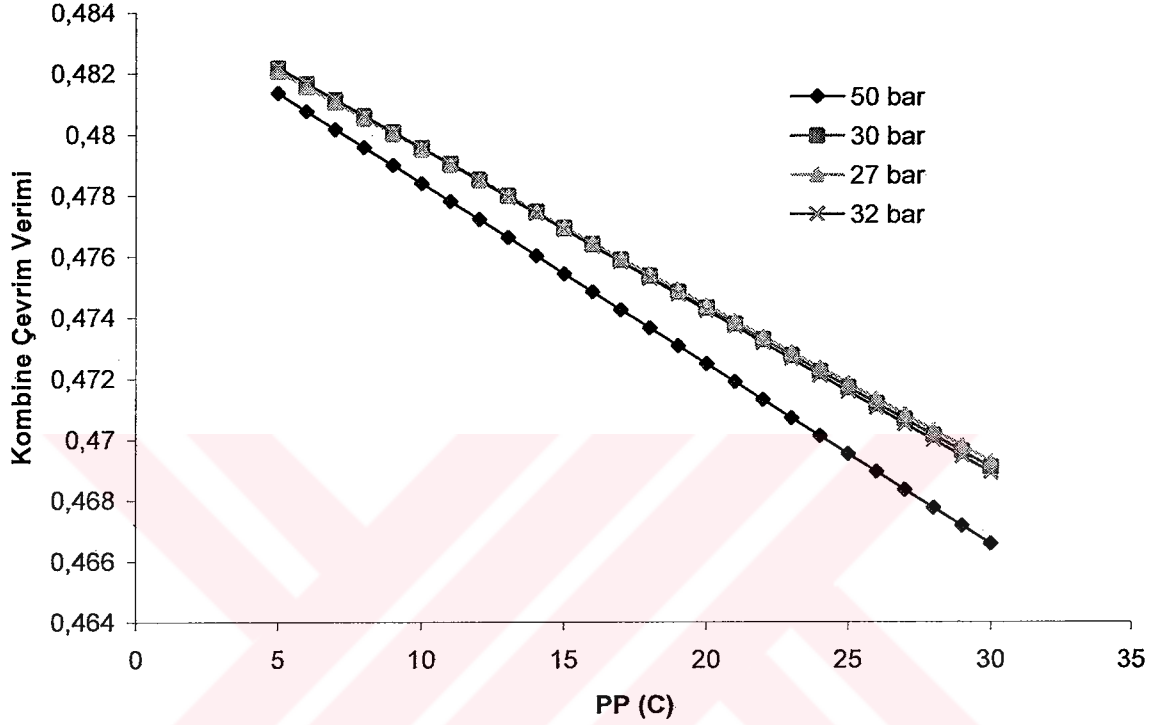
$$H_u = 50000 \text{ kJ/kg (doğalgaz için)}$$

$$F_y = 0,176 \text{ USD/kg (doğalgaz için)}$$

$$F_e = 0,06 \text{ USD/kWh}$$

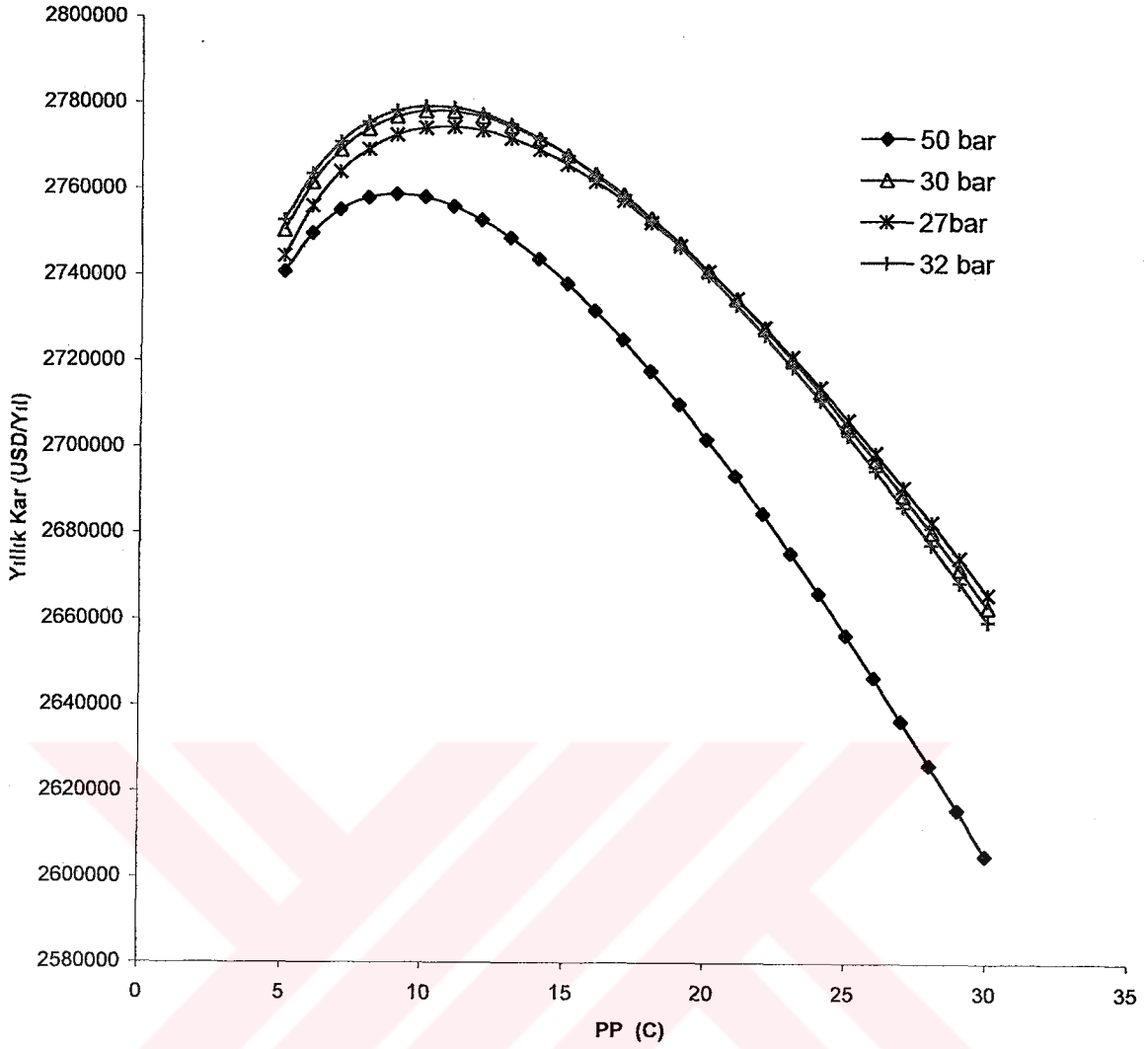
$$h_K = 7300 \text{ saat/yıl}$$

Yukarıda ki denklemlere göre Visual Basic programlama dilinde hazırlanmış olan yazılımdan yararlanarak oluşturduğumuz PP'ye bağlı Excel çizelgeleri doğrultusunda ayrı ayrı tek basınçlı AIK, iki basınçlı AIK ve üç basınçlı AIK için PP – Kombine Çevrim Verimi ve PP – Yıllık Kar grafikleri aşağıda yer almaktadır.



Şekil 4.1 Tek basınçlı AIK için PP – Kombine Çevrim Verimi değişimi ( 50bar, 30bar, 27bar ve 32bar basınç değerleri için )

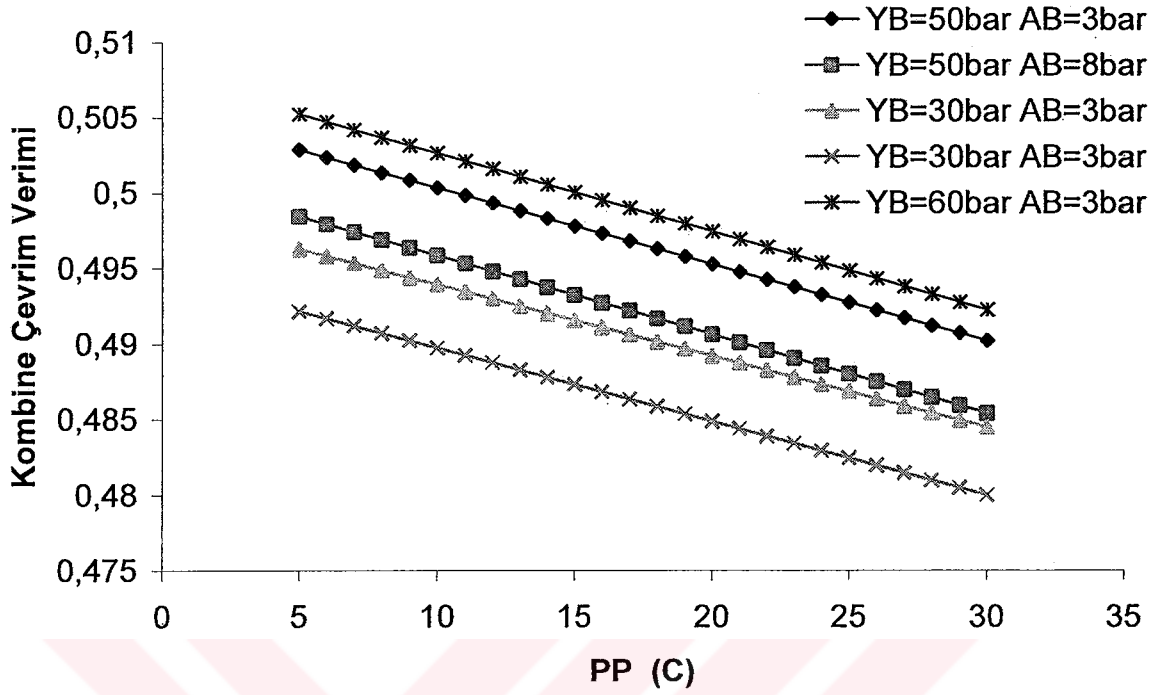
Şekil 4.1de görüldüğü üzere PP değerleri arttıkça Kombine Çevrim Verimi her basınç seviyesi için lineer olarak azalmaktadır. Dolayısıyla her basınç seviyesi için en yüksek Kombine Çevrim Verimi PP = 5°C değerinde elde edilmektedir. En yüksek Kombine Çevrim verimi olan % 48,2197 lik verim değerine ise 32 bar eğrisinde ulaşılmıştır.



Şekil 4.2 Tek basınçlı AIK için PP – Yıllık Kar değişimi ( 50bar, 30bar, 27bar ve 32bar basınç değerleri için )

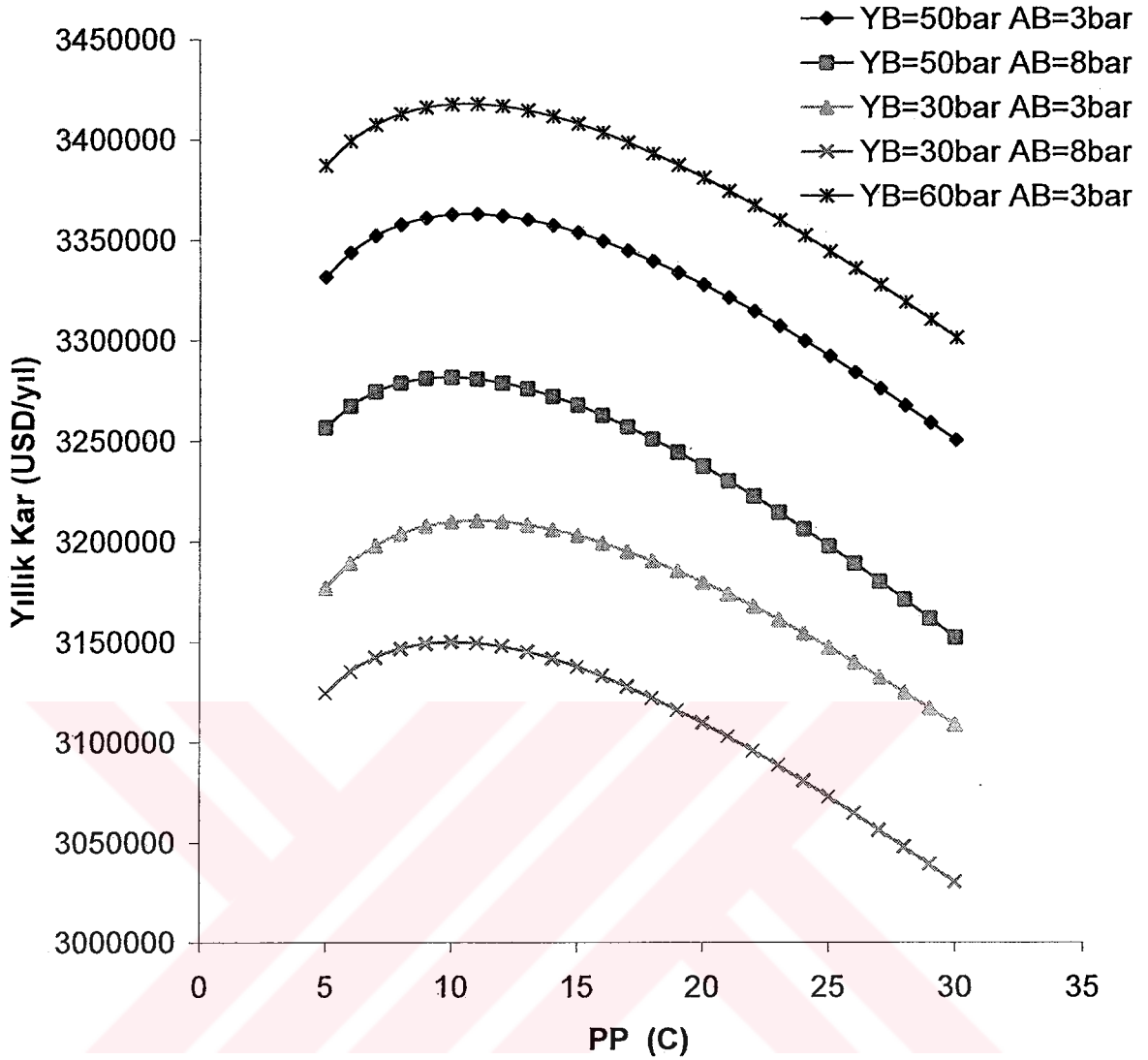
Şekil 4.2de ise yıllık karın PP'ye göre değişimi ters parabolik fonksiyon karakteristiği göstererek bir maksimum noktası oluşturur. 50 bar ve 32 bar eğrileri maksimum noktalarına  $PP = 9^{\circ}C$  iken ulaşırken 27 bar ve 32 bar eğrileri ise maksimumlarına  $PP = 10^{\circ}C$  değerinde ulaşmaktadırlar. Fakat göz önüne aldığımız bu dört ayrı basınç seviyesinden en yüksek yıllık kar oranı olan 2779144 USD/yıl değeri 32 bar seviyesinde, belirtildiği üzere  $PP = 10^{\circ}C$ 'de, gözlenir.





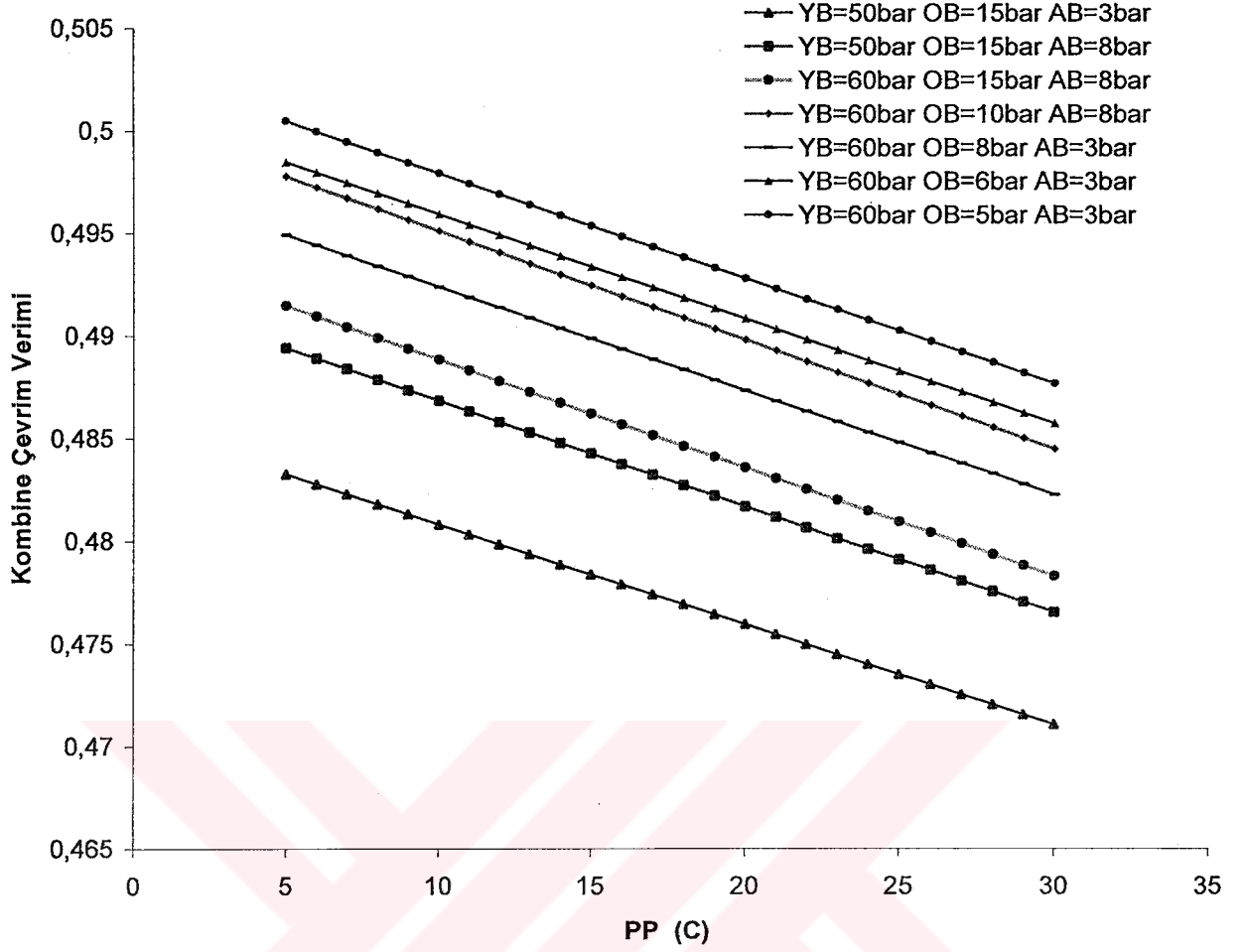
Şekil 4.3 İki basınçlı AIK için PP – Kombine Çevrim Verimi değişimi

Şekil 4.3de görüldüğü üzere PP değerleri arttıkça Kombine Çevrim Verimi her basınç seviyesi için lineer olarak azalmaktadır. Dolayısıyla her basınç seviyesi için en yüksek Kombine Çevrim Verimi PP = 5°C değerinde elde edilmektedir. En yüksek Kombine Çevrim verimi olan % 50,5201 lik verim değerine ise YB = 60 bar ve AB = 3 bar eğrisinde ulaşılmıştır.



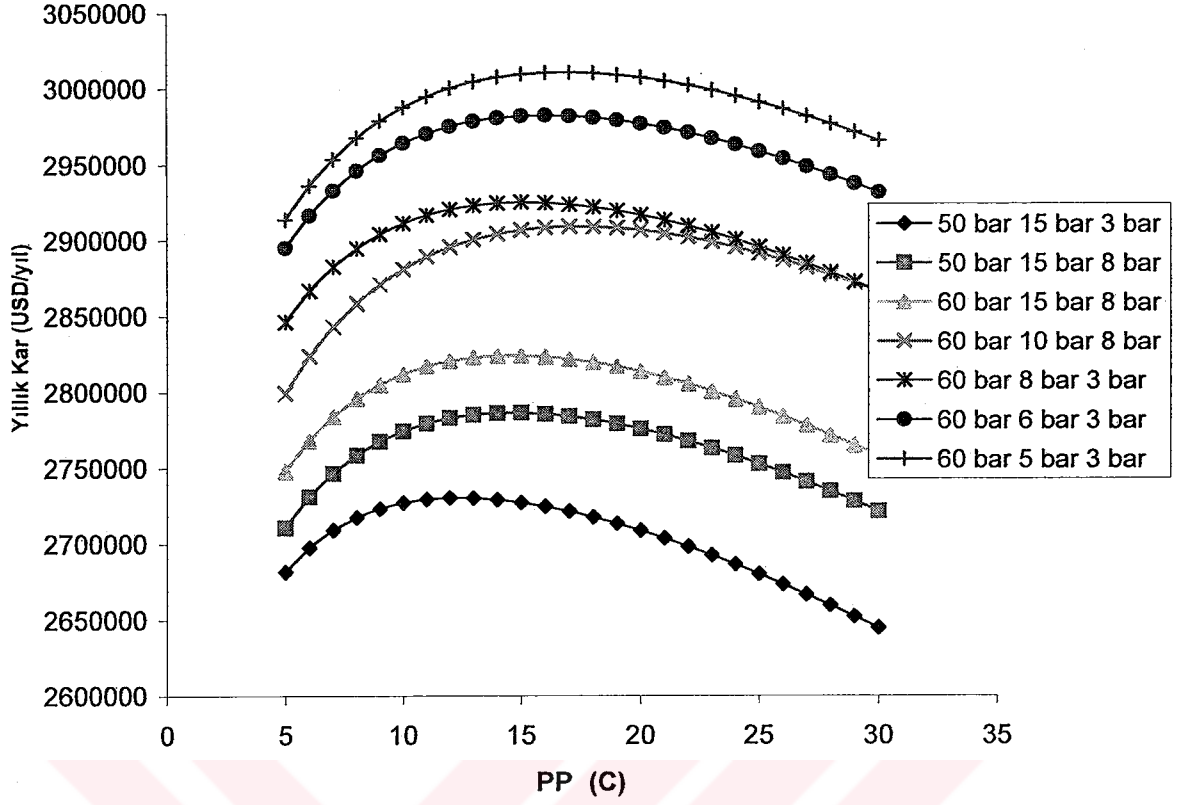
Şekil 4.4 İki basınçlı AIK için PP – Yıllık Kar değişimi

Şekil 4.4de ise yıllık karın PP'ye göre değişimi ters hiperbolik fonksiyon karakteristiği göstererek bir maksimum noktası oluşturur. YB=50bar AB=3bar, YB=30bar AB=3bar, YB=60bar AB=3bar eğrileri noktalarına PP = 11 °C iken ulaşırken YB=50bar AB=8bar ve YB=30bar AB=8bar eğrileri ise maksimumlarına PP = 10 °C değerinde ulaşmaktadırlar. Bu durumda gözlenebileceği üzere AB=3bar değerine sahip eğriler maksimum noktalarına PP = 11 °C de ulaşırlarken AB=8bar değerine sahip eğriler ise PP = 10 °C de ulaşmaktadırlar. Tüm eğriler karşılaştırıldıklarında ise en yüksek yıllık kar oranı olan 3417651 USD/yıl değeri YB=60bar AB=3bar seviyesinde, belirtildiği üzere PP = 11°C'de, gözlenir. Ayrıca aynı YB değerlerine sahip eğrilerden daha düşük AB değerine sahip olanlarının daha yüksek yıllık karlara ulaştıkları saptanabilir.



Şekil 4.5 Üç basınçlı AIK için PP – Kombine Çevrim Verimi değişimi

Şekil 4.5de görüldüğü üzere PP değerleri arttıkça Kombine Çevrim Verimi her basınç değeri için lineer olarak azalmaktadır. Dolayısıyla her basınç seviyesi için en yüksek Kombine Çevrim Verimi PP = 5°C değerinde elde edilmektedir. En yüksek Kombine Çevrim verimi olan % 50,04522 lik verim değerine ise YB = 60 bar, OB = 5 bar ve AB = 3 bar eğrisinde ulaşılmıştır



Şekil 4.6 Üç basınçlı AIK için PP – Yıllık Kar değişimi

Şekil 4.6de ise yıllık karın PP'ye göre değişimi ters hiperbolik fonksiyon karakteristiği göstererek bir maksimum noktası oluşturur. Farklı basınç seviyelerini temsil eden eğrilerin ulaştıkları maksimum yıllık kazancı sağlayan PP değerleri çizelge 4.1de gösterilmiştir.

Çizelge 4.1 Üç basınçlı AIK için maksimum yıllık kazanç sağlayan PP değerleri

	PP (°C)	Yıllık Kar (USD/yıl)
YB=50bar OB=15bar AB=3bar	12	2730067
YB=50bar OB=15bar AB=8bar	13	2784883
YB=60bar OB=15bar AB=8bar	15	2823547
YB=60bar OB=10bar AB=8bar	17	2908672
YB=60bar OB=8bar AB=3bar	15	2924724
YB=60bar OB=6bar AB=3bar	16	2982306
YB=60bar OB=5bar AB=3bar	17	3010432

Çizelge 4.1de saptandığı üzere üç basınçlı AIK için analizi yapılan basınç değerleri arasında en yüksek yıllık kazanç olan 3010432 USD/yıl değeri YB=60bar OB=5bar AB=3bar iken PP = 17 °C de elde edilmiştir.



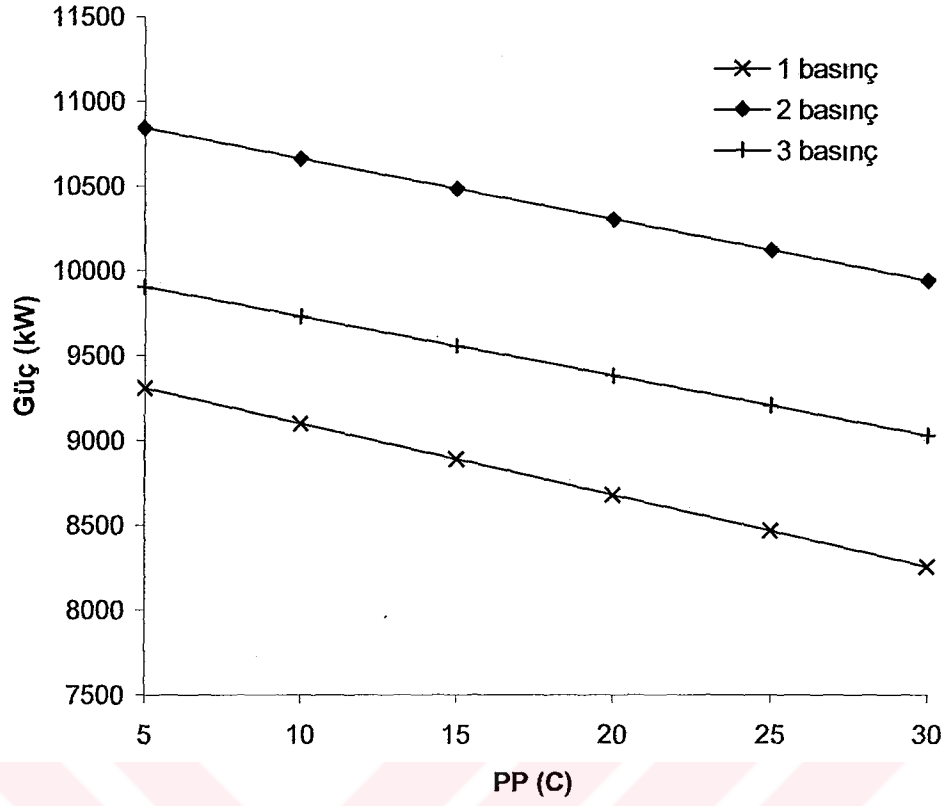
## 5. SONUÇ

Kombine çevrim santrallerinde gelişen teknolojinin desteği ile başka bir ifade ile gaz türbin teknolojisindeki gelişmeler sonucu % 60 ve üzeri verim değerlerine ulaşılmaktadır. Bunun yanı sıra atmosfere atılan CO<sub>2</sub> ne NO<sub>x</sub> emisyonları, istenilen limitlerin çok altında olmasından dolayı kombine çevrim santralleri termik santraller içerisinde en çok tercih edilenlerden biridir. Ayrıca bu tür tesislerin iki amaçlı kullanımında günümüzde uygulanabilir durumdadır. Bu tip sistemler ile güç üretiminin yanı sıra bölgesel ısıtmanın da yapılabildiği bilinen bir gerçektir.

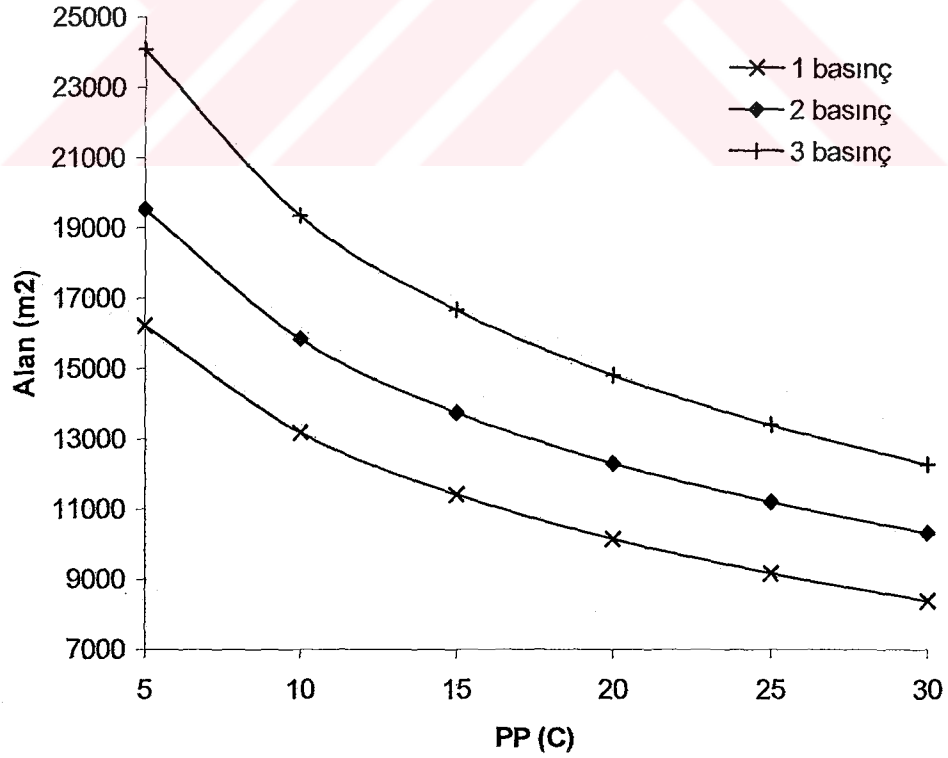
Kombine çevrim santralleri tasarlanırken çeşitli parametrelerin göz önüne alınması gerektiği üzerinde durulmuştur. Bunun nedeni, belirlenen ve bilinen bu parametreler dikkate alınarak bir kombine çevrim tesisinin kurulması daha yüksek toplam verime dolayısıyla daha yüksek güç üretimine daha kolay ulaşılmasını sağlar. Belirlenen gerek termodinamik parametreler gerekse de ekonomik parametreler ile birlikte bu tür sistemlerdeki enerji üretim maliyetleri de incelenebilir. Kombine çevrim santralleri için gerekli parametrelerini belirledikten sonra diğer önem arz eden konu ise AIK basınç sayısının en optimumunun bulunabilmesidir. AIK'nın kaç basınçlı tercih edilmesi gerektiği santralin oluşumunda en önemli basamaklardan biridir. Tek basınçlı AIK, iki basınçlı AIK ve üç basınçlı AIK için üçüncü bölümde ayrı ayrı analizler yapılmış olup bu analizlerin belirli birkaç basınç değeri için aynı şekil üzerinde gösterimi aşağıda yer almaktadır.

Çizelge 5.1 Bir basınçlı, iki basınçlı ve üç basınçlı AIK'larda YB=50 bar, OB=10 bar ve AB=3 bar iken PP- N<sub>BT</sub> ve PP-Alan değişimleri

1 BASINÇLI AIK						
YB = 50 bar						
PP (C)	5	10	15	20	25	30
N <sub>BT</sub> (kW)	9307,6	9096,9	8886,3	8675,6	8465	8254,3
A (m <sup>2</sup> )	16220,9	13183,2	11403,1	10143,2	9170,1	8379,1
2 BASINÇLI AIK						
YB = 50 bar			AB = 3 bar			
PP (C)	5	10	15	20	25	30
N <sub>BT</sub> (kW)	10839,6	10659,1	10478,5	10298	10117,5	9936,9
A (m <sup>2</sup> )	19531,4	15837,2	13742,1	12294,2	11196,4	10317,1
3 BASINÇLI AIK						
YB = 50 bar		OB = 10 bar			AB = 3 bar	
PP (C)	5	10	15	20	25	30
N <sub>BT</sub> (kW)	9904,7	9729	9553,3	9377,6	9201,8	9026,1
A (m <sup>2</sup> )	24083,6	19341,8	16656,6	14799,5	13390	12259,9



Şekil 5.1 Tek basıncılı iki basıncılı ve üç basıncılı AIK'lardaki güç – PP değişim grafiği ( YB = 50 bar OB = 10 bar AB = 3 bar için)

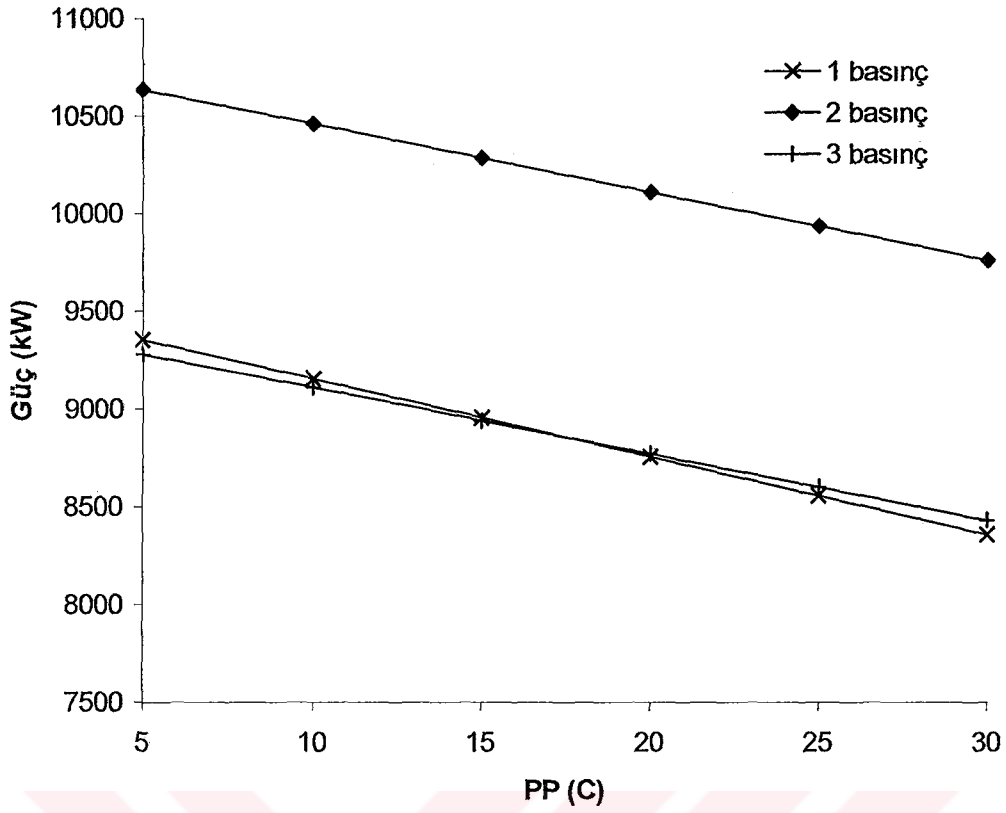


Şekil 5.2 Tek basıncılı iki basıncılı ve üç basıncılı AIK'lardaki alan – PP değişim grafiği ( YB = 50 bar OB = 10 bar AB = 3 bar için)

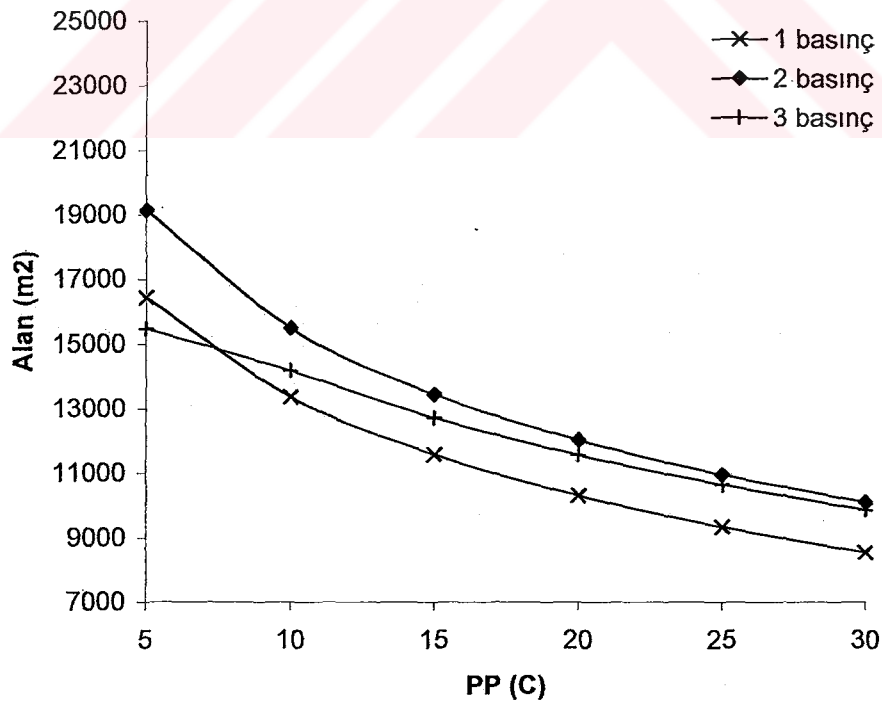
Çizelge 5.2 Bir basınçlı, iki basınçlı ve üç basınçlı AIK'larda YB=40 bar, OB=15 bar ve AB=3 bar iken PP-  $N_{BT}$  ve PP-Alan değişimleri

1 BASINÇLI AIK						
YB = 40 bar						
PP (C)	5	10	15	20	25	30
$N_{BT}$ (kW)	9353,7	9154,2	8954,8	8755,4	8556	8356,5
A (m <sup>2</sup> )	16427	13365	11575,4	10311,5	9337,1	8546,2
2 BASINÇLI AIK						
YB = 40 bar			AB = 3 bar			
PP (C)	5	10	15	20	25	30
$N_{BT}$ (kW)	10635,1	10460	10284,9	10109,8	9934,7	9759,5
A (m <sup>2</sup> )	19123,9	15494	13441,6	12026,6	10955,8	10099,3
3 BASINÇLI AIK						
YB = 40 bar		OB = 15 bar			AB = 3 bar	
PP (C)	5	10	15	20	25	30
$N_{BT}$ (kW)	9278,8	9109,3	8939,8	8770,3	8600,8	8431,3
A (m <sup>2</sup> )	15468,5	14172,7	12717,1	11571,2	10643,2	9867,5





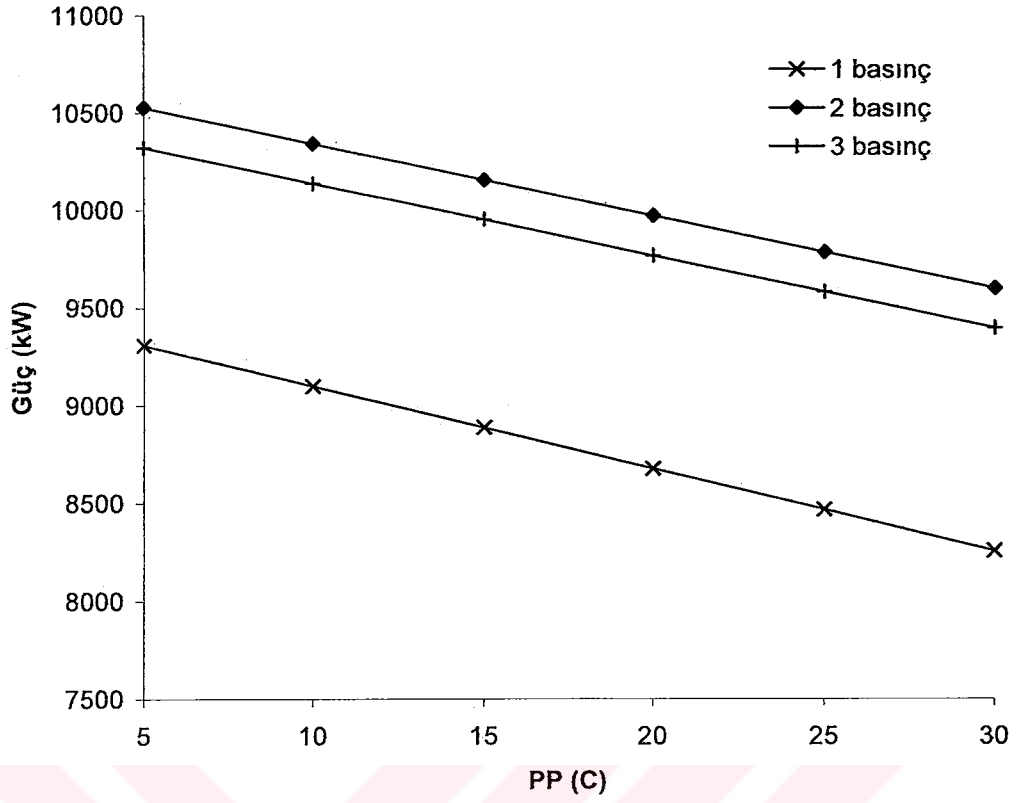
Şekil 5.3 Tek basınçlı iki basınçlı ve üç basınçlı AIK'lardaki güç – PP değişim grafiği  
( YB = 40 bar OB = 15 bar AB = 3 bar için)



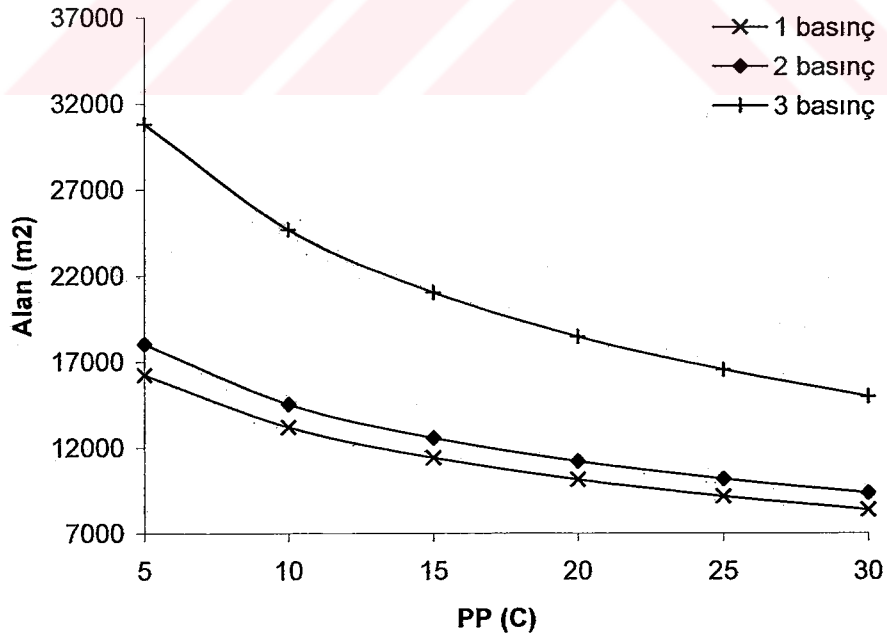
Şekil 5.4 Tek basınçlı iki basınçlı ve üç basınçlı AIK'lardaki alan – PP değişim grafiği  
( YB = 40 bar OB = 15 bar AB = 3 bar için)

Çizelge 5.3 Bir basınçlı, iki basınçlı ve üç basınçlı AIK'larda YB=50 bar, OB=15 bar ve AB=8 bar iken PP- N<sub>BT</sub> ve PP-Alan değişimleri

1 BASINÇLI AIK						
YB = 50 bar						
PP (C)	5	10	15	20	25	30
NBT (kW)	9307,6	9096,9	8886,3	8675,6	8465	8254,3
A (m <sup>2</sup> )	16220,9	13183,2	11403,1	10143,2	9170,1	8379,1
2 BASINÇLI AIK						
YB = 50 bar			AB = 8 bar			
PP (C)	5	10	15	20	25	30
NBT (kW)	10525,2	10339,4	10153,5	9967,7	9781,9	9596
A (m <sup>2</sup> )	18032,8	14525,1	12554,2	11201,2	10180,2	9365,3
3 BASINÇLI AIK						
YB = 50 bar		OB = 15 bar			AB = 8 bar	
PP (C)	5	10	15	20	25	30
NBT (kW)	10319,7	10134,6	9949,5	9764,4	9579,2	9394,1
A (m <sup>2</sup> )	30814	24650,7	21006,9	18454,3	16516,1	14971,1



Şekil 5.5 Tek basıncılı iki basıncılı ve üç basıncılı AIK'lardaki güç – PP değişim grafiği ( YB = 50 bar OB = 15 bar AB = 8 bar için)



Şekil 5.6 Tek basıncılı iki basıncılı ve üç basıncılı AIK'lardaki alan – PP değişim grafiği ( YB = 50 bar OB = 15 bar AB = 8 bar için)

Çizelge 5.1 de görülen şu ki  $YB = 50\text{bar}$   $OB = 10\text{ bar}$  ve  $AB = 3\text{ bar}$  için bütün basınç sayılı AIK'ların en yüksek güç değerlerine PP değeri  $5\text{ }^\circ\text{C}$  iken ulaştıkları görülmüş ve bunların arasında en yüksek buhar türbini gücü olan  $10840\text{ kW}$ 'lık değere iki basınçlı AIK da ulaşılmıştır. Şekil 5.1de de bu durum görsel olarak ifade edilmiştir. Şekil 5.2 de yukarıda bahsi geçen basınç ve PP değerleri için en yüksek toplam santral alanı üç basınçlı AIK da görülmüştür. Bu durum için bize en yüksek güç değerini sağlayan iki basınçlı AIK için ise toplam santral alanı üç basınçlıdan daha düşük bir değerde olup ekonomik açıdan tercih edilebilir konumdadır.

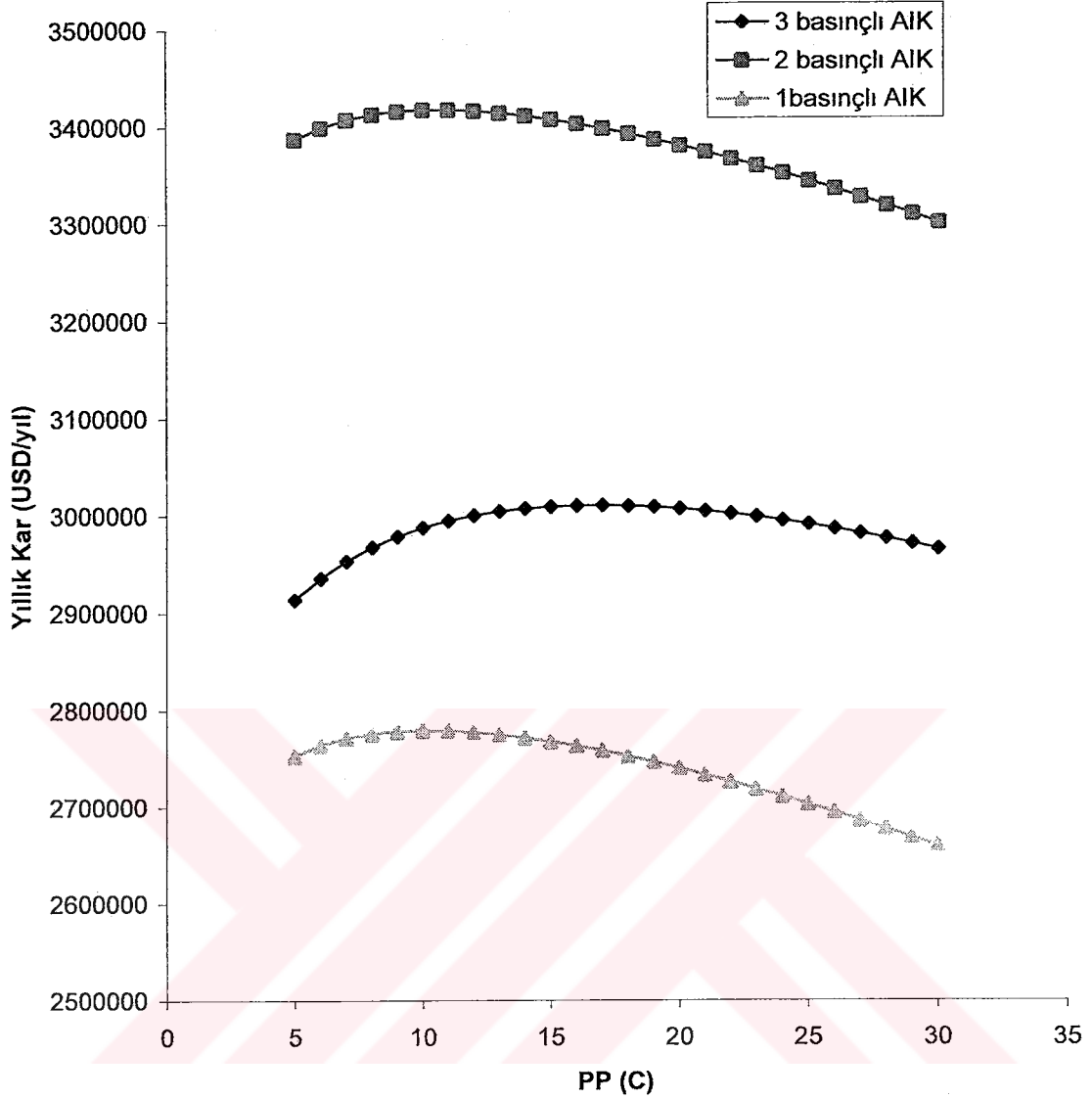
Çizelge 5.2 ye bakacak olursak  $YB = 40\text{ bar}$   $OB = 15\text{ bar}$  ve  $AB = 3\text{ bar}$  için  $PP = 5\text{ }^\circ\text{C}$  iken üç farklı basınç sayılı AIK'ların arasında en yüksek buhar türbin gücüne ( $10635\text{ kW}$ ) iki basınç sayılı AIK da ulaşıldığı görülmüştür.

Çizelge 5.3de görülen şu ki  $YB = 50\text{bar}$   $OB = 15\text{ bar}$  ve  $AB = 8\text{ bar}$  için bütün basınç sayılı AIK'ların en yüksek güç değerlerine PP değeri  $5\text{ }^\circ\text{C}$  iken ulaştıkları görülmüş ve bunların arasında en yüksek buhar türbini gücü olan  $10525\text{ kW}$ 'lık değere iki basınçlı AIK da ulaşılmıştır. Şekil 5.4de de bu durum görsel olarak ifade edilmiştir. Şekil 5.5de yukarıda bahsi geçen basınç ve PP değerleri için en yüksek toplam santral alanı üç basınçlı AIK da görülmüştür. Bu durum için bize en yüksek güç değerini sağlayan iki basınçlı AIK için ise toplam santral alanı üç basınçlıdan daha düşük bir değerde olup ekonomik açıdan tercih edilebilir konumdadır.

Sonuçta tespit edilen şu ki verileri kullanılan bu kombine çevrim santralinden maksimum buhar türbin gücünü dolayısıyla maksimum performansı, toplam santral alanları da göz önüne alınarak en optimum şekilde alabilmek için yapılan kabuller ve analizler doğrultusunda iki basınçlı AIK kullanımı tercih edilmesi gerektiği sonucu varılmıştır.

İşte bu noktada daha net bir sonuç için AIK basınç sayısı seçimine santral yatırım maliyetleri ve yıllık kazanç oranları da göz önüne alınarak bakmak gerekir.

Tek basınçlı, iki basınçlı ve üç basınçlı AIK için maliyet analizi sonuçları aşağıda ki grafikte gösterilmiştir.



Şekil 5.7 Tek basınçlı, iki basınçlı ve üç basınçlı AIK'ların PP – Yıllık Kar değişimleri

Şekil 5.7de görüldüğü gibi iki basınçlı AIK aynı şartlarda tek basınçlı ve üç basınçlı AIK'lara göre daha yüksek yıllık kar sağlamaktadır. Ve bu değer  $PP = 11 \text{ }^{\circ}\text{C}$  de elde edilen 3417651 USD/yıl dır.

Görüldüğü üzere yapılan tüm pinch analizleri, basınç analizleri ve son olarak ta yapılan maliyet analizleri sonucunda en optimum değerler iki basınç seviyeli AIK için elde edilmiştir. Dolayısıyla mevcut olan bu sistemimizde iki basınçlı AIK'nın tercih edilmesi gerekliliği tespit edilmiştir.

## KAYNAKLAR

- Franco, A. ve Russo, A., (2001), " Combined Cycle Plant Efficiency Increase Based on the Optimization of the Heat Recovery Steam Generator Operating Parameters", Elsevier, International Journal of Thermal Sciences, 41 (2002) 843-859, Pisa/ Italy
- Liszka, M., Manfrida, G. ve Ziebig, A., (2002), " Parametric Study of AIK in case of Repowered Industrial CYB Plant", Pergamon, Energy Conversion and Management 44 (2003) 995-1012, Frenze/Italy
- Wang, F.J. ve Chiou, J.S., (2003), " Integration of Steam Injection and Inlet Air Cooling for a Gas Turbine Generation System", Pergamon, National Cheng Kung University, Taiwan 701, Taiwan, ROC.
- Ozkan, S.K., (1999), " Darboğaz Tasarımıyla Isı Entegrasyonu, Doktora Tezi, Yıldız Teknik Üniversitesi", İstanbul
- Ong'ino, A., Ugursal, V.I., A/Twell, A.M. ve Walkers, J.D., (1996), "Modeling of Heat Recovery Steam Generator Performance", Department of Mechanical Engineering ve Department, Technical University of Nova Scotia, Pergamon, Minneapolis/USA
- Valdes, M. Ve Rapun, J.L., (2000), " Optimization of Heat Recovery Steam Generators for Combined Cycle Gas Turbine Power Plants", Pengamon, Applied Thermal Engineering 21 (2001) 1149-1159, Madrid/SPAIN
- Akgün, M., (1995), "Kombine Çevrim Santrallerinin Tekno-Ekonomik Etüdü ve Optimum Termodinamik Şartların Belirlenmesi", Yüksek Lisans Tezi, Yıldız Teknik Üniversitesi, İstanbul
- Horlock, J.H., (1992) " Combined Power Plants", Pergamon Press, KOC University Library,
- Nag, P.K ve De, S., (1996), "Design and Operation of a Heat Recovery Steam Generator with minimum Irreversibility", Pergamon., Department of Mechanical Engineering, Indian Institute of Technology, Kharappur, 721 302 India
- Valdes, M., Dunan, M.D. ve Ravina, A., (2003) " Thermoeconomic Optimization of Combined Cycle Gas Turbine Power Plants using Genetic Algorithms", Pergamon Applied Thermal Engineering 23 (2003) 2169 – 2182, Madrid/SPAIN
- Casarosa, C., Donatini, F. ve Franco, A., (2001), "Thermoeconomic Optimization of Heat Recovery Steam Generators Operating Parameters for Combined Plants", Pergamon, Pisa/ITALY
- Şahin, Bahri., (1996), "Kombine Çevrim Tesislerinde Kullanılan Atık Isı Kazanlarının Optimum Isı Transfer Alanının Belirlenmesi", 7. Türkiye Enerji Kongresi, İzmir
- Franco, A. ve Casarosa, C., (2002), "On Some Perspectives for Increasing the Efficiency of Combined Cycle Power Plants", Pergamon, Allied Thermal Engineering 22 (2002) 1501 – 1518, Pisa/ITALY
- Silveira, J.L. ve Tuna, C.E., (2003), "Thermoeconomic Analysis Method for Optimization of Combined Heat and Power Systems", Pergamon, Sao Paulo/BRAZIL
- Attala, L., Facchini, B. ve Ferrara, G., (2000), "Thermoeconomic Optimization Method As Design Tool In Gas-Steam Combined Plant Realization", Pergamon, Florence/ITALY

A.Bejan, (1987), "Thermodynamic Design of Heat and Mass Transfer Processes Devices",  
Heat Fluid Flow 8

INTERNET KAYNAKLARI

[1] [www.gepower.com](http://www.gepower.com)



**ÖZGEÇMİŞ**

Doğum tarihi : 13. 07.1979

Doğum yeri : İstanbul

Lise : 1993 – 1997 Pertevniyal Lisesi

Lisans : 1997 – 2001 Yıldız Teknik Üniversitesi, Makine Fakültesi  
Makine Mühendisliği Bölümü

Yüksek Lisans : 2002 – 2004 Yıldız Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü  
Makine Mühendisliği Bölümü, Isı Proses Programı

