

**YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**GAZ TURBİNLİ SİSTEMLERDE PERFORMANS
ARTTIRMA YÖNTEMLERİNİN ANALİZİ**

Makina Mühendisi Ali KARADEMİR

FBE Makine Mühendisliği Anabilim Dalında Enerji Programında Hazırlanan

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Tez Danışmanı : Yrd.Doç.Dr.Hasan Hüseyin ERDEM, Yıldız Teknik Üniversitesi

İSTANBUL, 2008

**YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**GAZ TURBİNLERİ SİSTEMLERİNDE PERFORMANS
ARTTIRMA YÖNTEMLERİNİN ANALİZİ**

Makina Mühendisi Ali KARADEMİR

FBE Makine Mühendisliği Anabilim Dalında Enerji Programında Hazırlanan

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Tez Danışmanı : Yrd.Doç.Dr.Hasan Hüseyin ERDEM, Yıldız Teknik Üniversitesi

İSTANBUL, 2008

**YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**GAZ TURBİNLİ SİSTEMLERDE PERFORMANS
ARTTIRMA YÖNTEMLERİNİN ANALİZİ**

Makina Mühendisi Ali KARADEMİR

FBE Makine Mühendisliği Anabilim Dalında Enerji Programında Hazırlanan

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Tez Danışmanı : Yrd.Doç.Dr.Hasan Hüseyin ERDEM, Yıldız Teknik Üniversitesi

İSTANBUL, 2008

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
İÇİNDEKİLER.....	ii
SİMGE LİSTESİ	iv
KISALTMA LİSTESİ	vi
ŞEKİL LİSTESİ	vii
ÇİZELGE LİSTESİ	x
ÖNSÖZ.....	xi
ÖZET	xii
ABSTRACT	xiii
1. GİRİŞ.....	1
2. LİTERATÜR TARAMASI	2
3. GAZ TÜRBİNLERİNDE GİRİŞ HAVASININ SOĞUTULMASININ TERMODİNAMİK ANALİZİ	5
3.1 Giriş Hava Soğutma Yöntemleri.....	6
3.2 Hava Sıcaklığı ve Basınç Oranına Bağlı Olarak Bağlı Nemim Çevrim üzerindeki Etkileri	7
3.2.1 Evaporatif Soğutma Yöntemi ile Analiz	7
3.2.2 Mekanik Soğutma Yöntemi ile Analiz	17
3.2.2.1 Değişken basınç oranı (Pr) ile değişken bağıl nem değerli hesap	18
3.2.2.2 Sabit basınç oranı (Pr) ile,değişken bağıl nem değerli hesap	28
4. GAZ TÜRBİNİNDE PERFORMANS İYİLEŞTİRME UYGULAMASI.....	33
4.1 ISO Şartlarında GE LM 2500 Gaz Türbini Model Doğrulaması	33
4.2 Değişken Hava Koşullarında GE LM 2500 Gaz Türbini Kullanılarak Basit Çevrim Güç ve Enerji Üretim Değerleri.....	36
4.3 Değişken Hava Koşullarında Evaporatif Soğutma Yapararak Basit Çevrim Güç ve Enerji Üretim Değerleri	41
4.4 Değişken Hava Koşullarında Mekanik Soğutma Yapararak Basit Çevrim Güç ve Enerji Üretim Değerleri	46
5. EKONOMİK ANALİZ AMORTİSMAN HESABI.....	49
5.1 Evaporatif soğutma için ekonomik analiz	49
5.2 Mekanik soğutma için ekonomik analiz	51

6.	SONUÇ.....	53
	KAYNAKLAR.....	54
	ÖZGEÇMİŞ.....	56

SİMGE LİSTESİ

Be	Özgül yakıt sarfiyatı
Bh	Yakıt tüketimi
Bht	Yıllık yakıt tüketimi
C_e	Elektrik kazanç değeri
C_{Bht}	Evaporatif soğutma net yakıt gideri
C_k	Kuruluş maliyeti
c_{pa}	Sabit basınçta havanın özgül ısı
c_{pg}	Sabit basınçta egsoz gazı özgül ısı
C_{su}	Evaporatif su maliyeti
Ee	Yıllık elektrik enerji üretimi
Eg	Günlük elektrik enerji üretimi
F	Yakıt hava oranı
F_e	Birim elektrik fiyatı
F_{su}	Birim su fiyatı
F_y	Birim yakıt fiyatı
g_k	Birim kuruluş maliyeti
h_1	Kompresör giriş entalpisi
h_2	Kompresör çıkış entalpisi
h_3	Türbin giriş entalpisi
h_4	Türbin çıkış entalpisi
HR	Isı oranı
L_f	Yükleme faktörü
\dot{m}_a	Kompresör giriş hava debisi
\dot{m}_g	Türbin çıkış egsoz gazı debisi
\dot{m}_k	Kuru hava debisi
M_{su}	Evaporatif soğutma yıllık su debisi
Ne	Güç
P_1	Çevre hava basıncı
P_2	Kompresör çıkış basıncı
P_3	Türbin giriş basıncı
P_4	Türbin çıkış basıncı
P_r	Kompresör basınç oranı

P_{rt}	Türbin basınç oranı
Q	Elde edilen ısı miktarı
r	Kompresör işinin türbin işine oranı
RH_1	Çevre hava bağıl nemi
RH_2	Kompresör giriş hava bağıl nemi
T_0	Çevre hava sıcaklığı
T_1	Kompresör giriş hava sıcaklığı
T_2	Kompresör çıkış hava sıcaklığı
T_3	Türbin giriş hava sıcaklığı
T_4	Türbin çıkış hava sıcaklığı
v	Özgül hacim
w	Özgül nem farkı
w_0	Çevre havası özgül nem
w_1	Kompresör girişi özgül nem
α_1	Hava için özgül ısı oranı
α_2	Egsoz gazı için özgül ısı oranı
Δhc	Alt ısı değer
η_c	Kompresör verimi
η_t	Türbin verimi
η_{th}	Termik verim
ρ	Yoğunluk

KISALTMALISTESI

EES	:Engineering Equation Solver
I	: Intercooled reheat recuperated gas turbine cycle
IAI	: Intercooled reheat recuperated gas turbine cycle with absorption inlet cooling
IAIEA	: Intercooled reheat recuperated gas turbine cycle with absorption inlet cooling and evaporative after cooling
IEA	: Intercooled reheat recuperated gas turbine cycle with evaporative after cooling
IEI	: Intercooled reheat recuperated gas turbine cycle with evaporative inlet cooling
ISO	: Internationale Standart Organization
R	: Recuperated cycle
REA	: Recuperated cycle with evaporative after cooling
RDEC	: Recuperated cycle with evaporative cooling of the inlet air
RDECEA	: Recuperated cycle with evaporative cooling of the inlet air and evaporative after cooling
STIG	: Steam injected gas turbine

ŞEKİL LİSTESİ

Şekil 3.1 Basit gaz türbini çevrim şeması.....	5
Şekil 3.2 P-v ve T-s diyagramları.....	5
Şekil 3.3 T-s diyagramı kazanç net iş.....	6
Şekil 3.4 Evaporatif soğutmalı çevrim şeması ve evaporatif soğutma ünitesi temsili gösterimi8	
Şekil 3.5 Psikrometrik diyagram	9
Şekil 3.6 20 °C çevre sıcaklığında değişen çevre bağıl nemi ve değişen sıkıştırma oranına göre sıkıştırma oranı ve elde edilen termik verim grafiği.....	12
Şekil 3.7 20 °C çevre sıcaklığında değişen çevre bağıl nemi ve değişen sıkıştırma oranına göre sıkıştırma oranı ve elde edilen net iş grafiği.....	12
Şekil 3.8 30 °C çevre sıcaklığında değişen çevre bağıl nemi ve değişen sıkıştırma oranına göre sıkıştırma oranı ve elde edilen termik verim grafiği.....	13
Şekil 3.9 30 °C çevre sıcaklığında değişen çevre bağıl nemi ve değişen sıkıştırma oranına göre sıkıştırma oranı ve elde edilen termik verim grafiği.....	14
Şekil 3.10 40 °C çevre sıcaklığında değişen çevre bağıl nemi ve değişen sıkıştırma oranına göre sıkıştırma oranı ve elde edilen termik verim grafiği.....	14
Şekil 3.11 40 °C çevre sıcaklığında değişen çevre bağıl nemi ve değişen sıkıştırma oranına göre sıkıştırma oranı ve elde edilen net iş grafiği.....	15
Şekil 3.12 50 °C çevre sıcaklığında değişen çevre bağıl nemi ve değişen sıkıştırma oranına göre sıkıştırma oranı ve elde edilen termik verim grafiği.....	16
Şekil 3.13 50 °C çevre sıcaklığında değişen çevre bağıl nemi ve değişen sıkıştırma oranına göre sıkıştırma oranı ve elde edilen net iş grafiği.....	16
Şekil 3.14 Mekanik soğutma bataryaları resimleri.....	17
Şekil 3.15 Mekanik soğutmanın psikrometrik diyagramda ve şematik gösterimi gösterimi ...	18
Şekil 3.16 20 °C çevre sıcaklığı soğutulup 15 °C kompresör giriş sıcaklığında sıkıştırma oranı ve termik verim grafiği	19
Şekil 3.17 20 °C çevre sıcaklığı soğutulup 10 °C kompresör giriş sıcaklığında basınç oranı ve termik verim grafiği	20
Şekil 3.18 20 °C çevre sıcaklığı soğutulup 5 °C kompresör giriş sıcaklığında basınç oranı ve termik verim grafiği	20
Şekil 3.19 20 °C çevre sıcaklığından sırasıyla 15 °C, 10 °C, 5 °C kompresör giriş sıcaklığına soğutulup %30 çevre bağıl neminde, basınç oranı ve termik verim grafiği	21
Şekil 3.20 20 °C çevre sıcaklığından sırasıyla 15 °C, 10 °C, 5 °C kompresör giriş sıcaklığına soğutulup %80 çevre bağıl neminde, basınç oranı ve termik verim grafiği	22

Şekil 3.21 25 °C çevre sıcaklığı soğutularak 15 °C kompresör giriş sıcaklığında basınç oranı ve termik verim grafiği	23
Şekil 3.22 25 °C çevre sıcaklığı soğutularak 10 °C kompresör giriş sıcaklığında basınç oranı ve termik verim grafiği	24
Şekil 3.23 25 °C çevre sıcaklığı soğutularak 5 °C kompresör giriş sıcaklığında basınç oranı ve termik verim grafiği	24
Şekil 3.24 25°C çevre sıcaklığından sırasıyla 15 °C,10 °C,5 °C kompresör giriş sıcaklığına soğutularak %30 çevre bağıl neminde, değişen basınç oranına göre termik verim grafiği.....	25
Şekil 3.25 25 °C çevre sıcaklığından sırasıyla 15 °C,10 °C,5 °C kompresör giriş sıcaklığına soğutularak %80 çevre bağıl neminde, değişen basınç oranına göre termik verim grafiği.....	25
Şekil 3.26 30 °C çevre sıcaklığından sırasıyla 15 °C kompresör giriş sıcaklığına soğutularak değişen çevre bağıl nemi ve değişen basınç oranına göre elde edilen termik verim grafiği.....	26
Şekil 3.27 30 °C çevre sıcaklığından sırasıyla 10 °C kompresör giriş sıcaklığına soğutularak değişen çevre bağıl nemi ve değişen basınç oranına göre elde edilen termik verim grafiği.....	26
Şekil 3.28 30 °C çevre sıcaklığından sırasıyla 5 °C kompresör giriş sıcaklığına soğutularak değişen çevre bağıl nemi ve değişen basınç oranına göre elde edilen termik verim grafiği.....	27
Şekil 3.29 30 °C çevre sıcaklığından sırasıyla 15 °C,10 °C,5 °C kompresör giriş sıcaklığına soğutularak %30 çevre bağıl neminde, değişen basınç oranına göre termik verim grafiği.....	27
Şekil 3.30 30 °C çevre sıcaklığından sırasıyla 15 °C,10 °C,5 °C kompresör giriş sıcaklığına soğutularak %80 çevre bağıl neminde, basınç oranı ve termik verim grafiği	28
Şekil 3.31 20°C çevre sıcaklığından sırasıyla 15,10,5 °C kompresör giriş sıcaklığına soğutulup sabit basınç oranıyla ve çevre bağıl nemine bağlı olarak, bağıl nem -termik verim grafiği.....	29
Şekil 3.32 25°C çevre sıcaklığından sırasıyla 15,10,5°C kompresör giriş sıcaklığına soğutulup sabit sıkıştırma oranıyla artan çevre bağıl nemine bağlı olarak, bağıl nem ve elde edilen termik verim grafiği.....	30
Şekil 3.33 30 °C çevre sıcaklığından sırasıyla 15 °C, 10 °C, 5 °C kompresör giriş sıcaklığına soğutulup sabit sıkıştırma oranıyla artan çevre bağıl nemine bağlı olarak, bağıl nem ve elde edilen termik verim grafiği.....	30

Şekil 3.34 35°C çevre sıcaklığından sırasıyla 15 °C, 10 °C , 5°C kompresör giriş sıcaklığına soğutulup sabit sıkıştırma oranıyla artan çevre bağıl nemine bağlı olarak, bağıl nem ve elde edilen termik verim grafiği	31
Şekil 3.35 40°C çevre sıcaklığından sırasıyla 15 °C, 10 °C, 5°C kompresör giriş sıcaklığına soğutulup, sabit sıkıştırma oranıyla artan çevre bağıl nemine bağlı olarak, bağıl nem ve elde edilen termik verim grafiği	31
Şekil 4.1 LM2500 türbini sıcaklığa göre güç ve ısı oranı diyagramı	33
Şekil 4.2 İstanbul için bir yıl boyunca günlük ortalama sıcaklık değerleri	36
Şekil 4.3 İstanbul ili için bir yıl boyunca günlük ortalama sıcaklık değerleri ve Kompresör giriş sıcaklık değerleri.....	39
Şekil 4.4 İstanbul ili için bir yıl boyunca günlük ortalama sıcaklık değerleri ve Kompresör giriş sıcaklık değerleri.....	42
Şekil 4.5 İstanbul ili için evaporatif soğutmayla elde edilen bir yıl boyunca günlük sıcaklık değerleri ve Kompresör giriş sıcaklık değerleri.....	43
Şekil 4.6 İstanbul ili için bir yıl boyunca günlük özgül nem değerleri ve evaporatif soğutma ve de kompresör giriş sıcaklığı 5°C şart için özgül nem değerleri	44
Şekil 4.7 ISO şartında ve İstanbul normal hava koşulu ve evaporatif soğutma yapıldığı hallerdeki enerji üretim diyagramı.....	44
Şekil 4.8 ISO şartında ve İstanbul normal hava koşulu ve evaporatif soğutma yapıldığı hallerdeki günlük yakıt sarfiyatı diyagramı.	45
Şekil 4.9 İstanbul normal hava koşulunda ,evaporatif ve mekanik soğutma yapıldığı hallerdeki kompresör giriş havası sıcaklık diyagramı.	47
Şekil 4.10 İstanbul normal hava koşulunda ,evaporatif ve mekanik soğutma yapıldığı hallerdeki enerji üretim diyagramı.....	47
Şekil 4.11 İstanbul normal hava koşulunda ,evaporatif ve mekanik soğutma yapıldığı hallerdeki günlük yakıt sarfiyatı diyagramı	48
Şekil 4.12 İstanbul normal hava koşulunda ,evaporatif ve mekanik soğutma yapıldığı hallerdeki günlük üretilen güç diyagramı	48
Şekil 5.1 Mekanik soğutmada farklı soğutma sıcaklıkları için özgül yakıt tüketimleri	51
Şekil 5.2 Mekanik soğutmada farklı soğutma sıcaklıkları için günlük üretilen elektrik üretim	52

ÇİZELGE LİSTESİ

Çizelge 3.1 Evaporatif soğutma hesap girdileri.....	10
Çizelge 3.2 Mekanik soğutma değişken basınç oranlı hesap girdi değerleri	18
Çizelge 3.3 Mekanik soğutmalı sabit basınç oranlı hesap girdileri.....	28
Çizelge 4.1 ISO şartlarında hesap girdileri.....	34
Çizelge 4.2 ISO şartları için hesap sonuçları.....	36
Çizelge 4.3 İstanbul ili sıcaklık ve bağıl nem değerleri	38
Çizelge 4.4 İstanbul hava şartlarında hesap girdileri.....	39
Çizelge 4.5 İstanbul hava şartları için hesap sonuçları.....	40
Çizelge 4.6 İstanbul hava şartlarında evaporatif soğutma hesap girdileri.....	41
Çizelge 4.7 İstanbul hava şartlarında evaporatif soğutma hesap sonuçları	41
Çizelge 4.8 İstanbul hava şartlarında mekanik soğutma hesap girdileri	46
Çizelge 4.9 İstanbul hava şartlarında mekanik soğutma hesap sonuçları.....	46
Çizelge 5.1 Evaporatif soğutmada ekonomik analiz için hesap girdileri	50
Çizelge 5.2 Mekanik soğutmada ekonomik analiz için hesap girdileri.....	51
Çizelge 5.3 Mekanik soğutmada farklı soğutma sıcaklıkları için elde edilen değerler.....	52

ÖNSÖZ

Bu çalışma, Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü'ne bağlı Makina Mühendisliği anabilim dalı Enerji Programı'nda hazırlanan yüksek lisans tezidir. Çalışmanın kapsamı, kojenerasyon sistemlerinde ve kombine çevrim santrallerinin de yaygın olarak kullanılan gaz türbinlerinin performans artırma yöntemlerinden giriş havası soğutmanın incelenmesidir. Giriş havasının soğutulmasının gaz türbini performansı üzerine olan etkileri araştırılmıştır. Daha sonra giriş havası soğutma yöntemlerinden evaporatif ve mekanik soğutma metotları ele alınarak, bu metotların uygulandığı gaz türbinlerinde enerji üretimi ve yakıt sarfiyatının hesaplanması yöntemleri elde edilmiştir. Bu yöntemler kullanılarak, seçilen gaz türbini için İstanbul'un iklim değerleri ile uygulama yapılmış ve bulunan sonuçlar karşılaştırılmıştır.

Gerçekleştirmiş olduğumuz bu tez çalışmamda bana katkılarından dolayı Yrd.Doç.Dr. Hasan Hüseyin Erdem hocama teşekkürlerimi sunarım.

Ocak 2008

Makine Müh.

ALİ KARADEMİR

ÖZET

Günümüzde gelişmekte olan ülkelerin enerji ihtiyaçları sürekli artmaktadır. Artan enerji talebini yeni enerji santral yatırımlarıyla sağlanabilir. Fakat bunun yanında mevcut santrallerin performanslarının iyileştirilmesi ile artan talebin bir bölümünü karşılamak mümkündür. Özellikle az bir yatırım ile sağlanacak kapasite artışı pik yüklerin karşılanmasında önemli bir avantaj sağlayabilmektedir. Çevre şartlarından etkilenerek performans kaybı olan gaz türbinlerinde giriş havasının soğutulması ile sürekli aynı performans elde edilebilir. Basit gaz türbinleri performansına etki eden sistemlerinde iyileştirme için etki eden faktörler sırasıyla çevre sıcaklığı, bağıl nem , çalışma rejimi vs. Bu etkenler göz önüne alınarak bazı sistemler geliştirilmiştir ve kombine çevrim , giriş havası soğutma,ara kızdırma gibi metodlar uygulanmıştır.Sıcak iklim kuşaklarında yer alan ülkelerde giriş havası soğutma verim ve performans artışında önemli bir rol oynamaktadır. Bu çalışmamızda giriş havası soğutma metodları incelenmiştir. Bu konuda yapılan pek çok çalışma ve makale bulunmaktadır. General Elektrik LM 2500 türbini baz alınarak ,EES programı ile oluşturulan basit çevrim de İstanbul yıllık hava şartlarında ve tüm gaz türbinlerinin kabul edilmiş standart kapasite değeri ki Uluslar arası Standartlar Organizasyonu (ISO) tarafından ifade edilen çalışma koşulu 15 °C giriş havası sıcaklığında, %60 bağıl nem, deniz seviyesinde 101,3 kPa şartında enerji üretim değerleri ve ayrıca giriş havası soğutma metodları uygulanarak, performans ve verim artışına bağlı olarak elde edilen enerji değerleri kıyaslanmıştır. Basit gaz türbini çevrimi için kazanç enerjyle, giriş havası soğutmanın ekonomik analizi yapılarak incelenmiştir.

Anahtar sözcük:Gaz türbini,evaporatif soğutma,mekanik soğutma

ABSTRACT

Nowadays energy necessity increase consisttantly for developing country so increasing energy neccessity can provide to set up new power plant but also it is possible to increasing energy necessity can be provided a little with available systems recuperating performance. Especially increasing capacity with a little investment can provide important advantage on peak load. Losting performance due to ambient state on gas turbines can prevent with intake-air cooling so same performance can achieve consisttantly. For recuperating effecting factors at simple gas turbine is respectively ambient temperature, relative humidity, working regime. Some systems has improved with considering these factors that combine cycle, intake-air cooling , reheat is applied methods. İntake-air cooling take importand role for efficiency and performance improving at countries which take part on hot climatic regions. İntake-air cooling methods have determined in our study. There are issued lots of studies and papers about this matter. We take model General Electric LM2500 gas turbine and using EES software programs for working on İstanbul weather condition annually and for all turbines accepted standart capacity value which Internationale Standart Organization (ISO) is indicated working state that 15 °C entrance air temperature , %60 relative humidity, sea level 101,3 kPa , energy production quantification also using intake-air cooling methods and depending on increasing performance and efficiency can has produced energy quantification was compared. We investigated using intake-air cooling method with gain energy economic determination for simple gas turbine systems.

Keywords; Gas turbine, evaporative cooling, mechanic cooling

1. GİRİŞ

Gelişmekte olan ülkelerde endüstriyel sanayileşmenin gelişmesi elektrik enerji ihtiyaçlarını artırmaktadır. Elektrik enerjisi konusunda ülkeler ihtiyaca cevap verebilmek için gerekli önemleri almakta ve geliştirmektedirler. Bundan dolayı yeni santral yapımı, kapasite arttırma, mevcut sistemlerin performansını iyileştirmek gerekmektedir. Mevcut santrallerin performansına etki eden en önemli faktörler çevre havasının sıcaklığı ve nemi, katı yakıtlı santrallerde ise yakıt kalitesi ve santralin yaşıdır. Mevcut sistemler içerisinde performans açısından çevre şartlarından en çok etkilenen ise gaz türbinidir. Linyit yakıtlı termik santrallerde çevre havası kondenser basıncını arttırmakta ve üretilen gücü azaltmaktadır. Gaz türbini ünitelerinde ise çevre sıcaklığının artması hem sistemde dolaşan hava debisini azaltmakta hem de kompresör işini arttırmaktadır. Kompresör işi arttığı takdirde güç üretimi azalmaktadır ve termik verimin düşmesine neden olmaktadır. Özellikle sıcak ve nemli iklime sahip bölgelerde gaz türbinleri performansında önemli bir düşüş görülmektedir. Bu nedenle hem elektrik üretimi azalmakta hem de birim elektrik için harcanan yakıt miktarı artmaktadır. Türkiye ve diğer başka ülkelerde gaz türbinleri kombine çevrim santralleri ve kojenerasyon sistemlerinde kullanılmaktadır. Türkiye deki mevcut termik kurulu güç 2006 yılı sonu itibariyle 27.377,2 MW, elektrik üretim değeri ise termik 131240,2GWh dir. Basit bir kabulle %5 güç azalması olduğu düşünülürse 6562,01 GWh enerji kaybı olacaktır. Bu da Türkiye de 2015 yılına kadar yıllık %8,4 artışla enerji talebi olduğu göz önüne alınacak olursa hiç de azımsanmayacak bir kayıptır. Bu nedenle performans kayıplarını engelleyecek çözümler üretilmesi gerekmektedir. Bu performans kayıpları en çok yaz aylarında meydana gelmektedir. Son yıllarda klima ve soğutma sistemlerinin kullanımının artması, yaz aylarında elektrik talebinin artmasıyla gerekli yatırımların yapılmasını zorunlu hale getirmiştir. Enerji üretim santrallerinde giriş havası soğutma, yeni bir santral inşa etmeye göre avantajı , küçük yatırımlarla ve kısa sürede performansların iyileştirilmesidir. Pik taleplerin karşılanması için pek çok ülkede acil önlem olarak kullanılmaktadır.

Bu çalışmada gaz türbini sistemlerinde en çok kullanılan performans artırma yöntemlerinden evaporatif ve mekanik soğutmanın Türkiye de seçilen bir bölge için ekonomik karşılaştırılması yapılmıştır. Öncelikle yaygın olarak kullanıldığı için seçilen General Electric LM2500 türbininin simülasyon modeli oluşturulmuş ve gerçek değerleriyle karşılaştırılarak doğruluğu test edilmiştir. Daha sonra gerçek çevre sıcaklığı ve nem değerlerinde bu model kullanılarak hesaplamalar yapılmıştır.

2. LİTERATÜR TARAMASI

Seyfi Şevik (2006), gaz türbini giriş havası soğutma ile ilgili türbin giriş havası soğutmanın niçin yapıldığını, avantajlarını ve dezavantajlarını, giriş havası soğutma yöntemlerini anlatmıştır.[1]

Şahin ve Acül (2005) , enerji tesislerinde kullanılan türbin giriş havası soğutma yöntemleri ve ünitelerini anlatmışlardır. Giriş havası soğutma ünitelerinin dizayn ve performans kriterlerini açıklamışlardır. Soğutma ünitelerinin malzeme ve konstrüktif özelliklerini irdeleyip elde edilecek kazançları ve kayıpları açıklamışlardır. [2]

Ünver ve Kılıç (2005) , çevre sıcaklığının kombine çevrim güç santralının performansına etkisini incelemiş olup, çevre sıcaklığındaki değişimin sistemin performansını hangi oranlarda etkilediğini çalışan bir santralin verileri kullanılarak analiz etmişlerdir.. Uygulamayı 1999 yılında kurulan 1400 MW gücündeki Bursa Ovaakça Doğalgaz Kombine Çevrim Santrali için yapmışlardır. Yapılan çalışmada doğal gaz kombine çevrim santralının termodinamik analizi gerçekleştirilmiş ve faydalı güç, tersinir güç ve tersinmezlikler gibi termodinamik büyüklüklerin ünitelere göre değişimleri hesaplanmıştır. Hesaplamalar santralde bulunan ikiz bloklardan bir tanesi için, santralin dizayn değerleri kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Çevre sıcaklığının artmasıyla gaz türbini çevrimine giren havanın kütleli debisi azalmakta ve bu santral elemanlarının tümünü etkileyerek elde edilen net gücün düşmesine neden olmaktadır. Çevre sıcaklığının 42°C ye ulaşması ile, genel tersinmezliğin %5, faydalı gücün %22, tersinir gücün %14 civarında azaldığı ve özgül yakıt sarfiyatının %9 arttığını hesaplamışlardır.[3]

Boonnasa vd., (2004) , absorpsiyon chilleri kullanarak giriş havası soğutma ile kombine çevrim santralının performansını artırmayı incelemişlerdir. Yaptıkları çalışmada Tayland Bankok da 2 gaz türbini (11,76MW) ve bir buhar türbininden (115,14MW) oluşan 8 yıldır çalışan kombine çevrim santralının, tüm yıl boyunca hava sıcaklığının 15°C üstünde 23 - 35°C değerlerinde olan çalışma koşulu ile kompresöre girmeden önce 15°C %100 RH da çalışma koşulu kıyaslanmıştır. Çıkış gücü yaklaşık %10,6 artar ve kombine santralin gücü %6,24 artar. Ekonomik analizlere göre 3,81 yılda kendini amorti etmektedir. Değeri 19,44 MUS\$ dir.[4]

Salvi ve Pierpaoli (2000) , buhar enjekte edilen gaz türbinleri için giriş havası soğutma sistemleri optimizasyonunu yapmışlardır. STIG türbinlerinde hava soğutmalı sıkıştırmanın pozitif etkilerini doğrulamak maksadıyla bir hesap modeli gerçekleştirilmiş ve çalıştırılmıştır.

Geliştirilmiş hesaplama programında giriş havası soğutmalı buhar enjeksiyonlu Allison 501 KH türbini optimizasyonu pozitif sonuç üretmiş, performans artışı gözlenmiştir. Giriş havası sıcaklığı ve makineye enjekte edilen değişken buhar miktarı göz önüne alınmıştır. Bu koşullar altında sıkıştırma gücü düşüşü, giren yakıt miktarı artışı, sıkıştırma sonu sıcaklık düşüşü, türbin iç sıcaklığı ve eksoz sıcaklığı hesaplanarak elektrik gücünde %17 artış meydana gelmiştir. Böylece kompresör giriş havası soğutması çok basit sistem kullanılması yoluyla STIG türbini performansını artırır.[5]

Erdem ve Sevilgen (2004), çevre sıcaklığının değişiminin basit gaz türbinleri çevriminde yıllık elektrik üretimine ve yakıt sarfiyatına etkisini incelemişler ve Türkiye iklim şartları için iki farklı gaz türbini için uygulama yapmışlardır. Türkiye'nin 7 iklim bölgesindeki aylık sıcaklık ortalamaları kullanılarak, ISO şartlarına göre elektrik üretim ve özgül yakıt sarfiyatı değişimlerini hesaplamışlardır. Çevre sıcaklığının artması elektrik üretimini azaltırken aynı zamanda, yakıt sarfiyatını artırmaktadır. Aylık sıcaklık değişimine bağlı olarak elektrik üretim kaybı tüm bölgelerde 15 °C sıcaklık üzerinde üretim kaybı %1,67-7,22 arasında olmaktadır.[6]

Alhazmy ve Najjar (2002), hava soğutucular kullanarak gaz türbini performansında artışı incelemişlerdir. Su püskürtmeli ve batarya ile hava soğutma sistemlerinin formüllerini belirtmişlerdir. Değişken hava şartlarında çeşitli sıcaklık, bağıl nem de birinci durum hava soğutmasız, ikinci durum su püskürtmeli hava soğutma ve üçüncü bataryalı hava soğutmalı basit gaz türbini güç santralinin sonuçlarını incelemişlerdir. Yayımlanan analizler gösterir ki su püskürtmeli soğutma, hava sıcaklığını 3-15 °C kadar düşürmektedir. Güç artışı % 1-7, verim artışı ise %3 dür. Mekanik soğutmada türbin çıkışı soğuk nem şartlarında %10 iyileşir, sıcak nem şartlarında %18 iyileşir. Türbin çıkışındaki güç santral performansını düşürür. Santralde meydana gelen net güç sırasıyla %6,1 ve %37,6 oranında düşüş gösterir.[7]

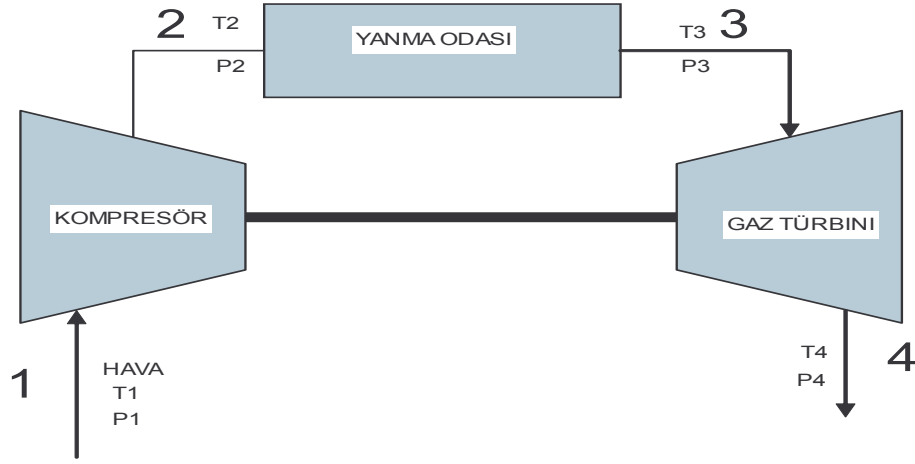
Kakaras vd., (2004), yaptığı çalışmada basit gaz türbini çevrimi IPSEPRO programıyla simule edilip 0-40 °C ve %0-100 bağıl nem aralığında koşul ile ISO şartı 15 °C şartı koşulunu kıyaslamışlardır. Bağıl nem artışıyla kompresör işi artmıştır. Evaporatif soğutma prosesi IPSEPRO programı ile simule edilmiştir. Sıcaklık artışına bağlı olarak soğutmasız ve soğutmalı durum irdelenmiş, soğutma ile türbin çıkış gücünde ve verimde artış görülmüştür. Yunanistan da kurulu Lavrio III kombine çevrim santrali baz alınarak ENBIPRO programıyla absorpsiyon chiller entegrasyonu simule edilmiştir. Elde edilen sonuçlar gösterir ki, hava soğutma sistemleri güç çıkışı ve verimdeki yüksek kazancı ispat etmektedir. Kombine çevrim santralinde absorpsiyon chiller verim kaybına rağmen güç çıkışını artırmıştır.[8]

Basily (2000) , yapmış olduğu çalışmada , gaz türbini çevrim iyileştirme için türbin giriş sıcaklığı, çevre sıcaklığı ve bağıl nemin dört farklı çevrim verimlerine etkisini EES programı kullanarak parametrik çalışmasını yayınlamıştır. Modellenen çevrim giriş soğutucu, kompresör, ard soğutucu, ısı değiştirici, su ısıtıcı, yanma odası, gaz türbininden oluşmaktadır. Birinci durum RDECEA (Giriş evaporatif soğutma ve ard evaporatif soğutmalı çevrim) çevrimi, ikinci durum REA (yalnız ard evaporatif soğutmalı çevrim) çevrimi , üçüncü durum RDEC (yalnız giriş havası evaporatif soğutmalı çevrim) çevrimi ,dördüncü durum R (soğutmasız iyileştirmeli çevrim) çevrimi dir. Elde edilen sonuçlar; Kompresör çıkışına su enjeksiyonu aynı basınç oranında gücü %110 artırır, verimi %16 artırır. Çevre bağıl nemin etkisi ile giriş havası evaporatif soğutma R çevrim verimi %2,85 artırır, ard evaporatif soğutma R çevriminin verimi %6,4 artmaktadır. Çevre sıcaklığının etkisi ile giriş evaporatif soğutma R çevrim verimini %3,2 , ard evaporatif soğutma R çevrim veriminin %7,2 arttırır. Türbin giriş sıcaklığı artmasıyla optimum basınç oranı, giriş evaporatif soğutmada her 100K de 0,45 , ard evaporatif soğutmada her 100 K da 1,4 artar.[9]

Basily (2003) yapmış olduğu çalışmada tüm çevrim performansı üzerinde çevre sıcaklığı, çevre bağıl nemi, türbin giriş sıcaklığı ve tekrar ısıtmanın etkisinin parametrik çalışmasını yapmıştır. Model olarak seçilen I çevriminde beş farklı düzeni inceleyip, giriş evaporatif soğutma, ard evaporatif soğutma, giriş absorpsiyon soğutma, giriş absorpsiyon soğutma ve evaporatif ard soğutmanın çevrim verimi ve gücüne etkisini yayınlayıp tartışılmıştır. Birinci düzen IAIEA çevrimi, ikinci düzen IAI çevrimi, üçüncü düzen IEA çevrimi, dördüncü düzen IEI çevrimi, Beşinci düzen I çevrimidir. Hesaplamalarda EES programı kullanılmıştır. Sonuç olarak ; Absorpsiyon giriş soğutma ve evaporatif ard soğutma I çevrimi verimini %3,5 , maksimum gücü %50 den fazla arttırmaktadır.. Absorpsiyon giriş soğutma , I çevrimi verimini %6,6 , maksimum gücü%10 arttırır. Evaporatif giriş soğutma I çevrim verimini %3,9 , maksimum gücü%11 arttırır. Artan T_o evaporatif giriş soğutma ve evaporatif ard soğutmadan dolayı verim kazancını arttırır. Artan RH_1 I ve IEA çevrimleri veriminde önemsiz etkiye sahiptir. Artan RH_1 evaporatif giriş soğutmada verim kazancını azaltır. Artan TIT absorpsiyonlu soğutma sistemler için ısı elde edilebilirliğini artırır ve maksimum soğutma etkisini de arttırır, RH_1 ve T_o IAI ve IAIEA düzenlerinde verim kazancında yer alır. Artan TIT iyileştirici ısıtıcının kapasitesini arttırır.[10]

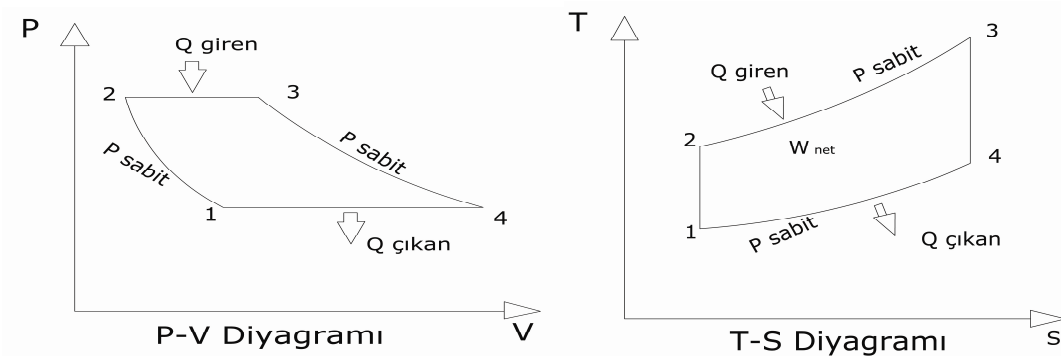
3. GAZ TÜRBİNLERİNDE GİRİŞ HAVASININ SOĞUTULMASININ TERMODİNAMİK ANALİZİ

Açık çevrim olarak belirtilen ve basit gaz türbini çevrimi olan Brayton çevriminde çevre koşullarındaki hava kompresör tarafından emilerek sıkıştırılır. Basıncı ve sıcaklığı artan hava, yakıtın sabit basınçta yakıldığı yanma odasına girer. Yanma sonunda oluşan yüksek sıcaklık da ki gazlar gaz türbinin de genişleyerek çevre basıncına düşer ve iş elde edilir. Basit çevrimde türbinden çıkan egsoz atmosfere atılır.



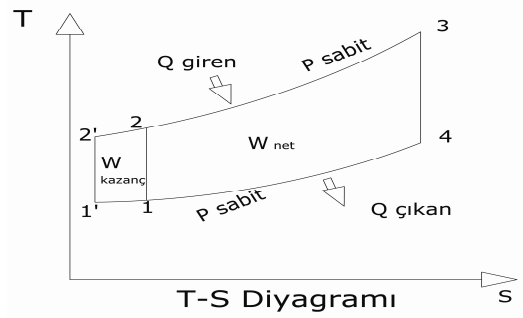
Şekil 3.1 Basit gaz türbini çevrim şeması

Şekil 3.1'de akış şeması verilen ideal Brayton çevrimi sürekli akışlı bir sistem olup 4 hal değişimi şu şekilde ifade edilir. 1-2 kompresörde izantropik sıkıştırma, 2-3 sabit basınçta sisteme ısı geçişi, 3-4 türbinde izantropik genişleme, 4-1 sabit basınçta çevreye ısı geçişi olarak ifade edilir. İdeal çevrimin P-v ve T-s diyagramları Şekil 3.2'de verildi.



Şekil 3.2 P-v ve T-s diyagramları

Gerçek gaz türbini çevriminde akış kanallarında ve yanma odasında basınç kayıpları meydana gelir. Hal değişimindeki tersinmezliklerden dolayı kompresör işi daha fazla, türbin işi ise daha az olur. Sıcak havanın sıkıştırılması soğuk havaya göre daha zordur. Havanın soğumasıyla yoğunluğu artmakta ve kompresöre daha fazla hava kütesinin girmesi sağlanmaktadır. Hava soğutma yapılarak sıcaklık değerleri arasındaki farkı açarak iş kazancı artmaktadır. Çevrimin T-s diyagramı Şekil 3.3 de verilmiştir.



Şekil 3.3 T-s diyagramı kazanç net iş

3.1 Giriş Hava Soğutma Yöntemleri

Soğutma bir cismin ya da ortamın bünyesinden ısı çekerek sıcaklığını düşürmektir. Isı geçişi sıcak ortamdaki daha düşük sıcaklıkta ki ortama doğru kendiliğinden gerçekleşen bir olgudur. Termodinamik çevrimlerde soğutma termodinamiğin ikinci yasası ile açıklanmıştır. Bu doğrultuda soğutma için dışardan bir işe gerek duyulmaktadır. Bundan dolayıdır ki soğutma yapılabilmesi için uygulanan yöntemler şu şekildedir.

- I. Evaporatif Soğutma
- II. Direk Soğutucu Akışkanla Soğutma
- III. İkincil Akışkanla Soğutma
 - a) Enerji Depolamalı Sistem
 - b) Direk Chiller Grubundan Beslemeli Sistem

Soğutma sistemlerinin avantajları

- Kapasite artırımını sağlar
- Yakıt verimliliğinin artması sağlar
- Türbin ömrü artar

- Kombine çevrim verimi artar
- Sistemin temel verimi artar

Soğutma sisteminin dezavantajları

- Filtreler için ek hacim gereksinimi
- Giriş kısmına konan soğutma bataryasından basınç kaybı artar
- Sistemin ek bakım ihtiyacı

Soğutma sisteminin kurulmasında karar aşamasında ekonomik analiz yapılmadan karar verilemez. Aşağıdaki başlıca bilgiler dikkate alınır.

- Güç talebi ve arz talep irdelenmesi
- Bölgesel iklim koşulları
- Kontrol sistemi
- Pompalama ihtiyacı
- Bakım onarım giderleri
- Üretim miktar artışı ve amortisman
- Elektrik enerji üretim maliyeti
- Yakıt bulunabilirliği

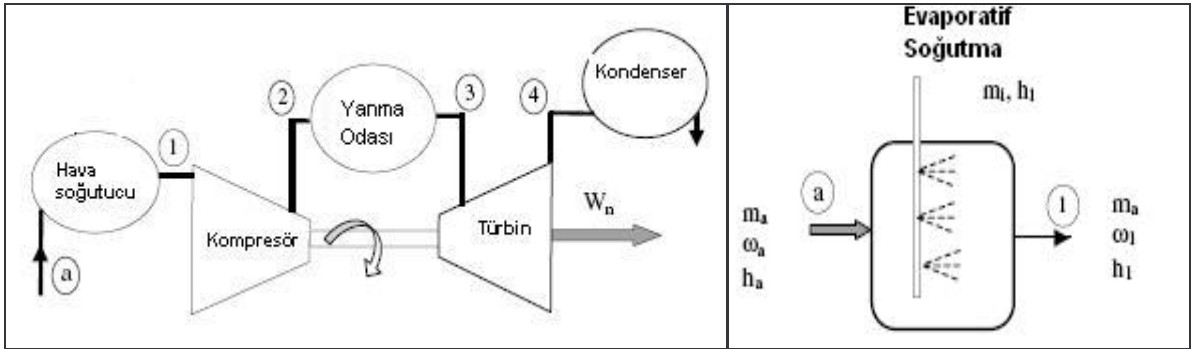
3.2 Hava Sıcaklığı ve Basınç Oranına Bağlı Olarak Bağlı Nemim Çevrim üzerindeki Etkileri

Çevrimin termik verimi gaz türbini basınç oranı ve akışkanın özgül ısısına bağlıdır. Çevrimde görülen en yüksek sıcaklık yanma sonunda meydana gelirken türbin kanat malzemesine bağlı olarak sınırlı kalmaktadır buda basınç oranını sınırlamaktadır. Türbin basınç oranı artıkça termik verim artmakta belli bir maksimum değerden sonra düşüşe geçmektedir .

3.2.1 Evaporatif Soğutma Yöntemi ile Analiz

Evaporatif soğutma ortam üzerine su püskürtmeyi içermektedir. Çevre sıcaklığındaki havaya su püskürtülmesi ile soğutulmasını yani havanın bağıl nemi artırılarak sıcaklığının düşürülmesi sağlamaktır. Bu da kompresör girişinde çevre havasının sıcaklığını düşürmeyi

sağlamaktadır. Kompresör girişinde havanın sıcaklığının düşmesi türbin çıkış gücünü arttırmaktadır. Pek çok türbinde volümetrik akış sabittir , bu yüzden artan akış oranı ve güç , giriş sıcaklığı ile ters orantılı olarak artmaktadır. Düşük nemli bölgelerde çok etkili bir yöntem olup, düşük kurulum ve işletme maliyeti pek çok gaz türbini uygulamalarında kullanışlı kılmaktadır. Gemilerde kullanılan gaz türbinlerinde değişen atmosferik şartların termik verim ve özgül yakıt sarfıyatı üzerinde bariz bir etkiye sahiptir. Artan sıcaklık özellikle verim ve yakıt ekonomisini azaltır. Yüksek sıcaklık ve bağıl nem özgül yakıt sarfıyatı ile ters orantılı olarak değişmektedir.



Şekil 3.4 Evaporatif soğutmalı çevrim şeması ve evaporatif soğutma ünitesi temsili gösterimi

Evaporatif soğutma, giriş kuru hava kütlesi değişmeden su ilave edilerek bağıl nemim artması sağlanarak havanın soğuması ile gerçekleşir.

Çizelge 3.1 Evaporatif soğutma hesap girdileri

T _o [°C]	RH ₁ [%]	P _r	P ₁ [kPa]	RH ₂	α ₁	α ₂	Δhc[kj/kg]	T ₃ [°C]
20	30	2	101,3	95%	1,4	1,333	42500	800
30	40	4						
40	50	6						
50	60	8						
	70	10						
	80	12						
	90	14						
		16						
		18						
		20						
		22						
		24						
		26						
		28						

EES programı üzerinde termodinamik özellikler kullanılarak ve hazırlanan formülasyonla hesaplama yapılmıştır. Δhc [8], İdeal Brayton çevrimi kullanılarak yapılan hesaplamada denklemler aşağıda gösterildiği şekildedir. 3.1 eşitliğinden çevre şartları ile evaporatif soğutma çıkışındaki özgül nem farkı bulunur.

$$w = w_1 - w_0 \quad (3.1)$$

3.2 eşitliğinden kompresör giriş basıncına ve basınç oranına bağlı olarak kompresör çıkış basıncı bulunabilir.

$$P_2 = P_1 \cdot P_r \quad [\text{kPa}] \quad (3.2)$$

Kompresör izentropik verimi, aşağıdaki eşitlikten basınç oranına bağlı olarak hesaplanabilir. [8] Eşitlik 3.4'den

$$\eta_c = 1 - \left(0,04 + \left(\frac{P_r - 1}{150}\right)\right) \quad (3.3)$$

$$T_2 = T_1 + \left(\frac{T_1}{\eta_c}\right) \cdot (P_r^{\frac{\alpha_1 - 1}{\alpha_1}} - 1) \quad [\text{K}] \quad (3.4)$$

$$P_3 = P_2 \quad [\text{kPa}] \quad (3.5)$$

Basınç kaybı hesaba katılmadığı için 3.5 eşitliğinde türbin giriş basıncı ve kompresör çıkış basıncı eşit alınmıştır.

$$\eta_t = 1 - \left(0,03 + \left(\frac{P_r - 1}{180}\right)\right) \quad (3.6)$$

3.6 Eşitliğinden türbin verimi bulunduktan sonra [8]

$$T_4 = T_3 + \eta_t \cdot T_3 \cdot \left(\left(\frac{1}{P_r}\right)^{\frac{\alpha_2 - 1}{\alpha_2}} - 1\right) \quad [\text{K}] \quad (3.7)$$

3.7 Eşitliğinde türbin giriş sıcaklığı ve basınç oranına bağlı olarak türbin çıkış sıcaklığı bulunur.[8]

$$P_4 = \frac{P_3}{P_r} \quad [\text{kPa}] \quad (3.8)$$

3.8 Eşitliğinden türbin çıkış basıncı bulunur.[8]

$$W_c = C_{pa} \cdot (T_2 - T_1) + w_1 \cdot (h_2 - h_1) \quad [\text{kJ/kg}] \quad (3.9)$$

3.9 Eşitliğinden ile kompresör işi bulunur. [8]

$$f = \frac{((C_{pg} \cdot (T_3 - 298)) + (w_1 \cdot (h_3 - h_2))) - (C_{pa} \cdot (T_2 - 298))}{\Delta hc - (C_{pg} \cdot (T_3 - 298))} \quad (3.10)$$

3.10 Eşitliğinden yakıtın havaya oranı bulunduktan sonra.[8]

$$W_t = (1 + w_1 + f) \cdot (C_{pg} \cdot (T_3 - T_4)) \quad [\text{kJ/kg}] \quad (3.11)$$

3.11 Eşitliğinde özgül nem ,yakıt hava oranı, özgül ısı ,türbin giriş ve çıkış sıcaklıklarından türbin işi bulunur. [8]

$$W_{net} = W_t - W_c \quad [\text{kJ/kg}] \quad (3.12)$$

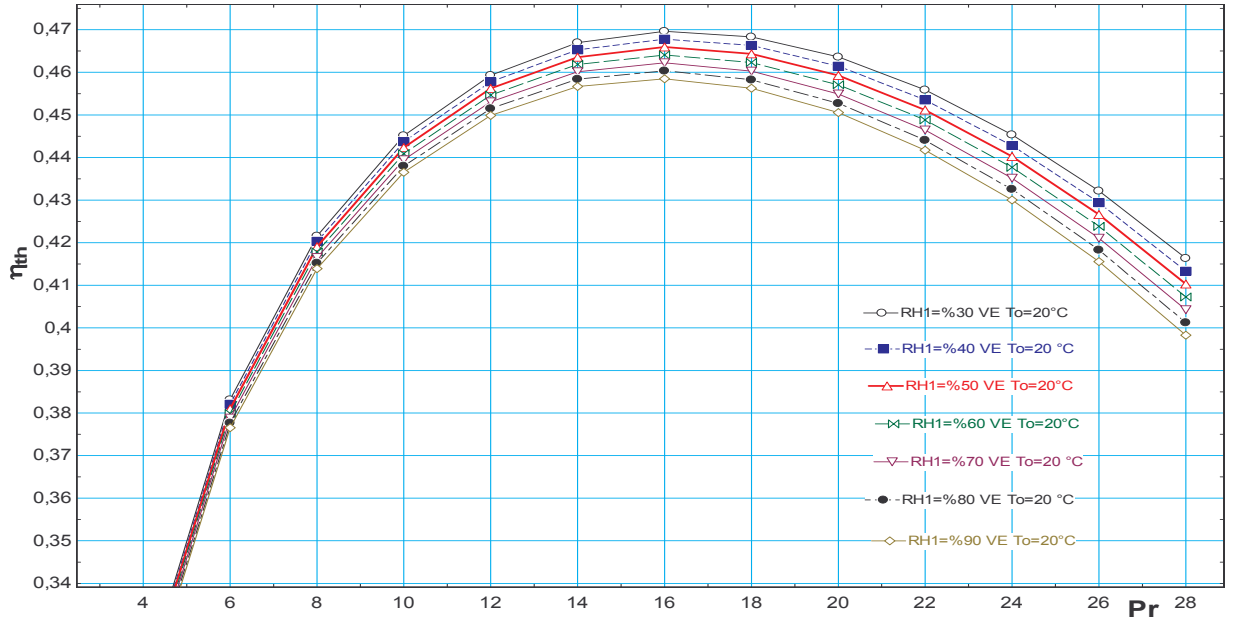
3.12 Eşitliğinde görüleceği üzere türbin işi ile kompresör işi farkından net iş bulunur. [8]

$$Q = f \cdot \Delta hc \quad [\text{kJ/kg}] \quad (3.13)$$

3.13 Eşitliğinde yakıt hava oranı ve yakıt alt ısıl değerinden toplam ısı hesap edilerek. [8]

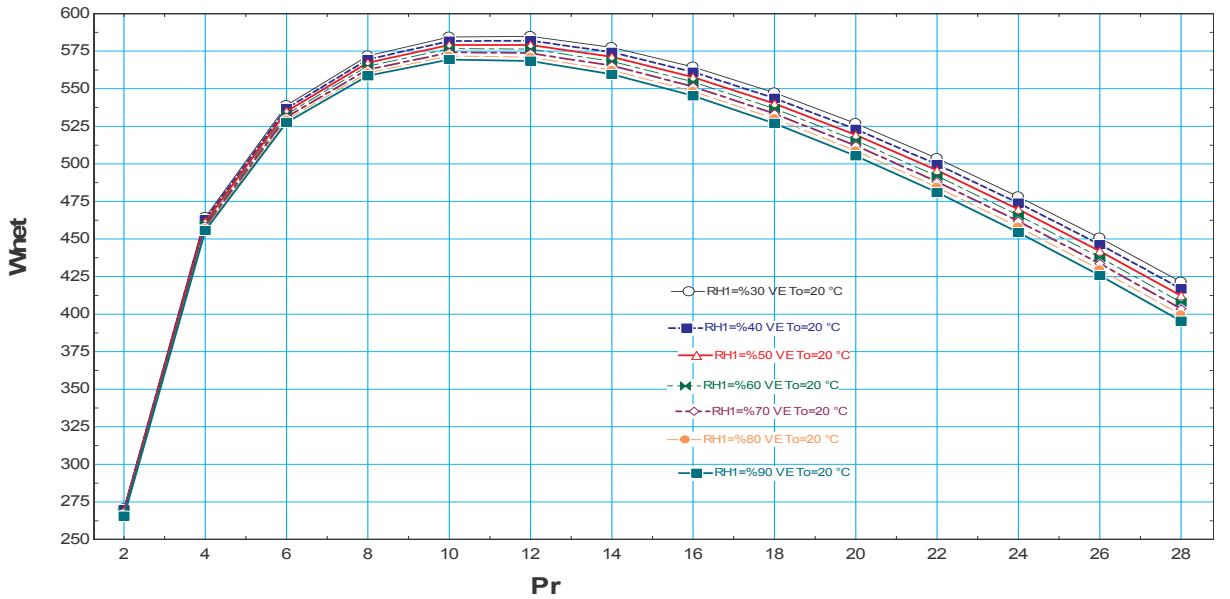
$$\eta_{th} = \frac{W_{net}}{Q} \quad (3.14)$$

3.14 Eşitliği kullanılarak termik verim bulunur. [8]



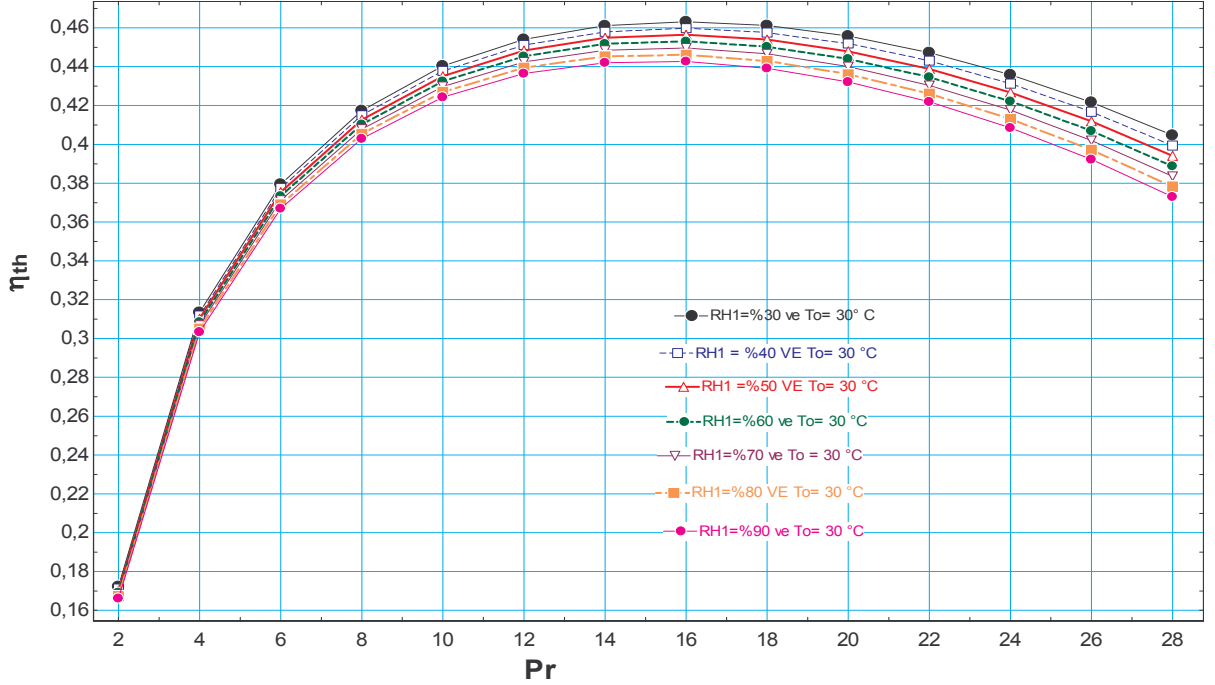
Şekil 3.6 20 °C çevre sıcaklığında değişen çevre bağıl nemi ve değişen sıkıştırma oranına göre sıkıştırma oranı ve elde edilen termik verim grafiği

Şekil 3.6 dan görüleceği üzere 20 °C çevre sıcaklığındaki havanın basınç oranına bağlı olarak termik verim artış göstermektedir. Grafikte termik verim belli bir maksimum değerden sonra ise düşüşe geçmektedir. Çevre bağıl neminin artmasından dolayı evaporatif soğutmanın etkinliği azalacağı için aynı çevre sıcaklığında artan bağıl nem den dolayı termik verim daha düşük bir değerden seyir göstermektedir. Bağıl nem değişse bile her bağıl nem değeri için maksimum termik verim basınç oranı 16 d elde edilmektedir.



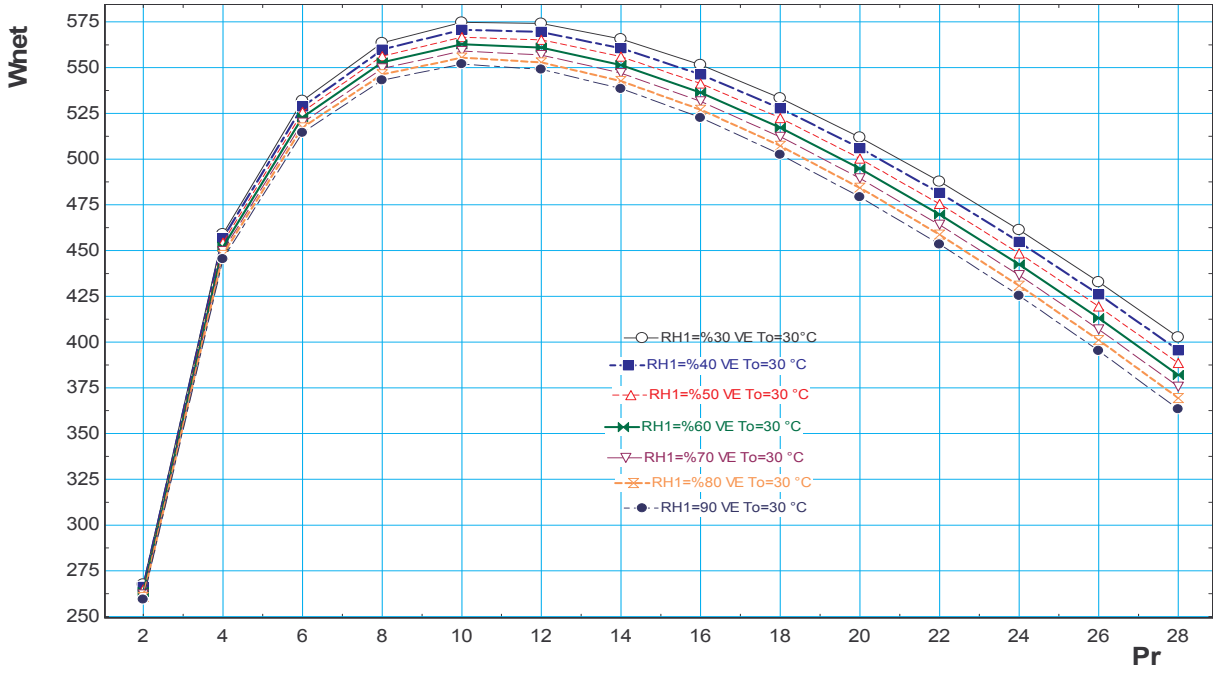
Şekil 3.7 20 °C çevre sıcaklığında değişen çevre bağıl nemi ve değişen sıkıştırma oranına göre sıkıştırma oranı ve elde edilen net iş grafiği

Şekil 3.7 den görüleceği üzere 20 °C çevre sıcaklığında basınç oranı attıkça net iş artmaktadır. Basınç oranı değeri 11 değerinde net iş maksimuma ulaşmakta ve daha sonra düşüşe geçmektedir. Çevre bağıl nemi arttıkça termik verimle birlikte net iş de basınç oranı değişimiyle birlikte daha düşük bir değerden seyir göstermektedir.



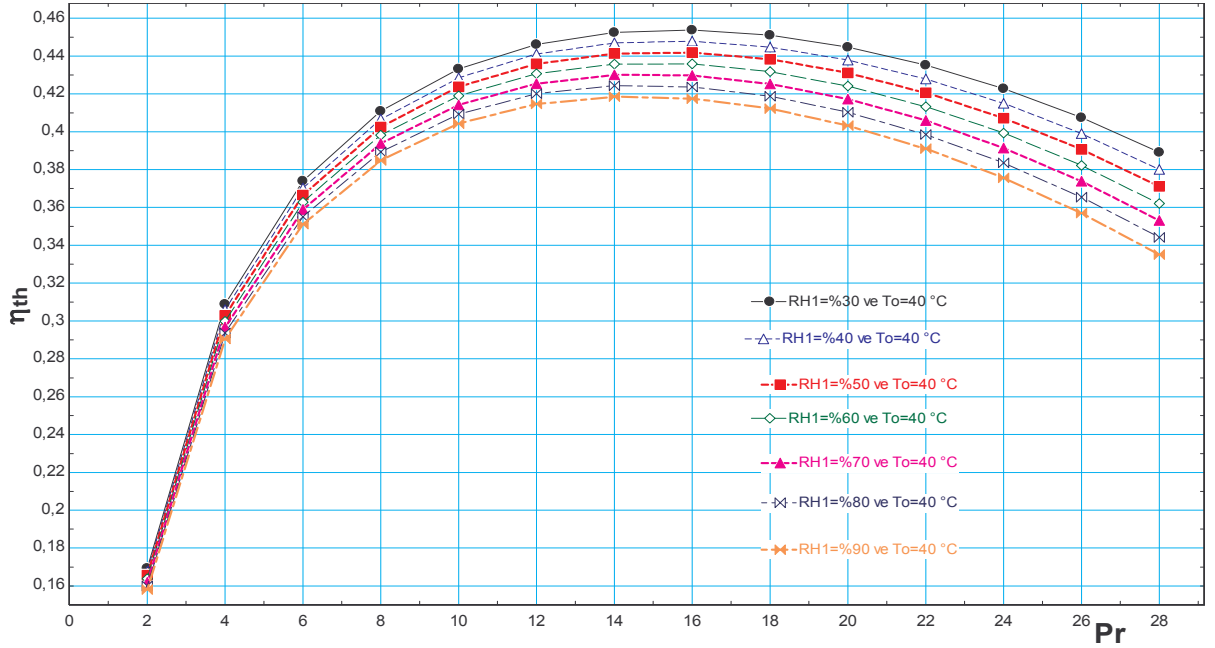
Şekil 3.8 30 °C çevre sıcaklığında değişen çevre bağıl nemi ve değişen sıkıştırma oranına göre sıkıştırma oranı ve elde edilen termik verim grafiği

Şekil 3.8 den görüleceği üzere 30 °C çevre sıcaklığında havanın ,artan çevre bağıl nemi ve basınç oranı neticesinde termik verim basınç oranı ile birlikte artış göstermektedir. Basınç oranı arttıkça termik verim maksimum bir değerden sonra düşmektedir, fakat 20 °C çevre sıcaklığı grafiği ile kıyaslanırsa maksimum termik verim 30 °C çevre sıcaklığında daha düşük çıkmaktadır. Aynı çevre sıcaklığında bağıl nemin artması termik verimi daha düşük bir değerlerde seyir etmesine neden olmaktadır. Maksimum termik verim 20 °C çevre sıcaklığındaki değerlerinden daha düşük değerler almaktadır.



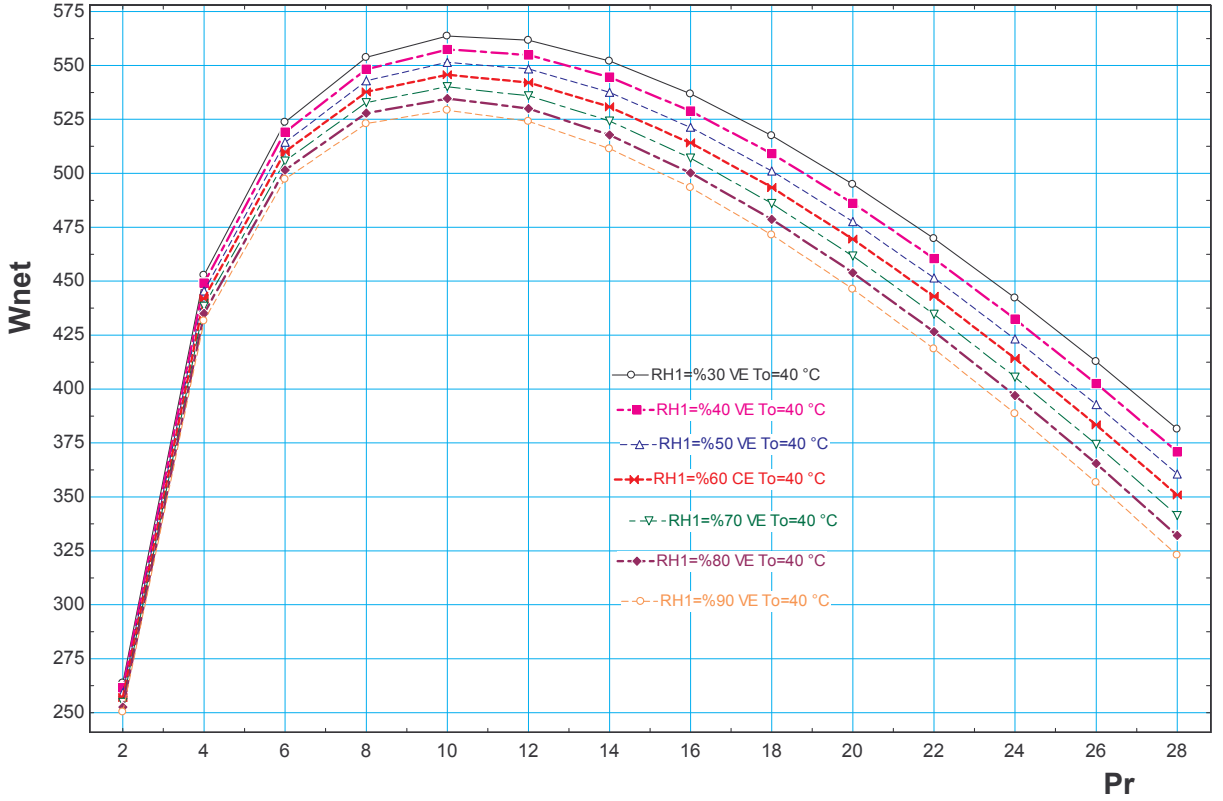
Şekil 3.9 30 °C çevre sıcaklığında değişen çevre bağıl nemi ve değişen sıkıştırma oranına göre sıkıştırma oranı ve elde edilen termik verim grafiği

Şekil 3.9 dan görüleceği üzere 30 °C çevre sıcaklığında bağıl nemin tüm değerleri için net iş 20 °C çevre sıcaklığındaki net iş grafiği değerlerinden daha düşük değerlerde seyir göstermiştir. 30°C deki maksimum net iş 20 °C deki maksimum net iş den daha düşük olarak gözlenmektedir.



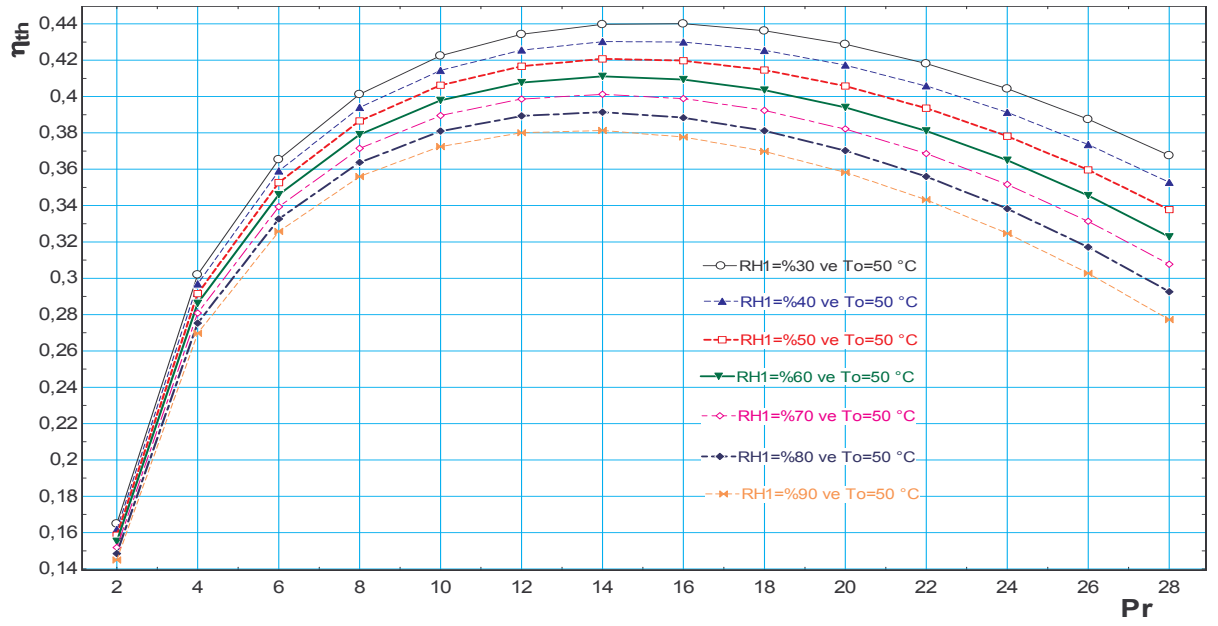
Şekil 3.10 40 °C çevre sıcaklığında değişen çevre bağıl nemi ve değişen sıkıştırma oranına göre sıkıştırma oranı ve elde edilen termik verim grafiği

Şekil 3.10 dan görüleceği üzere basınç oranına bağlı olarak 40 °C deki termik verim değerleri 20 °C ve 30 °C çevre sıcaklıkları değerlerinden daha düşük değerlerde seyir etmektedir. Sıcaklığın sabit olmasına rağmen, bağıl nemim artmasından dolayı maksimum termik verim değerinden itibaren, termik verim fark aralığı artmaktadır.



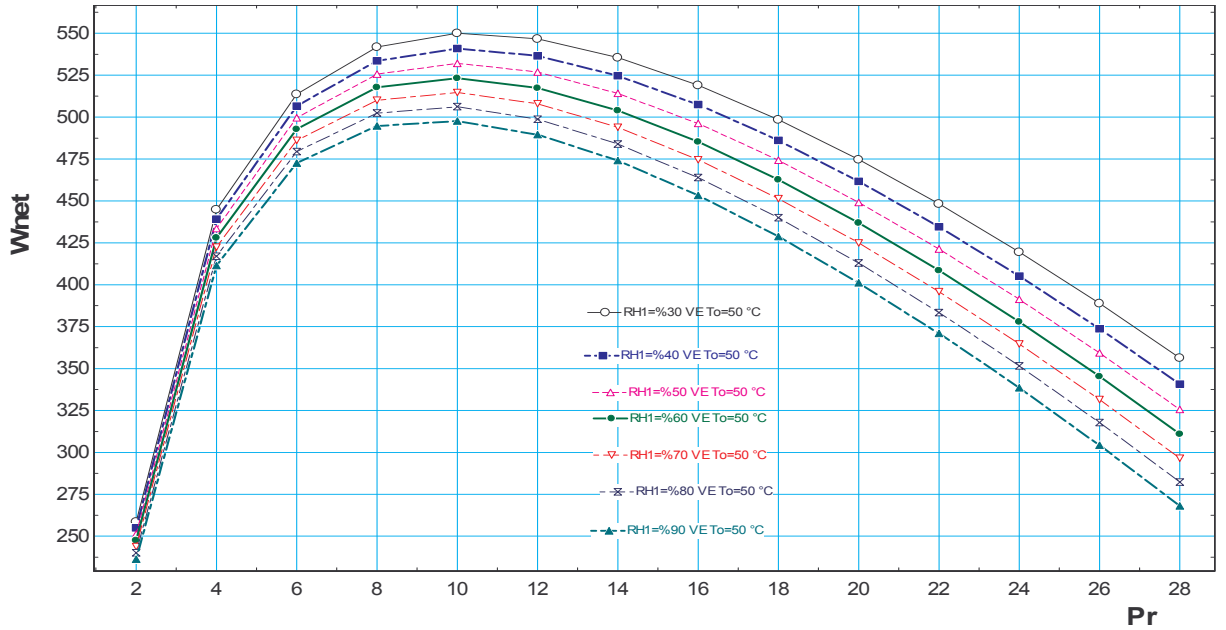
Şekil 3.11 40 °C çevre sıcaklığında değişen çevre bağıl nemi ve değişen sıkıştırma oranına göre sıkıştırma oranı ve elde edilen net iş grafiği

Şekil 3.11 den görüleceği üzere 40 °C çevre sıcaklığında net iş basınç oranı grafiği görülmektedir. Grafiği inceliyecek olursak maksimum net iş değerinden sonra basınç oranı arttıkça net iş deki düşüş 20 °C ve 30 °C çevre sıcaklığındaki net iş grafiğine göre daha sert bir düşüş görülür.



Şekil 3.12 50 °C çevre sıcaklığında değişen çevre bağıl nemi ve değişen sıkıştırma oranına göre sıkıştırma oranı ve elde edilen termik verim grafiği

Şekil 3.12 den görüleceği üzere 50 °C çevre sıcaklığındaki termik verim değerleri 20 °C , 30 °C , 40 °C termik verim grafiklerindeki değerlerinden daha düşük değerlerde seyir ettiği görülmektedir. Sabit sıcaklıkta bağıl nem arttıkça termik verim düşmekte ve maksimum verim değeri daha ufak basınç oranında görülmektedir. Termik verim grafiğinde bağıl nem artışı ile ilgili aynı sıcaklık da ki termik verim farkları daha fazla olmaktadır.



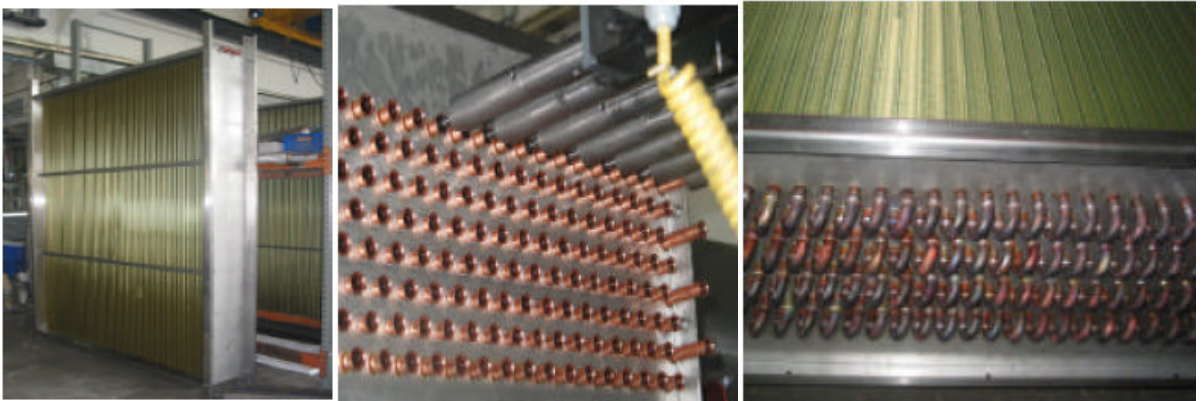
Şekil 3.13 50 °C çevre sıcaklığında değişen çevre bağıl nemi ve değişen sıkıştırma oranına göre sıkıştırma oranı ve elde edilen net iş grafiği

Şekil 3.13 den görüleceği üzere 50 °C çevre sıcaklığındaki net iş değerleri 20 °C, 30 °C, 40 °C çevre sıcaklıklarındakilere nazaran daha düşük değerde ve maksimum net iş değeri daha düşük sıkıştırma oranında meydana gelmektedir. Maksimum net iş değerinden sonra net iş değerlerinde daha keskin düşüş görülmektedir.

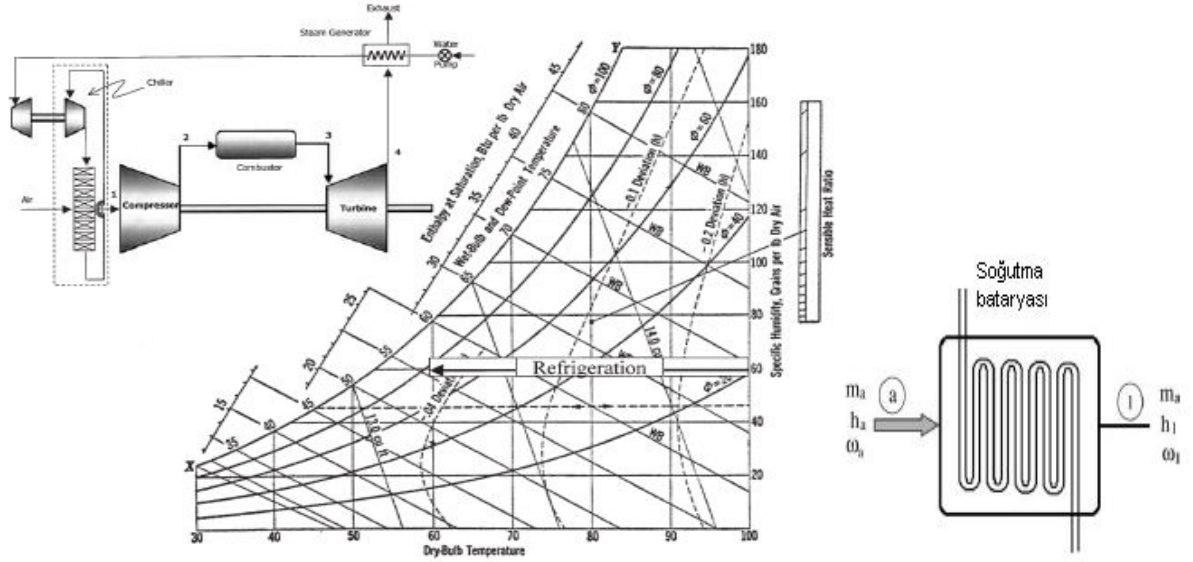
Hesaplama yapılan farklı değerlerdeki çevre sıcaklıkları için çevre bağıl nemini, %95 bağıl nem değerine çekilerek kompresör giriş sıcaklığı soğutulup elde edilen termik verim ve net iş analizi yapılmıştır. Çevre sıcaklığını artmasıyla kompresör giriş sıcaklığı da artmaktadır. Çünkü evaporatif soğutmayla belli bir değere kadar soğutma yapılabilmektedir. Grafiklerden görüleceği üzere sabit çevre sıcaklığı ve RH_1 için basınç oranı artıkça termik verim artmakta ve belli bir maksimum değerden sonra ise düşüş göstermektedir. Sabit çevre sıcaklığında RH_1 artıkça termik verim düşmektedir. Çevre sıcaklığı artıkça ve RH_1 artıkça termik verim daha da düşüş göstermektedir. Diğer bir bakışla çevre sıcaklığı düştükçe, RH_1 arttırılarak soğutulup elde edilen kompresör giriş sıcaklığı da düşecek ve verim artış gösterecektir.

3.2.2 Mekanik Soğutma Yöntemi ile Analiz

Bu sistemde çevre havası kompresöre girmeden evvel bir soğutma ünitesinde ısıyı emilerek soğutulur. Soğutma ünitesi içinde soğutma bataryaları ve bu bataryalar içersinde soğutucu akışkan bulunmaktadır. Bu batarya ile hava herhangi bir katkı olmadan soğutulmaktadır. Hatta bu soğuma sonucunda soğutma sıcaklığı, çığ noktası sıcaklığının altına düşerse havanın yoğuşan nemi sıvı halde sistemden dışarı atılır. Şekil 3.14 de ise mekanik soğutma daki soğutma bataryalarının resimleri verilmiştir. Şekil 3.14 de mekanik soğutmanın piskrometrik diyagramda ve şematik şekli verilmiştir.



Şekil 3.14 Mekanik soğutma bataryaları resimleri



Şekil 3.15 Mekanik soğutmanın psikrometrik diyagramda ve şematik gösterimi gösterimi

3.2.2.1 Değişken basınç oranı (P_r) ile değişken bağıl nem değeri hesap

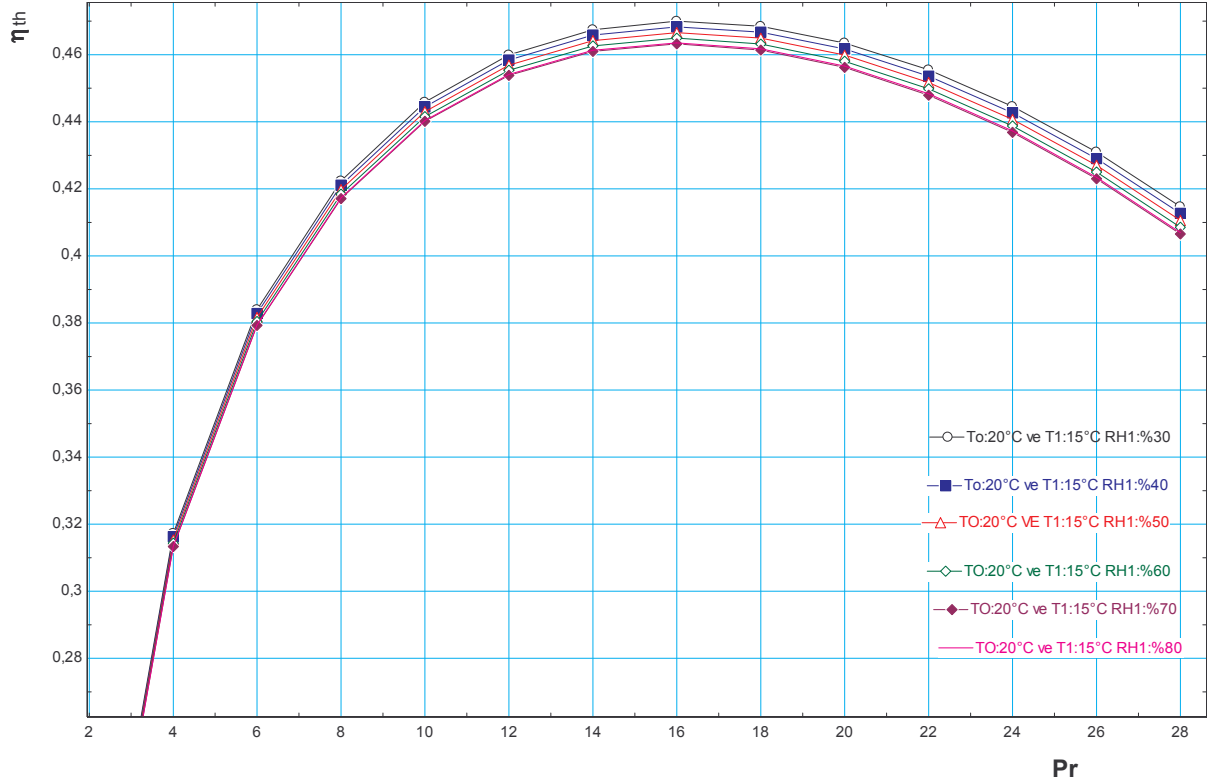
Çevre bağıl neminin türbin sisteminde etkisini görmek için değişen basınç oranının da ki değerlere göre termik verimi nasıl etkilediği araştırılmıştır. Böylece artan basınç oranında değişen bağıl nem değerleri için termik verim değerleri görülüp bağıl nemin etkisi üzerine yorum yapılabilmektedir. Δh_c ,[8]

Çizelge 3.2 Mekanik soğutma değişken basınç oranlı hesap girdi değerleri

T_0 [°C]	T_1 [°C]	T_3 [°C]	RH_1 [%]	P_r	P_1 [kPa]	α_1	α_2	Δh_c [kJ/kg]
20	5	800	30	2	101,3	1,4	1,333	42500
25	10		40	4				
30	15		50	6				
			60	8				
			70	10				
			80	12				
				14				
				16				
				18				
				20				
				22				
				24				
			26					
			28					

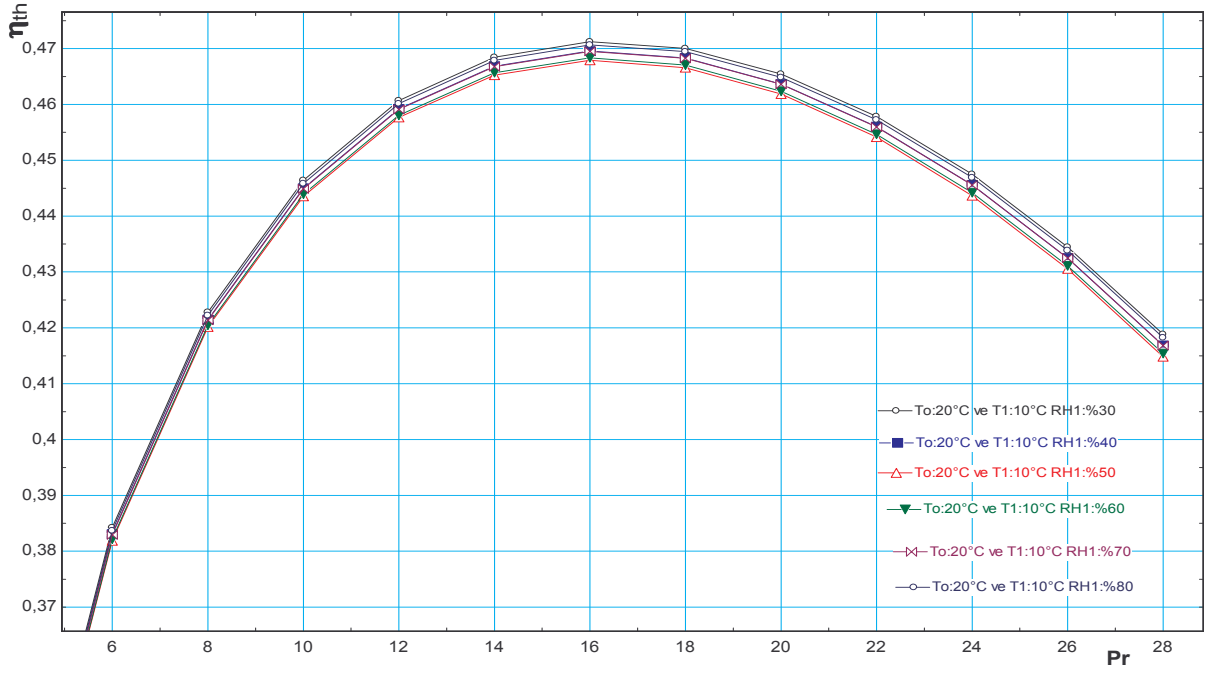
Daha önce denklemlerini verdiğimiz ve denklem 3.1 den başlayıp denklem 3.15 de biten sıralamayla yapılan hesaplamalar neticesinde elde ettiğimiz verilerden oluşturduğumuz grafikler hazırlanıp, sunulmuştur.

20 °C çevre sıcaklığındaki havanın soğutulup 15 °C sıcaklıkta kompresör giriş havası ve artan bağıl nem değerleri için termik verim basınç oranı grafiği Şekil 3.16 da verilmiştir.



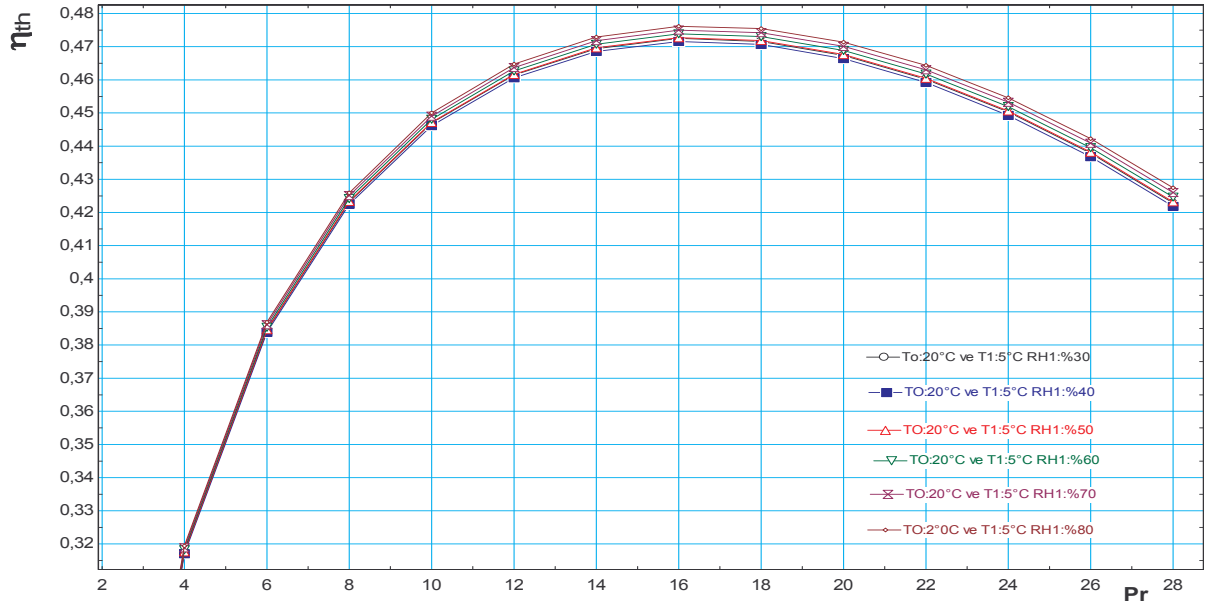
Şekil 3.16 20 °C çevre sıcaklığı soğutulup 15 °C kompresör giriş sıcaklığında sıkıştırma oranı ve termik verim grafiği

Şekil 3.16 da ki grafik den görülen 15 °C kompresör giriş sıcaklığında basınç oranına bağlı olarak termik verim belli bir maksimum noktaya kadar yükselmekte daha sonra ise azalmaktadır. Bağıl nemin artması ise türbin sisteminde termik verimi azaltmaktadır, %70 bağıl nemi geçtikten sonra tekrar yükselmektedir. Bu konuda daha detaylı grafikleri sabit basınç oranlı çalışmamızda göreceğiz. 20 °C çevre sıcaklığındaki havanın soğutulup 10 °C sıcaklıkta kompresör giriş havası ve artan bağıl nem değerleri için termik verim basınç oranı grafiği Şekil 3.17 de verilmiştir.



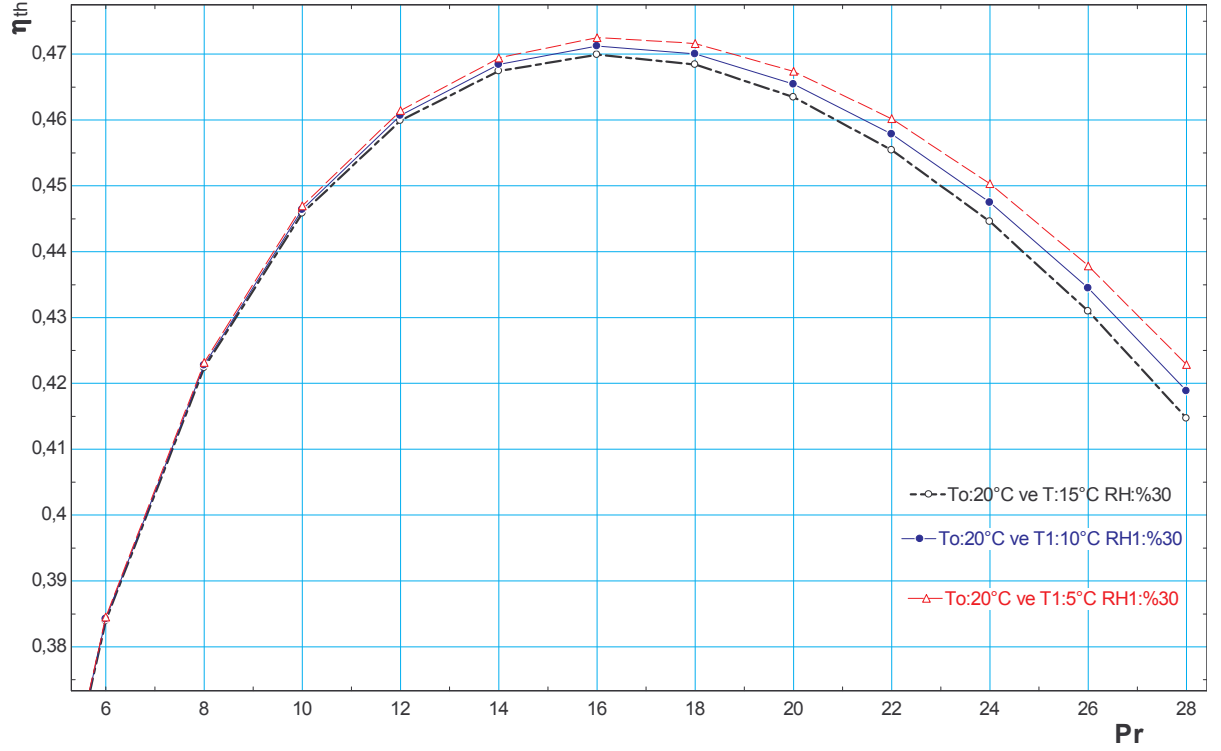
Şekil 3.17 20 °C çevre sıcaklığı soğutulup 10 °C kompresör giriş sıcaklığında basınç oranı ve termik verim grafiği

Şekil 3.17 den görülen şu ki çevre sıcaklığının 20 °C den 10 °C ye düşmesi termik verimi artırmıştır. Bağıl nemin artması ise %50 bağıl nem değerine kadar azaltıcı yönde, bu değerden sonra ise tekrar artışa geçmektedir. 20 °C çevre sıcaklığındaki havanın soğutulup 5 °C sıcaklıkta kompresör giriş havası ve artan bağıl nem değerleri için termik verim basınç oranı grafiği Şekil 3 .18 de verilmiştir.

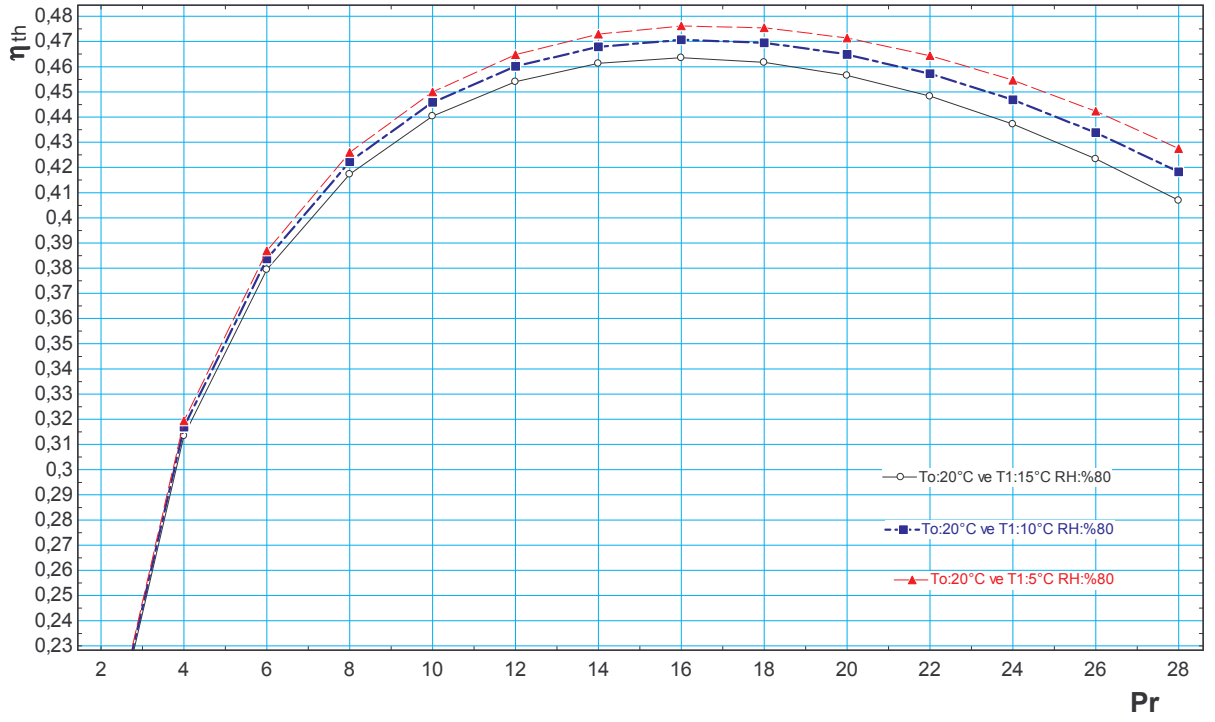


Şekil 3.18 20 °C çevre sıcaklığı soğutulup 5 °C kompresör giriş sıcaklığında basınç oranı ve termik verim grafiği

Şekil 3.18 den görüleceği üzere sabit 5 °C sıcaklık da bağıl nemim %40 değerine kadar termik verim düşmüş bu değerden sonra ise artarak 15 °C ve 10 °C giriş havası koşullarından daha yüksek bir termik verim değeri elde edilmiş bulunmaktadır. Şekil 3.19 da %30 bağıl nem için Şekil 3.20 ise %80 bağıl nem için ve 15 °C,10 °C ve 5 °C ye soğutulmuş giriş havası sıcaklığı için termik verim grafikleri verilmiştir.

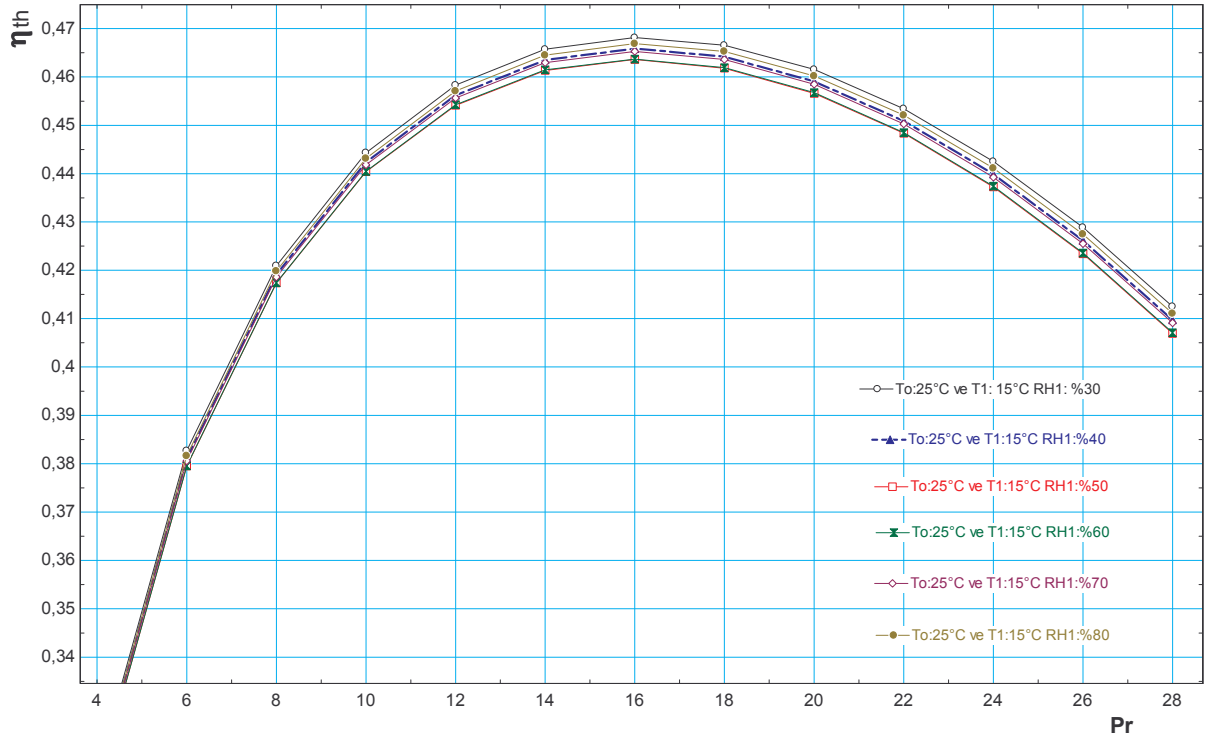


Şekil 3.19 20 °C çevre sıcaklığından sırasıyla 15 °C, 10 °C, 5 °C kompresör giriş sıcaklığına soğutulmuş giriş havası sıcaklığına soğutulmuş olarak %30 çevre bağıl neminde, basınç oranı ve termik verim grafiği



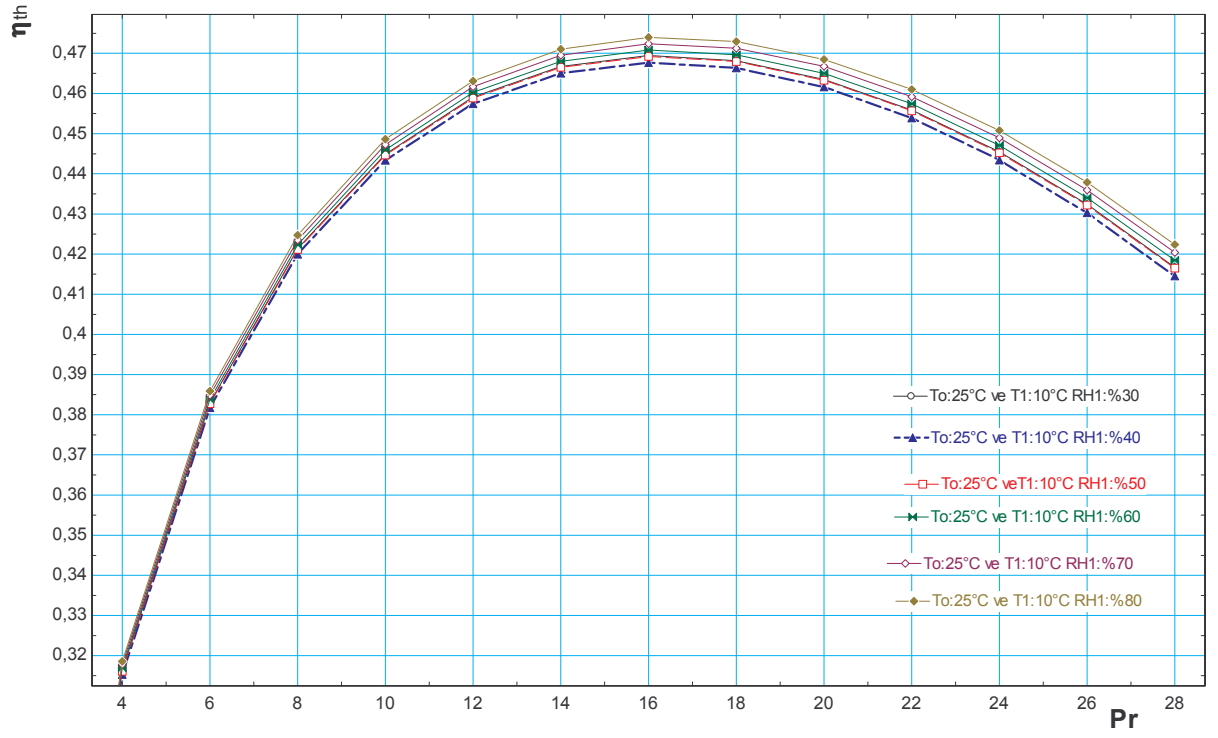
Şekil 3.20 20 °C çevre sıcaklığından sırasıyla 15 °C,10 °C,5 °C kompresör giriş sıcaklığına soğutularak %80 çevre bağıl neminde, basınç oranı ve termik verim grafiği

Şekil 3.19 ve 3.20 yi kıyaslayacak olursak 15 °C ve 10 °C sıcaklıklarda bağıl nemin artması termik verimi azaltırken 5 °C sıcaklık için termik verim bağıl nemle birlikte artmıştır. Şekil 3.21, 3.22, 3.23 de gösterilen 25 °C çevre sıcaklığının sırasıyla 15 °C,10 °C ve 5 °C kompresör giriş sıcaklığına düşürülüp bağıl nem ve basınç oranı artışının termik verim üzerindeki etkileri görülmektedir.

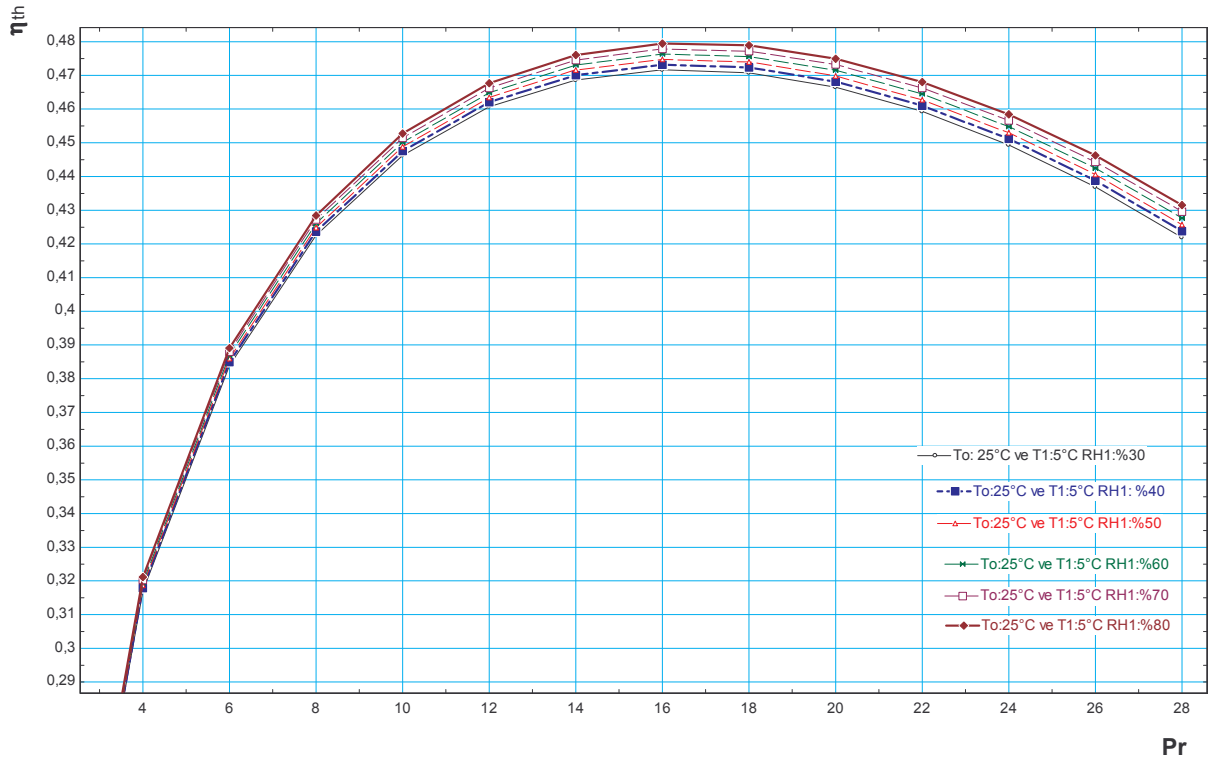


Şekil 3.21 25 °C çevre sıcaklığı soğutularak 15 °C kompresör giriş sıcaklığında basınç oranı ve termik verim grafiği

Çevre sıcaklığının 25 °C den 15 °C sabit sıcaklığa düşürülmesi ile farklı bağıl nem değerleri için hazırlanan termik verim grafiğinde %50 bağıl nem değerinden sonra termik verim değerleri artış gösterilmektedir. Elbette ki soğutma sıcaklık farkı Şekil 3.16 da görüldüğü gibi daha çok olduğu için termik verim değerleri de daha yüksektir.

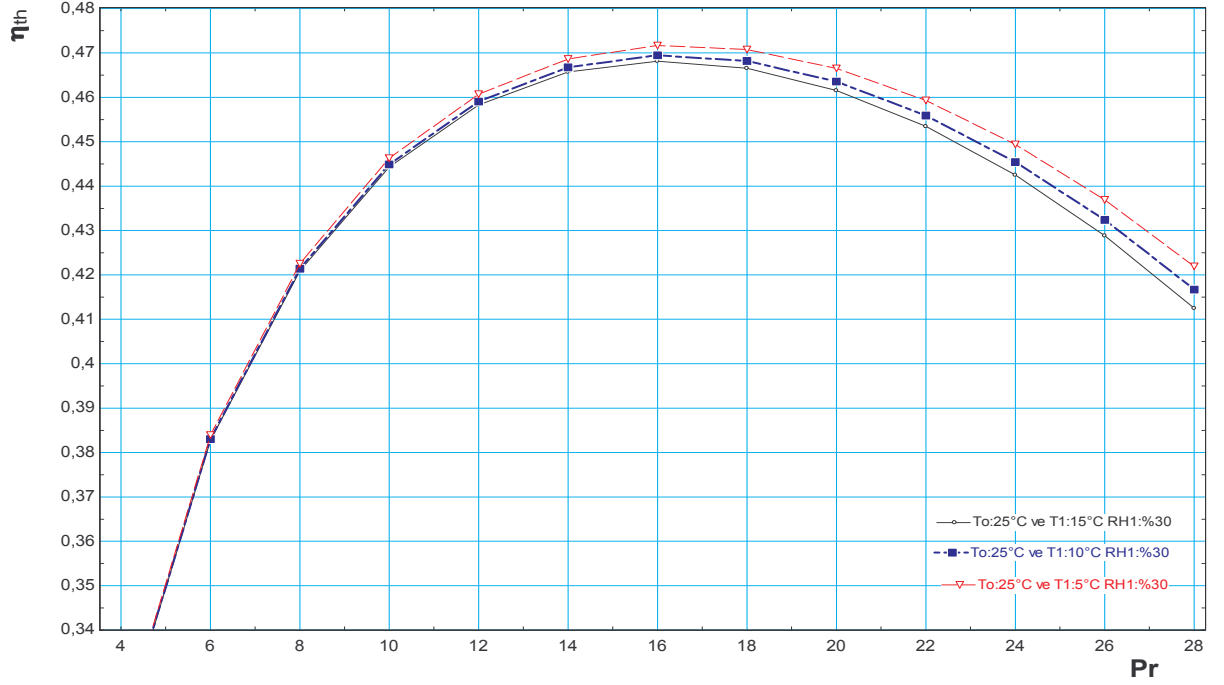


Şekil 3.22 25 °C çevre sıcaklığı soğutularak 10 °C kompresör giriş sıcaklığında basınç oranı ve termik verim grafiği

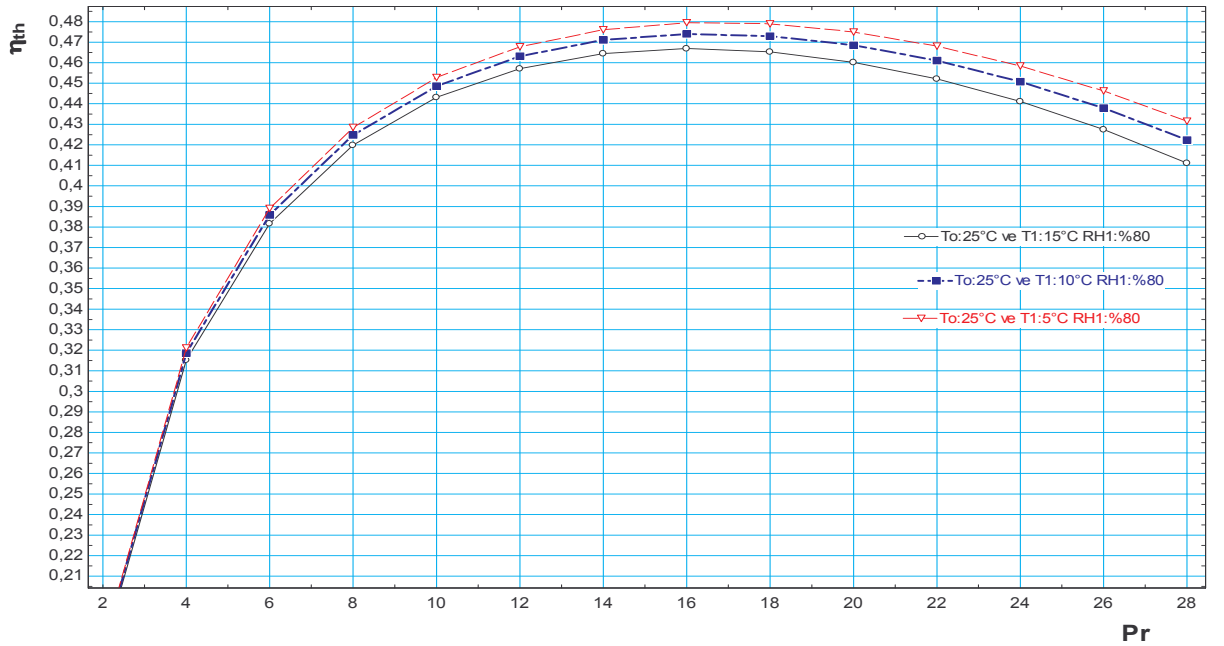


Şekil 3.23 25 °C çevre sıcaklığı soğutularak 5 °C kompresör giriş sıcaklığında basınç oranı ve termik verim grafiği

Şekil 3.22 ve 3.23 de soğutma sıcaklık farkı artıkça bağıl nemle birlikte termik verim doğru orantılı olarak artmaktadır. Şekil 3.24 ve 3.25 de daha detaylı olarak sabit bağıl nem ve çevre sıcaklığın da soğutulan giriş hava sıcaklık değişimi ile basınç oranına bağlı olarak termik verim değerleri görülmektedir.

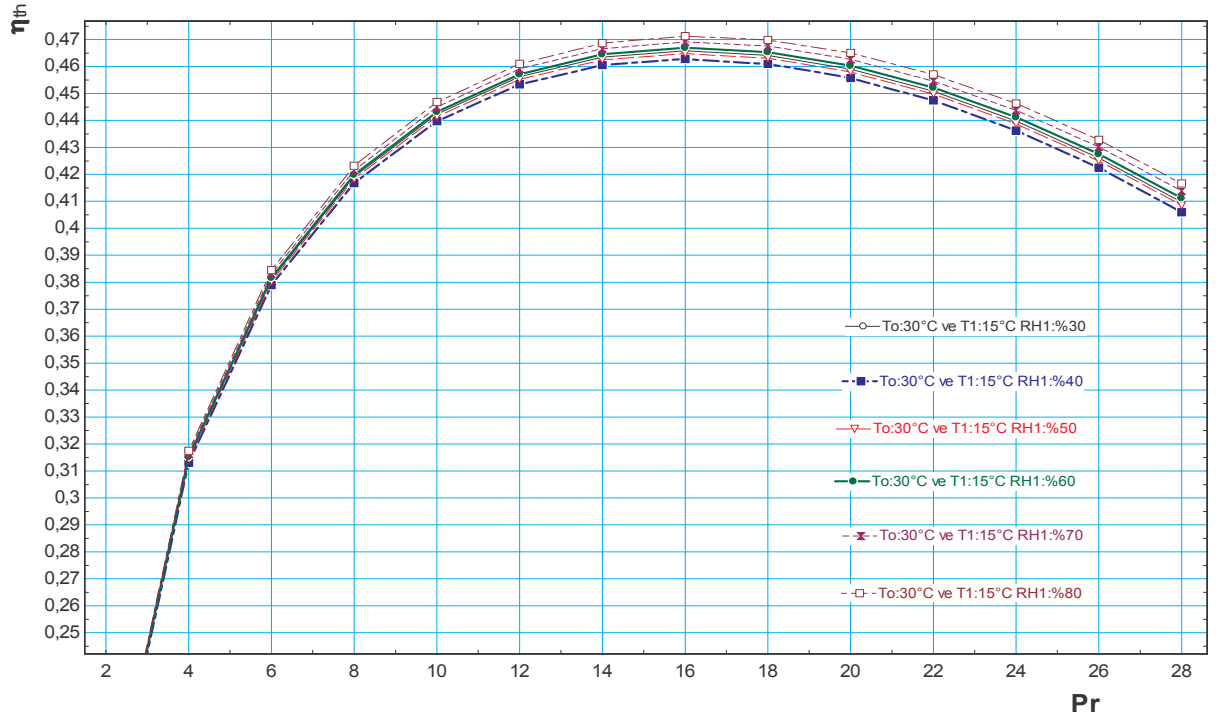


Şekil 3.24 25°C çevre sıcaklığından sırasıyla 15 °C,10 °C,5 °C kompresör giriş sıcaklığına soğutulmuş %30 bağıl nemde, değişen basınç oranına göre termik verim grafiği

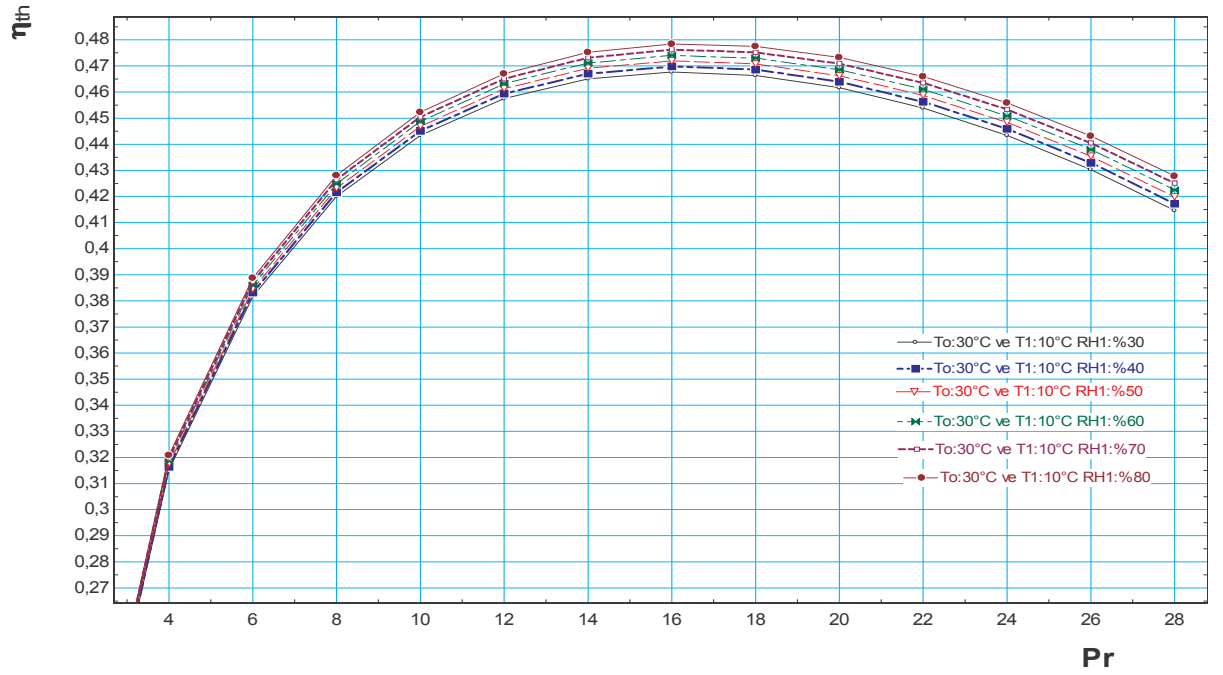


Şekil 3.25 25 °C çevre sıcaklığından sırasıyla 15 °C,10 °C,5 °C kompresör giriş sıcaklığına soğutulmuş %80 bağıl nemde, değişen basınç oranına göre termik verim grafiği

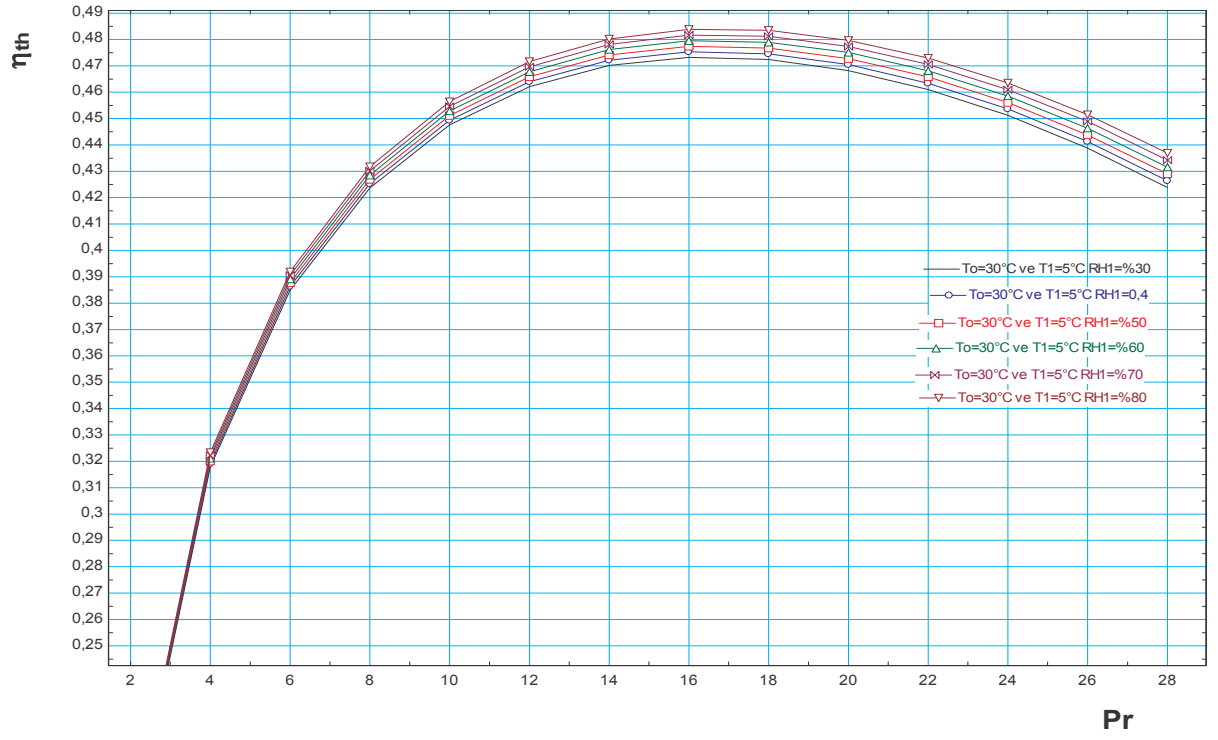
30 °C çevre sıcaklığının 15 °C,10 °C ve 5 °C sıcaklıklarına soğutulup artan bağıl nem ve basınç oranına göre termik verim değerleri 3.26 , 3.27 , 3.28 , 3.29 , 3.30 şekillerinde belirtilmiştir.



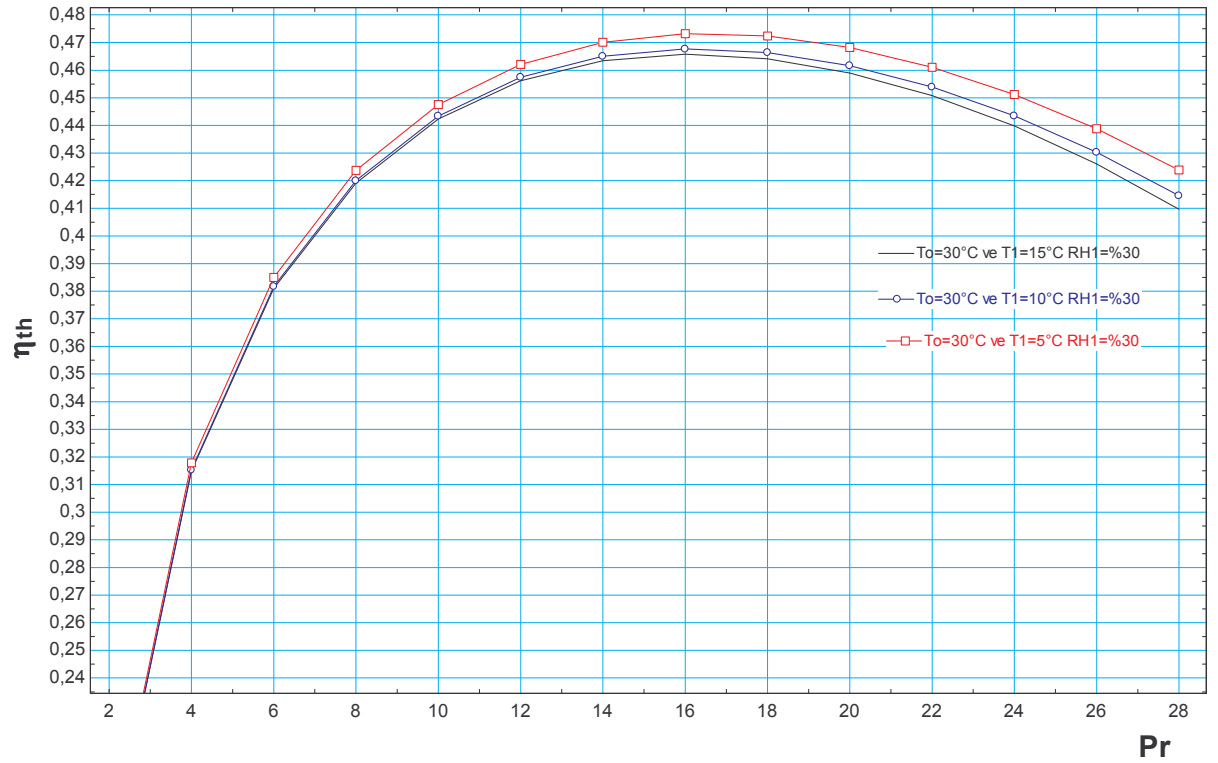
Şekil 3.26 30 °C çevre sıcaklığından sırasıyla 15 °C kompresör giriş sıcaklığına soğutularak değişen çevre bağıl nemi ve değişen basınç oranına göre elde edilen termik verim grafiği



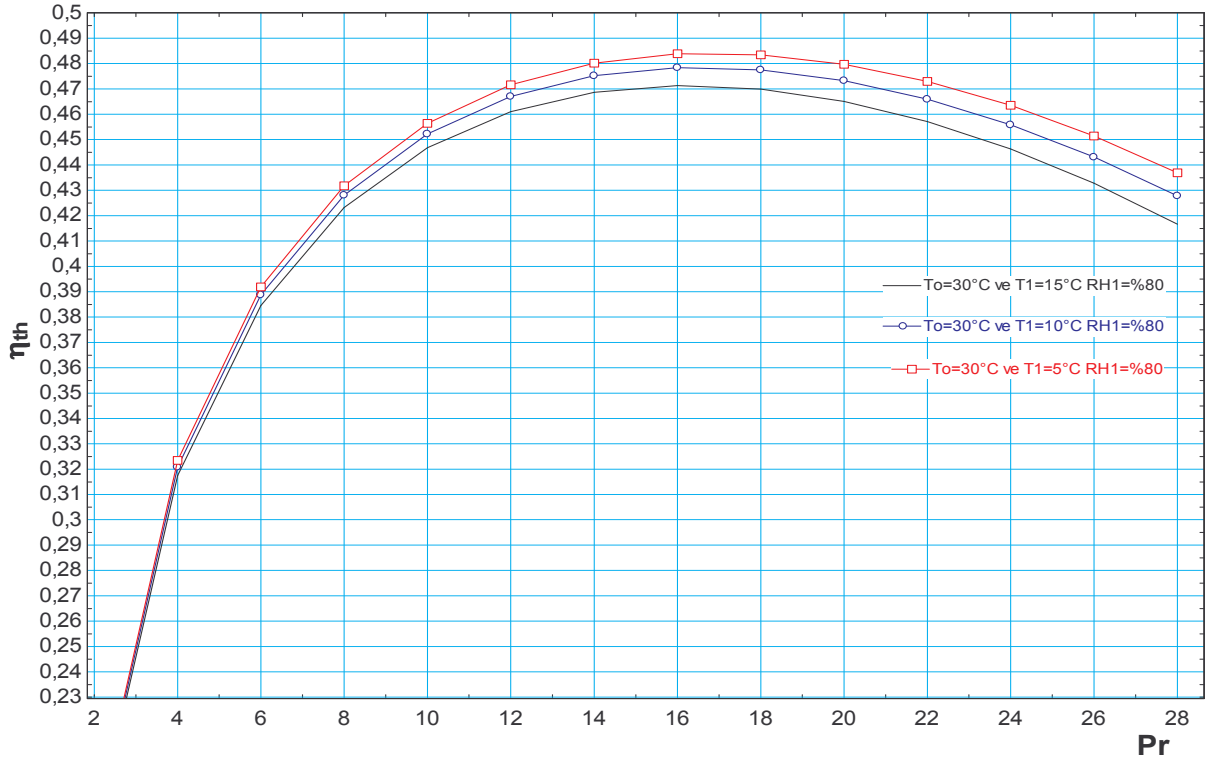
Şekil 3.27 30 °C çevre sıcaklığından sırasıyla 10 °C kompresör giriş sıcaklığına soğutularak değişen çevre bağıl nemi ve değişen basınç oranına göre elde edilen termik verim grafiği



Şekil 3.28 30 °C çevre sıcaklığından sırasıyla 5 °C kompresör giriş sıcaklığına soğutularak değişen çevre bağıl nemi ve değişen basınç oranına göre elde edilen termik verim grafiği



Şekil 3.29 30 °C çevre sıcaklığından sırasıyla 15 °C,10 °C,5 °C kompresör giriş sıcaklığına soğutularak %30 çevre bağıl neminde, değişen basınç oranına göre termik verim grafiği



Şekil 3.30 30 °C çevre sıcaklığından sırasıyla 15 °C, 10 °C, 5 °C kompresör giriş sıcaklığına soğutularak %80 çevre bağıl neminde, basınç oranı ve termik verim grafiği

Grafiklerin incelenmesi ile çevre sıcaklığının artmasından dolayı soğutulan sıcaklık arasındaki sıcaklık farkı artmaktadır. Sabit çevre sıcaklığı T_0 ve sabit RH_1 için soğutulan sıcaklık değeri azaldıkça verim artmaktadır. Sabit çevre sıcaklığı T_0 ve sabit soğutulan sıcaklık T_1 için RH_2 arttıkça verim artmaktadır. Çevre sıcaklığı ile soğutulan sıcaklık arasındaki fark büyüdükçe RH_1 'in artması olumlu etki yapıp verimi arttırmaktadır.

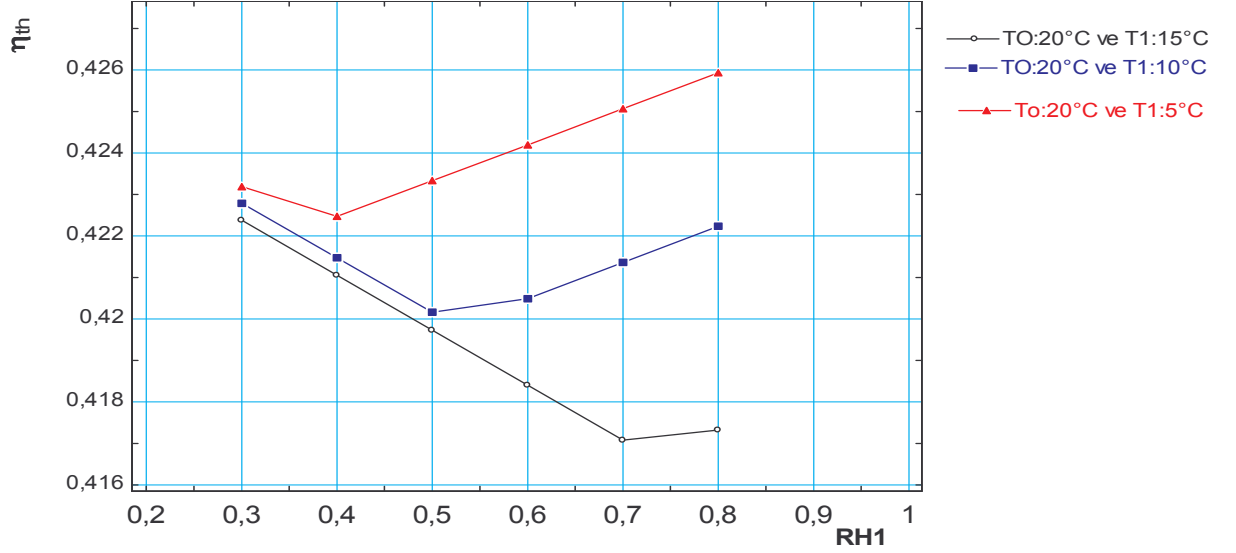
3.2.2.2 Sabit basınç oranı (Pr) ile,değişken bağıl nem değerli hesap

Hesaplar yine aynı formülasyonla eşitlik 3.1 den eşitlik 3.15 e kadar olan sıra ile EES programında yapılmıştır. Sabit basınç oranında bağıl nemin termik verimi nasıl etkilediği ve soğutmanın yapılacağı değerler göz önüne alınarak bağıl nemim etkisi incelenmiştir.

Çizelge 3.3 Mekanik soğutmalı sabit basınç oranlı hesap girdileri

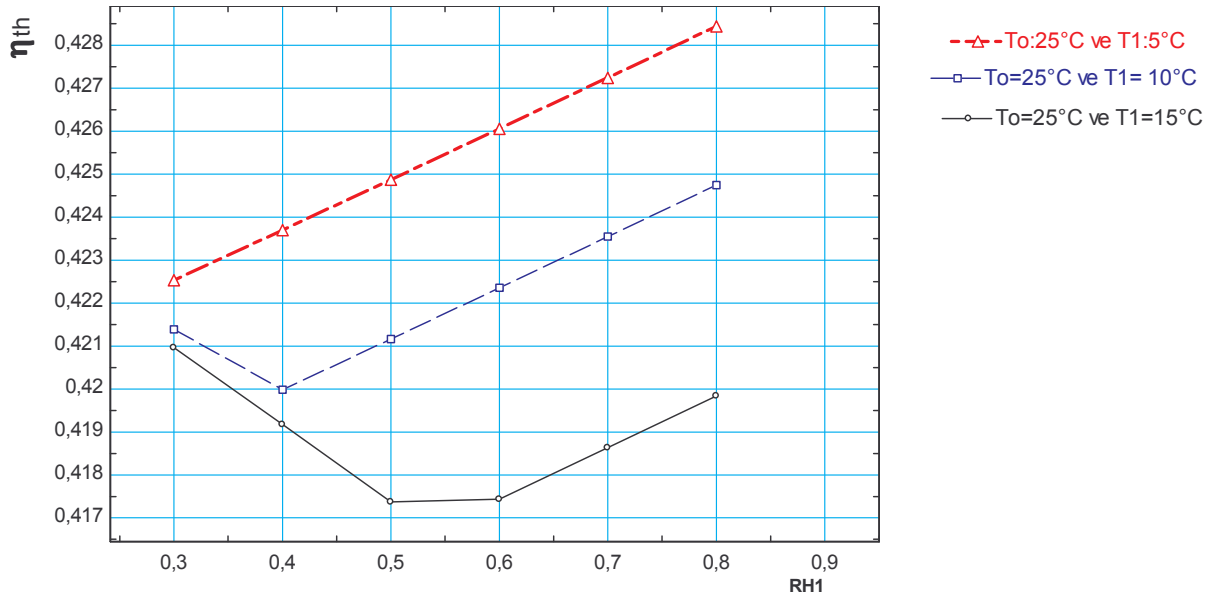
T_0 [°C]	T_1 [°C]	T_3 [°C]	RH_1 [%]	P_r	P_1 [kPa]	α_1	α_2	Δhc [kJ/kg]
20	5	800	30	8	101,3	1,4	1,333	42500
25	10		40					
30	15		50					
35			60					
40			70					
			80					

Hesaplamalar sonucunda çevre hava sıcaklığı 20 °C, 25 °C, 30 °C, 35 °C, 40 °C durumlarında soğutulan hava sıcaklık değerleri 15 °C, 10 °C, 5 °C değerleri için termik verim ve bağıl nem grafikleri hazırlanmıştır.



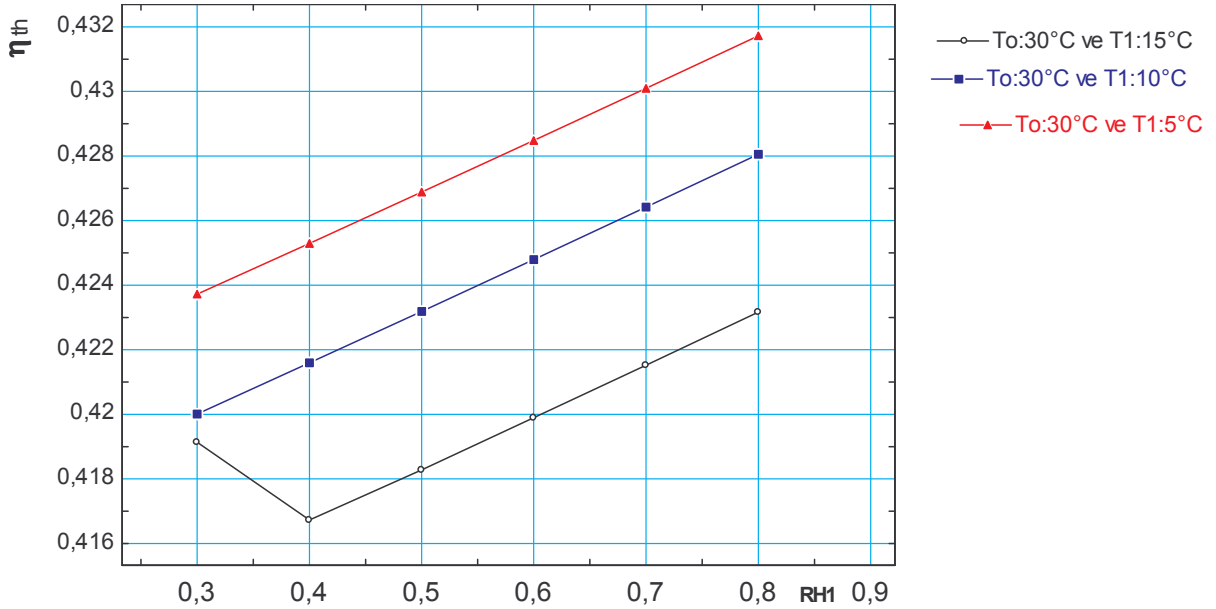
Şekil 3.31 20°C çevre sıcaklığından sırasıyla 15,10,5 °C kompresör giriş sıcaklığına soğutulup sabit basınç oranıyla ve çevre bağıl nemine bağlı olarak, bağıl nem -termik verim grafiği

Şekil 3.31 de görüleceği üzere soğutma sıcaklığı 15 °C için bağıl nem %70 değerine kadar termik verimde düşme görülür bu değerden sonra ise termik verim artar. 10 °C soğutma sıcaklığı için %50 bağıl nem değerine kadar termik verim düşmekte bu değerden sonra artmaktadır ve her bağıl nem değeri için termik verim 15 °C durumundan daha yüksektir. 5 °C soğutma sıcaklığı için bakacak olursak termik verim %40 bağıl nem değerine kadar düşmekte sonra artmaktadır. Her bir bağıl nem değeri için termik verim değerleri 15 °C ve 10 °C nin kinden daha fazladır.



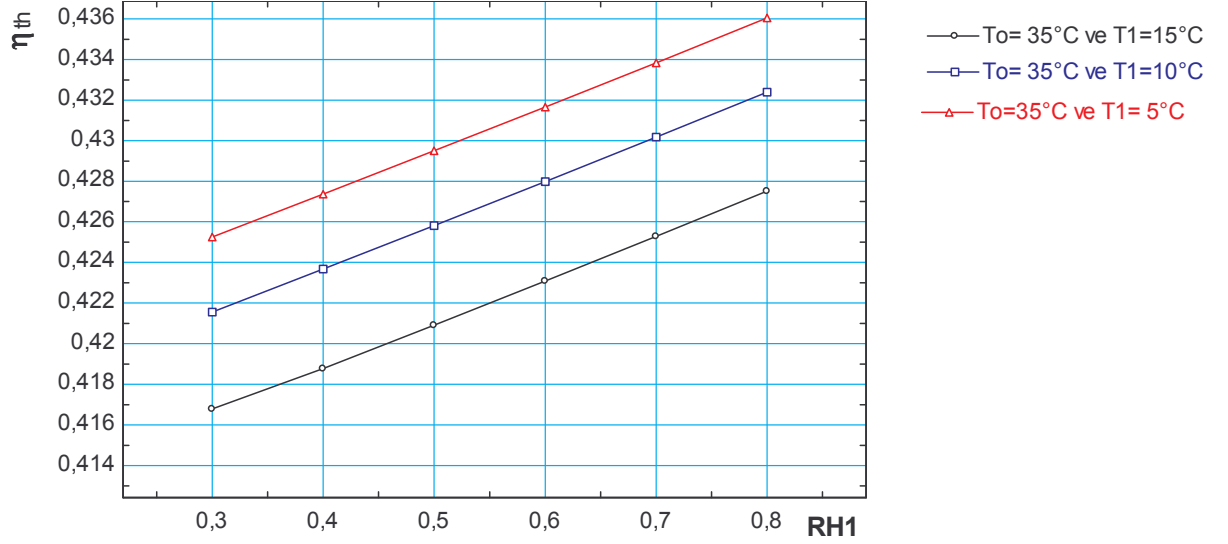
Şekil 3.32 25°C çevre sıcaklığından sırasıyla 15,10,5°C kompresör giriş sıcaklığına soğutulup sabit sıkıştırma oranıyla artan çevre bağıl nemine bağlı olarak, bağıl nem ve elde edilen termik verim grafiği

Şekil3.32 da 25 °C çevre sıcaklığı için yapılan soğutma neticesinde soğutma sıcaklığı 15 °C için bağıl nem %50 değerinden sonra, 10 °C için bağıl nem %40 değerinden sonra, 5 °C için ise bağıl nemle doğru orantılı olarak termik verimde artış görülür.

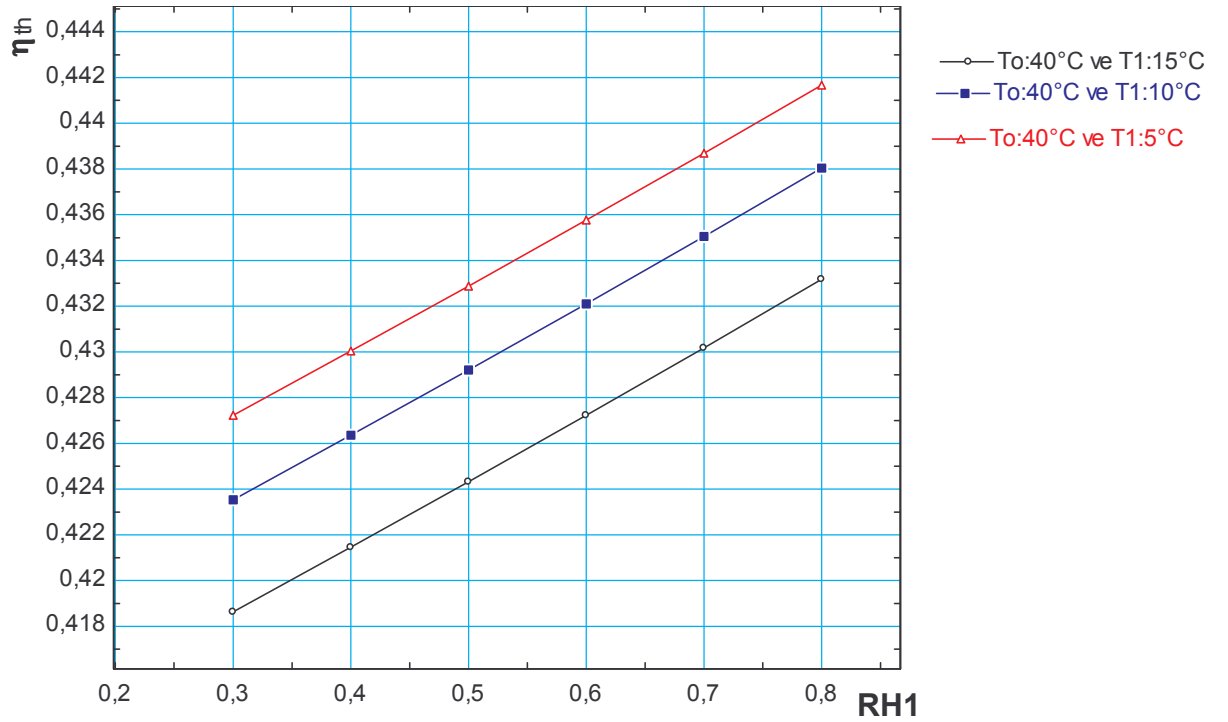


Şekil 3.33 30 °C çevre sıcaklığından sırasıyla 15 °C, 10 °C, 5 °C kompresör giriş sıcaklığına soğutulup sabit sıkıştırma oranıyla artan çevre bağıl nemine bağlı olarak, bağıl nem ve elde edilen termik verim grafiği

Çevre hava sıcaklığı 30 °C olduğu durumda inceleyecek olursak 15 °C soğutma sıcaklığında %40 bağıl nemden sonra, 10 °C ve 5 °C Soğutma sıcaklığında ise bağıl nemle birlikte termik verimde artış görülür. Şekil 3.34 ve 3.35 incelenecek olursa 35 °C ve 40 °C çevre sıcaklıklarında bağıl nemle birlikte termik verimde lineer bir artış görülür.



Şekil 3.34 35°C çevre sıcaklığından sırasıyla 15 °C , 10 °C , 5°C kompresör giriş sıcaklığına soğutulup sabit sıkıştırma oranıyla artan çevre bağıl nemine bağlı olarak, bağıl nem ve elde edilen termik verim grafiği



Şekil 3.35 40°C çevre sıcaklığından sırasıyla 15 °C , 10 °C , 5°C kompresör giriş sıcaklığına soğutulup, sabit sıkıştırma oranıyla artan çevre bağıl nemine bağlı olarak, bağıl nem ve elde edilen termik verim grafiği

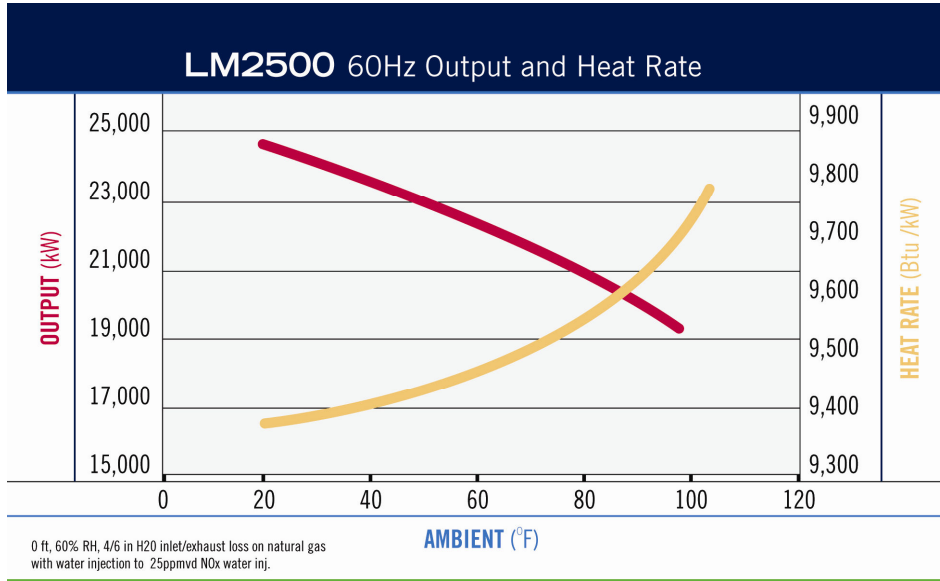
Bu hesaplama ile RH_1 'in artmasına bağlı olarak verim artışıının seyir izlenmiştir. Verim değişiminde 20 °C, 25 °C, 30°C çevre sıcaklıklarında RH_1 artışına bağlı olarak verim belli noktaya kadar düşüş gösterip sonra artışa geçmektedir. Çevre sıcaklığı 35°C den itibaren sıcaklık artıkça, kompresör giriş sıcaklığı arasındaki fark daha da artacağından bu sıcaklıktan itibaren verim lineer artış göstermektedir.

4. GAZ TÜRİNİNDE PERFORMANS İYİLEŞTİRME UYGULAMASI

Her iklim ve coğrafyanın kendine özgü koşulları olduğu için tüm gaz türbinlerinin kabul edilmiş standart kapasite değeri Uluslar arası Standartlar Organizasyonu (ISO) tarafından ifade edilen çalışma koşulu 15 °C giriş havası sıcaklığında, %60 bağıl nem, deniz seviyesinde 101,3 kPa şartında ifade edilmektedir. En çok kullanılan türbinlerden biri GE LM 2500 gaz türbini örnek alınarak bir basit gaz türbini çevrimi İstanbul normal hava koşullarında ve ISO şartlarındaki güç ile enerji üretim değerleri bulunarak, hava soğutma uygulanması yapıldığı takdirde ise enerji kazanç değerleri belirlenip, gerekli yatırım ve tesislerin yapılacağı düşünülecek olursa amortisman hesabı yapılarak uygulanabilirliğinin tesbitin den oluşmaktadır. Soğutma yöntemlerin den evaporatif soğutma ve mekanik soğutma için hesaplamalar yapılmış ve karşılaştırılmıştır.

4.1 ISO Şartlarında GE LM 2500 Gaz Türbini Model Doğrulaması

LM 2500 türbini için, General Electric yayınlarından alınan değerler şu şekildedir.[18]



Şekil 4.1 LM2500 türbini sıcaklığa göre güç ve ısı oranı diyagramı

Şekildeki diyagramdan LM2500 türbini değerleri ISO şartı 15 °C = 59 F için türbin gücü 22000 kW ısı oranı ise 9698 Btu/kW değerleridir. Egsoz gaz akışı 149lbs/s dir. Birimler çevrilirse 1Btu=1,055055 kj olup 0,453592 lb = 1kg dir. O zaman ısı oranı değeri 10233 kj/kWh dir ve egsoz gaz akış değeri $m_g = 67,58$ kg/s dir. EES ile yapılan hesaplama sonucunda model doğrulaması yapılarak teyit edilmiştir.

Çizelge 4.1 ISO şartlarında hesap girdileri

T_1 [K]	RH ₁ [%]	P_1 [kPa]	P_r	T_3 [K]	m_g [kg/s]	Lf	Δhc [kJ/Nm ³]
288	60	101,3	18	1434	67,58	0,75	38267,9

Daha önce belirttiğimiz eşitlik 3.2 ve 3.3 denklemleriyle kompresör çıkış basıncı ve kompresör verimi bulduktan sonra 3.4 denkleminde kompresör çıkış sıcaklığı bulunur. Gerçek çevrimdeki basınç kayıpları dikkate alınarak

$$P_3 = P_2 \cdot (1 - 0,03) \text{ [kPa]} \quad (4.1)$$

4.1 Eşitliğinden türbin giriş basıncı bulunur.

$$P_4 = P_1 \cdot (1 + 0,01) \text{ [kPa]} \quad (4.2)$$

4.2 Eşitliğinden türbin çıkış basınçları bulunur.

$$P_{rt} = \frac{P_3}{P_4} \quad (4.3)$$

4.3 Eşitliğinden türbin basınç oranı bulduktan sonra

$$\eta_t = 1 - \left(0,03 + \frac{(P_{rt} - 1)}{180}\right) \quad (4.4)$$

4.4 Eşitliğinden türbin verimi bulunur.

$$T_4 = T_3 \cdot \left(1 - \eta_t \cdot \left(1 - \frac{1}{(P_{rt})^{(\alpha_2 - 1)/\alpha_2}}\right)\right) \text{ [K]} \quad (4.5)$$

4.5 Eşitliğinden ise türbin çıkış sıcaklığı bulduktan sonra

3.9 Eşitliği ile kompresör işi bulunup

3.10 Eşitliğinden yakıt hava oranı bulunur.

$$W_t = (1 + f) \cdot C_{pg} \cdot (T_3 - T_4) + w_1 \cdot (h_3 - h_4) \text{ [kJul/kg]} \quad (4.6)$$

4.6 Eşitliğinden türbin işi bulduktan sonra

3.12 Eşitliğinden net iş bulunur.

3.13 Eşitliğinden toplam ısı bulduktan sonra ise

3.14 Eşitliği kullanılarak termik verim bulunur.

$$m_a = \frac{m_g}{1 + w_1 + f} \quad [\text{kg/s}] \quad (4.7)$$

4.7 Eşitliğinden ise egzoz ,yakıt oranı ve özgül nem değerlerinden giriş hava debisi bulunur.

$$Ne = m_a . W_{net} \quad [\text{kJ/kg}] \quad (4.8)$$

4.8 Eşitliğinden güç değeri bulunur ve

$$r = \frac{W_c}{W_t} \quad (4.9)$$

4.9 Eşitliğinden kompresör işinin türbin işine oranı bulunur.

$$HR = \frac{1}{\eta_{th}} \quad (4.10)$$

4.10 Eşitliğinden ısı oranı bulunarak

$$Be = \frac{3600.}{\Delta hc . \eta_{th}} \quad [\text{Nm}^3/\text{kWeh}] \quad (4.11)$$

4.11 Eşitliğinden özgül yakıt sarfiyatı bulunur.

$$Bh = \frac{3600 . Ne}{\Delta hc . \eta_{th}} \quad [\text{Nm}^3/\text{h}] \quad (4.12)$$

4.12 Eşitliğinden yakıt tüketimi hesap edilir.

$$Bht = Bh . 24 . 365 \quad [\text{Nm}^3/\text{yıl}] \quad (4.13)$$

4.13 Eşitliğinden yıllık yakıt sarfiyatı bulunup

$$Eg = Ne . Lf . 24 \quad [\text{kWeh/gün}] \quad (4.14)$$

4.14 Eşitliğinden günlük elektrik enerji üretimi hesap edilir.

$$Ee = Ne . Lf . 24 . 365 \quad [\text{kWeh/yıl}] \quad (4.15)$$

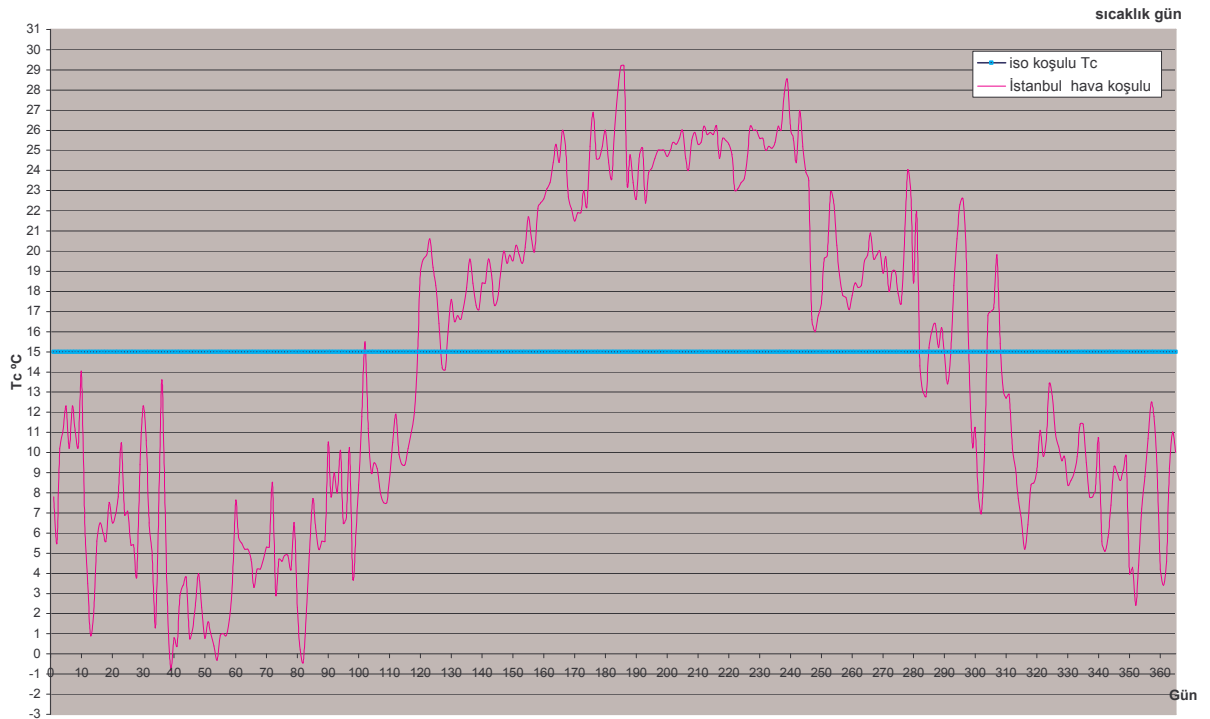
4.15 Eşitliği ile yıllık toplam elektrik enerjisi üretimi hesap edilir.

Çizelge 4.2 ISO şartları için hesap sonuçları

$C_{pa}=1,004$ kJ/kg °C	$C_{pg}=1,204$ kJ/kg °C	$T_2=725$ K	$r=0,5726$
$P_2=1823$	$h_1=2529$ kJ/kg	$T_4=812,1$ K	$W_c=444$ kJ/kg
$P_3=1769$ kPa	$h_2=3347$ kJ/kg	$f=0,012568$ kg/s	$W_t=770,7$ kJ/kg
$P_4=102,3$ kPa	$h_3=4675$ kJ/kg	$HR=2,981$	$W_{net}=326,8$ kJ/kg
$P_{rt}=17,29$	$h_4=3511$ kJ/kg	$m_a=65,48$ kg/s	$Be=0,2789$ Nm ³ /kWeh
$\eta_c=0,8467$	$w_1=0,006347$ gr/kg	$Q=982,6$ kJ/Nm ³	$Eg=390633$ kWh/gün
$\eta_t=0,8795$	$\alpha_2=1,313$		$Bh=6053$ Nm ³ /h
$\eta_{th}=0,3373$	$\alpha_1=1,4$		$Ee=142580866,647$
$Ne=21702$ kW	$Bht=53022386,470$ Nm ³ /yıl		kWeh/yıl

4.2 Değişken Hava Koşullarında GE LM 2500 Gaz Türbini Kullanılarak Basit Çevrim Güç ve Enerji Üretim Değerleri

İstanbul bir yıl boyunca günlük ortalama sıcaklık değerleri kullanılmıştır. Çünkü gece ile gündüz sıcaklık değerleri farklı olduğu için ortalama değer alınarak hesaplamalar yapılmıştır.



Şekil 4.2 İstanbul için bir yıl boyunca günlük ortalama sıcaklık değerleri

Şekil 4.2 den görüleceği gibi İstanbul hava sıcaklık değerleri günlük olarak görülebilmektedir. Yaz aylarında hava sıcaklığı yüksek değerlerde seyrederken kış aylarında düşük değerlerde seyretmektedir. Diyagramda orta alandaki yükselti yaz aylarını belirtmektedir. İstanbul ılıman iklim şartlarına sahip olduğu için aşırı yüksek sıcaklık görülmemekle beraber sıfırın altında aşırı düşük sıcaklıklar görülmemektedir.

Çizelge 4.3 İstanbul ili sıcaklık ve bağıl nem değerleri

GÜN	Tc	RH	GÜN	Tc	RH	GÜN	Tc	RH	GÜN	Tc	RH	GÜN	Tc	RH	GÜN	Tc	RH	GÜN	Tc	RH
1	7,8	0,953	55	0,9	0,877	109	7,5	0,943	163	24,4	0,663	217	24,6	0,713	271	19,7	0,817	325	12,8	0,827
2	5,5	0,960	56	1	0,800	110	8,7	0,727	164	25,3	0,637	218	25,6	0,747	272	18	0,810	326	10,9	0,803
3	10,2	0,897	57	0,9	0,777	111	10,5	0,633	165	24,4	0,590	219	25,5	0,677	273	19	0,817	327	10,3	0,873
4	11	0,960	58	1,7	0,743	112	11,9	0,470	166	26	0,553	220	25,3	0,703	274	19	0,793	328	9,6	0,947
5	12,3	0,903	59	3,6	0,650	113	9,9	0,730	167	25,2	0,693	221	24,8	0,630	275	17,9	0,820	329	9,8	0,867
6	10,2	0,867	60	7,6	0,500	114	9,4	0,780	168	22,7	0,773	222	23	0,750	276	17,4	0,873	330	8,4	0,870
7	12,3	0,643	61	5,8	0,703	115	9,4	0,757	169	22,1	0,557	223	23,1	0,730	277	20,4	0,653	331	8,6	0,913
8	11,1	0,760	62	5,5	0,737	116	10,2	0,617	170	21,5	0,667	224	23,4	0,570	278	24	0,620	332	9	0,907
9	10,3	0,687	63	5,2	0,737	117	11	0,640	171	21,9	0,627	225	23,6	0,527	279	23	0,690	333	9,8	0,890
10	14	0,647	64	5,2	0,887	118	12	0,637	172	21,9	0,703	226	24,7	0,533	280	18,4	0,750	334	11,4	0,833
11	6,8	0,907	65	4,7	0,883	119	14,8	0,637	173	23	0,547	227	26,2	0,537	281	21,9	0,727	335	11,4	0,803
12	3,5	0,940	66	3,3	0,803	120	19	0,550	174	22,2	0,693	228	26	0,660	282	14,3	0,727	336	9,5	0,833
13	0,9	0,853	67	4,2	0,650	121	19,6	0,480	175	25,2	0,530	229	26	0,747	283	13	0,713	337	7,8	0,940
14	2	0,713	68	4,2	0,700	122	19,8	0,533	176	26,9	0,560	230	25,6	0,763	284	12,8	0,760	338	7,8	0,807
15	5,6	0,670	69	4,7	0,723	123	20,6	0,577	177	24,6	0,753	231	25,6	0,593	285	15,2	0,693	339	8,2	0,800
16	6,5	0,803	70	5,3	0,717	124	19,2	0,613	178	24,6	0,630	232	25	0,667	286	16,1	0,710	340	10,7	0,700
17	6	0,773	71	5,3	0,670	125	18,3	0,590	179	25,2	0,597	233	25,2	0,690	287	16,4	0,753	341	5,6	0,910
18	5,6	0,767	72	8,5	0,777	126	16,4	0,667	180	26	0,500	234	25,1	0,733	288	15,2	0,727	342	5,1	0,817
19	7,5	0,653	73	3	0,877	127	14,2	0,693	181	24,4	0,593	235	25,4	0,710	289	16,2	0,833	343	5,8	0,660
20	6,5	0,830	74	4,7	0,753	128	14,1	0,737	182	23,6	0,653	236	26,2	0,637	290	14,9	0,937	344	7,4	0,610
21	6,9	0,800	75	4,6	0,770	129	16	0,660	183	26	0,613	237	26	0,633	291	13,4	0,887	345	9,3	0,730
22	7,8	0,860	76	4,9	0,690	130	17,6	0,663	184	27,9	0,500	238	27,8	0,613	292	14,9	0,773	346	9	0,817
23	10,5	0,703	77	4,9	0,653	131	16,5	0,710	185	29,2	0,513	239	28,5	0,523	293	18,3	0,870	347	8,6	0,940
24	6,9	0,923	78	4,2	0,677	132	16,8	0,683	186	29,2	0,697	240	26,1	0,740	294	20,6	0,810	348	9,1	0,867
25	7,1	0,910	79	6,5	0,763	133	16,6	0,820	187	23,3	0,753	241	25,6	0,750	295	22,3	0,617	349	9,8	0,850
26	5,4	0,830	80	2,3	0,830	134	17,2	0,830	188	24,8	0,650	242	24,4	0,887	296	22,6	0,610	350	4	0,910
27	5,4	0,890	81	0,2	0,520	135	18,2	0,773	189	23,4	0,650	243	27	0,623	297	20	0,883	351	4,3	0,810
28	3,9	0,837	82	-0,4	0,640	136	19,6	0,687	190	22,6	0,570	244	25,2	0,643	298	14	0,950	352	2,4	0,650
29	9,4	0,720	83	2,2	0,703	137	18,4	0,780	191	24,8	0,603	245	23,9	0,717	299	10,3	0,850	353	4,4	0,697
30	12,3	0,770	84	5,2	0,443	138	17,3	0,787	192	25,1	0,607	246	23,5	0,700	300	11,2	0,773	354	7,2	0,743
31	10,6	0,803	85	7,7	0,593	139	17,1	0,783	193	22,4	0,643	247	16,6	0,797	301	7,8	0,643	355	8,8	0,693
32	6,5	0,870	86	6,3	0,577	140	18,4	0,647	194	23,9	0,590	248	16	0,640	302	7	0,727	356	10,7	0,647
33	4,9	0,937	87	5,2	0,627	141	18,4	0,733	195	24,1	0,710	249	16,8	0,640	303	10,4	0,743	357	12,5	0,487
34	1,3	0,923	88	5,6	0,670	142	19,6	0,697	196	24,6	0,710	250	17,4	0,730	304	16,8	0,840	358	11,8	0,660
35	6,8	0,663	89	5,6	0,763	143	18,8	0,817	197	25	0,663	251	19,6	0,660	305	17	0,863	359	9,1	0,930
36	13,6	0,467	90	10,5	0,593	144	17,3	0,877	198	25	0,730	252	19,8	0,757	306	17,2	0,770	360	4,2	0,957
37	8,7	0,823	91	7,8	0,837	145	17,6	0,783	199	25	0,637	253	22,9	0,670	307	19,8	0,660	361	3,4	0,737
38	2	0,940	92	9	0,677	146	18,9	0,677	200	24,7	0,713	254	22,5	0,777	308	15,4	0,893	362	4,6	0,823
39	-0,8	0,807	93	8	0,837	147	20	0,723	201	25	0,700	255	20,3	0,927	309	13,1	0,893	363	9,2	0,663
40	0,8	0,637	94	10,1	0,687	148	19,4	0,730	202	25,4	0,737	256	18,8	0,853	310	12,7	0,910	364	11	0,557
41	0,4	0,883	95	6,5	0,897	149	19,8	0,733	203	25,3	0,730	257	17,8	0,860	311	12,9	0,947	365	10	0,610
42	2,9	0,873	96	6,8	0,840	150	19,5	0,860	204	25,6	0,710	258	17,7	0,747	312	10,2	0,860	0	0	0,000
43	3,4	0,893	97	10,2	0,733	151	20,3	0,683	205	26	0,607	259	17,1	0,877	313	9,2	0,823	0	0	0,000
44	3,8	0,933	98	3,8	0,730	152	19,8	0,637	206	24,6	0,663	260	17,8	0,800	314	7,7	0,890	0	0	0,000
45	0,8	0,903	99	6	0,597	153	19,4	0,717	207	24	0,670	261	18,4	0,840	315	6,6	0,873	0	0	0,000
46	1,2	0,760	100	8,4	0,520	154	20,2	0,693	208	25,5	0,703	262	18,2	0,677	316	5,2	0,740	0	0	0,000
47	2,4	0,677	101	11,8	0,697	155	21,7	0,607	209	25,9	0,673	263	18,3	0,640	317	6,4	0,810	0	0	0,000
48	4	0,703	102	15,5	0,643	156	20,6	0,547	210	25,3	0,760	264	19,5	0,750	318	8,4	0,783	0	0	0,000
49	2,3	0,843	103	11,2	0,820	157	20	0,617	211	25,4	0,687	265	19,8	0,763	319	8,5	0,847	0	0	0,000
50	0,8	0,927	104	9	0,850	158	22,1	0,467	212	26,2	0,710	266	20,9	0,773	320	9,1	0,850	0	0	0,000
51	1,6	0,757	105	9,5	0,810	159	22,4	0,737	213	25,8	0,720	267	19,6	0,830	321	11,1	0,860	0	0	0,000
52	1	0,720	106	9,2	0,817	160	22,6	0,730	214	25,9	0,747	268	19,8	0,810	322	9,8	0,923	0	0	0,000
53	0,4	0,797	107	8	0,850	161	23,1	0,680	215	25,8	0,777	269	20	0,733	323	10,7	0,830	0	0	0,000
54	-0,3	0,883	108	7,5	0,923	162	23,4	0,643	216	26,2	0,663	270	18,9	0,883	324	13,4	0,737	0	0	0,000

Kompresör kanatlarında donma olmaması için kompresör giriş sıcaklığı 5 °C nin altına düşmemesi gerekmektedir. Bundan dolayı 5 °C nin altında çevre sıcaklıklarında kompresör giriş sıcaklığı 5 °C olması sağlanır. İstanbul normal hava koşullarında çevrim güç ve enerji üretim hesabı yapılmıştır.



Şekil 4.3 İstanbul ili için bir yıl boyunca günlük ortalama sıcaklık değerleri ve Kompresör giriş sıcaklık değerleri.

Çevre hava sıcaklığı ve bağıl nemden yaş termometre sıcaklığı ve özgül nem değerleri bulunur. $T_1 > 5 \text{ °C}$ şartı için aynı özgül nem değerinde EES programıyla yeni bir bağıl nem değerleri bulunarak ISO şartlarındaki değerler kullanılarak hava geçiş kesiti bulunur. Çünkü hava sıcaklığına bağlı olarak havanın kütsel hacmi ve kütsel debisi değişeceği için hava ISO şartlarındaki değerler ve hava hızına bağlı olarak geçiş kesit alanı hesaplanıp kütsel debi değişen sıcaklıklara göre değişeceği göz önüne alınarak her durum için ayrı ayrı hesaplanmıştır. Güç ve enerji üretim hesapları da buna göre yapılmıştır.

Çizelge 4.4 İstanbul hava şartlarında hesap girdileri

P_1 [kPa]	P_r	T_0 [°C]	RH_1 [%]	S [m/s]	T_3 [K]	A [m^2]	L_f	Δh_c [kJ/Nm ³]
101,3	18	Değişken	Değişken	60	1434	0,923	0,75	38267,9

ISO şartlarında belirtilen denklem akışı kullanılarak değerler hesaplanır. Ayrıca aşağıda belirtilen denklemler kullanılarak hesaplama işlemi tamamlanır.

$$\rho = \frac{1}{v} \quad (4.16)$$

4.16 denklemi ile havanın özgül yoğunluğu bulunur

$$m_a = \rho.A.S \quad (4.17)$$

4.17 denkleminde ise havanın kompresör giriş debisi bulunur.

$$m_k = \left(\frac{m_a}{1 + w_1} \right) \quad (4.18)$$

4.18 denkleminde ise kuru havanın debisi bulunur.

$$Bht = \sum_1^{365} Bh(i).24 \quad (4.19)$$

4.19 denkleminde yıllık yakıt sarfiyatı Bht bulunup

$$Ee = \sum_1^{365} Eg(i) \quad (4.20)$$

4.20 denklemi ile yıllık toplam elektrik enerjisi üretimi hesap edilir.

Çizelge 4.5 İstanbul hava şartları için hesap sonuçları

$P_2=1823$ kPa	$T_{2min}=700$ K	$W_{netmin}=303,7$ kJ/kg	$Ne_{min}=19086$ kW
$P_3=1769$ kPa	$T_{2mak}=760,3$ K	$W_{netmak}=343,5$ kJ/kg	$Ne_{mak}=24059$ kW
$P_4=102,3$ kPa	$T_4=812,1$ K	$m_{amin}=62,84$ kg/s	$Eg_{min}=343541$ kW/gün
$P_{it}=17,29$	$h_1=2674$ kJ/kg	$m_{amak}=70,04$ kg/s	$Eg_{mak}=433064$ kW/gün
$\eta_{thmin}=0,32$	$h_2=2797$ kJ/kg	$m_{kmin}=61,74$ kg/s	$Bh_{min}=5437,8$ Nm ³ /h
$\eta_{thmak}=0,34$	$h_3=2796$ kJ/kg	$m_{kmak}=69,90$ kg/s	$Bh_{mak}=6571,6$ Nm ³ /h
$\eta_t=0,8795$	$\alpha_1=1,4$	$C_{pg}=1,204$ kJ/kg °C	$C_{pamin}=1,010$ kJ/kg °C
$\eta_c=0,8467$	$\alpha_2=1,313$		$C_{pamak}=1,040$ kJ/kg °C
$Be_{min}:0,2726$ Nm ³ /kWeh	$Be_{mak}:0,2857$ Nm ³ /kWeh	$Bht=53477735,328$ Nm ³ /yıl	$Ee=144601675,130$ kWeh/yıl

4.3 Değişken Hava Koşullarında Evaporatif Soğutma Yaparak Basit Çevrim Güç ve Enerji Üretim Değerleri

Çizelge 4.6 İstanbul hava şartlarında evaporatif soğutma hesap girdileri

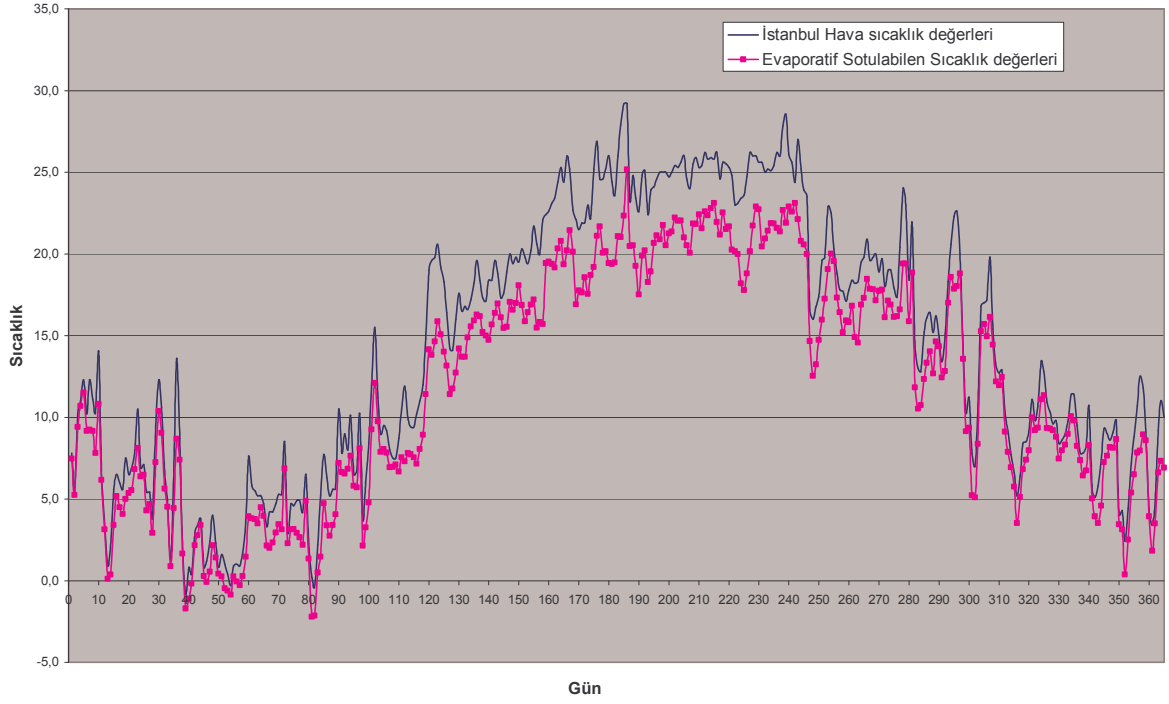
P_1 [kPa]	P_r	T_0 [°C]	RH_1 [%]	S [m/s]	T_3 [K]	A [m^2]	L_f	Δh_c [kJ/Nm ³]
101,3	18	Değişken	Değişken	60	1434	0,923	0,75	38267,9

Hesaplamalar bir önceki normal hava koşullarındaki hesaplamada kullanılan 3.2 den başlayıp 4.20 de biten eşitlikler kullanılarak yapılmıştır. Hesaplama sonucunda elde edilen değerler Çizelge 4.7 de verilmiştir.

Çizelge 4.7 İstanbul hava şartlarında evaporatif soğutma hesap sonuçları

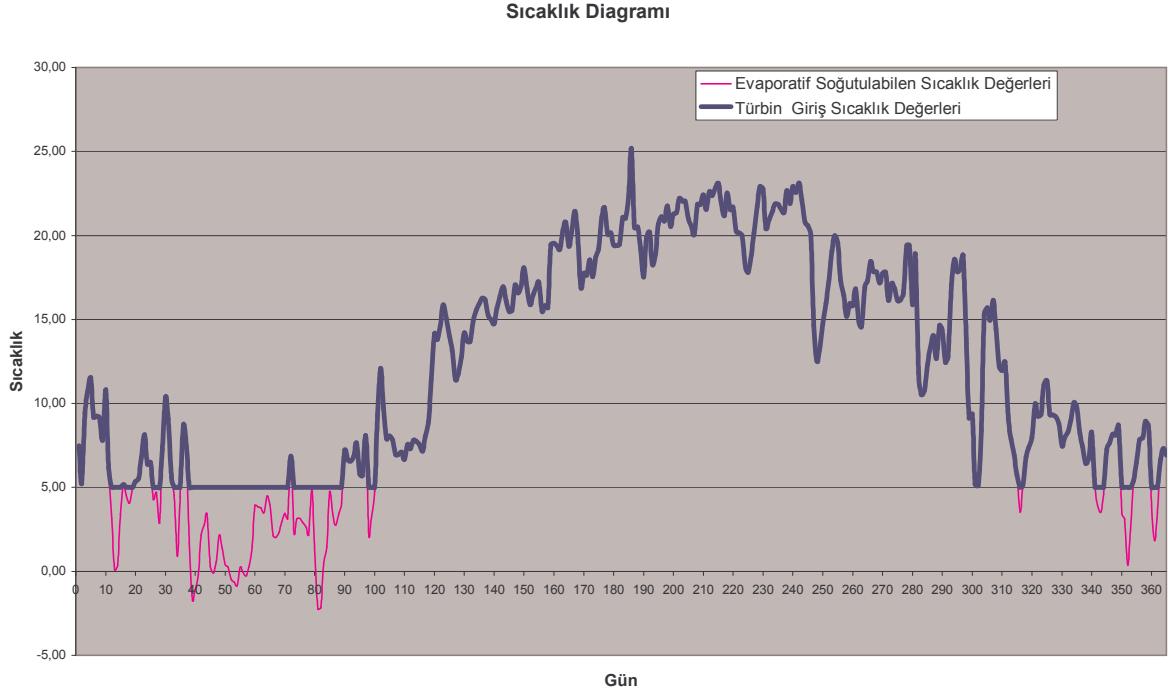
$P_2=1823$ kPa	$\eta_{thmin}=0,34$	$W_{netmin}=347,1$ kJ/kg	$Ne_{min}=22229$ kW
$P_3=1769$ kPa	$\eta_{thmak}=0,37$	$W_{netmak}=354,5$ kJ/kg	$Ne_{mak}=24696$ kW
$P_4=102,4$ kPa	$\eta_t=0,8795$	$m_{amin}=63,52$ kg/s	$Eg_{min}=400115$ kWh/gün
$P_{rt}=17,29$	$\eta_c=0,8467$	$m_{amax}=70,04$ kg/s	$Eg_{mak}=444522$ kWh/gün
$T_4=812,1$ K	$Be_{min}=0,249$ Nm ³ /kWeh	$Bh_{min}=5552,329$ Nm ³ /h	$Ee=155265328,984$ kW _e h/yıl
	$Be_{mak}=0,269$ Nm ³ /kWeh	$Bh_{mak}=6571,599$ Nm ³ /h	$Bht=54087379,32$ Nm ³ /yıl

İstanbul için normal hava sıcaklık değerleri ile hava soğutma yapılarak elde edilecek sıcaklık değerleri Şekil 4.4 de gün sıcaklık grafiği olarak verilmiştir.



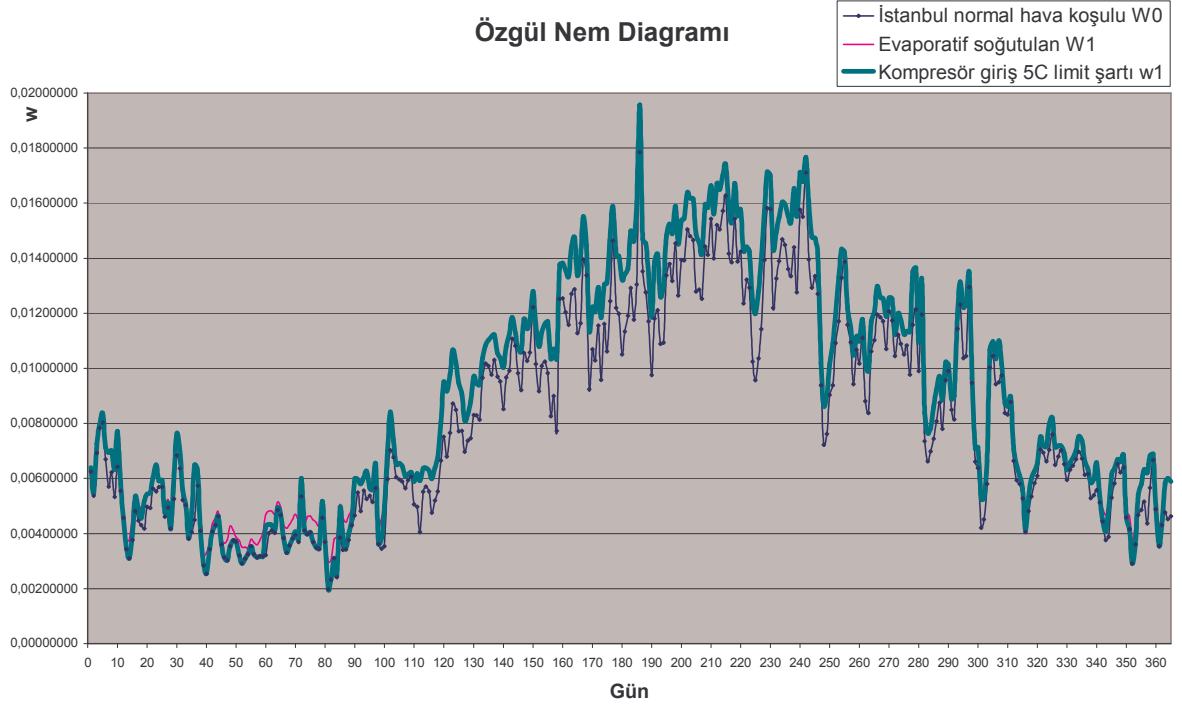
Şekil 4.4 İstanbul ili için bir yıl boyunca günlük ortalama sıcaklık değerleri ve Kompresör giriş sıcaklık değerleri.

Şekil 4.4 de görüleceği üzere İstanbul günlük normal hava sıcaklıkları evaporatif soğutmayla belli sıcaklıklara kadar soğutulabilmektedir. Düşük sıcaklıklarda soğutma daha az olurken yüksek sıcaklıklarda daha yüksek olmakta ve diyagramda açıkça görülmektedir. Fakat kompresör giriş havası sıcaklığı soğutulabilen sıcaklık değildir. Kompresör giriş sıcaklığı minimum 5 °C olacağı için Şekil 4.5 de bir yıl boyunca günlük kompresör giriş sıcaklıkları gösterilmiştir.



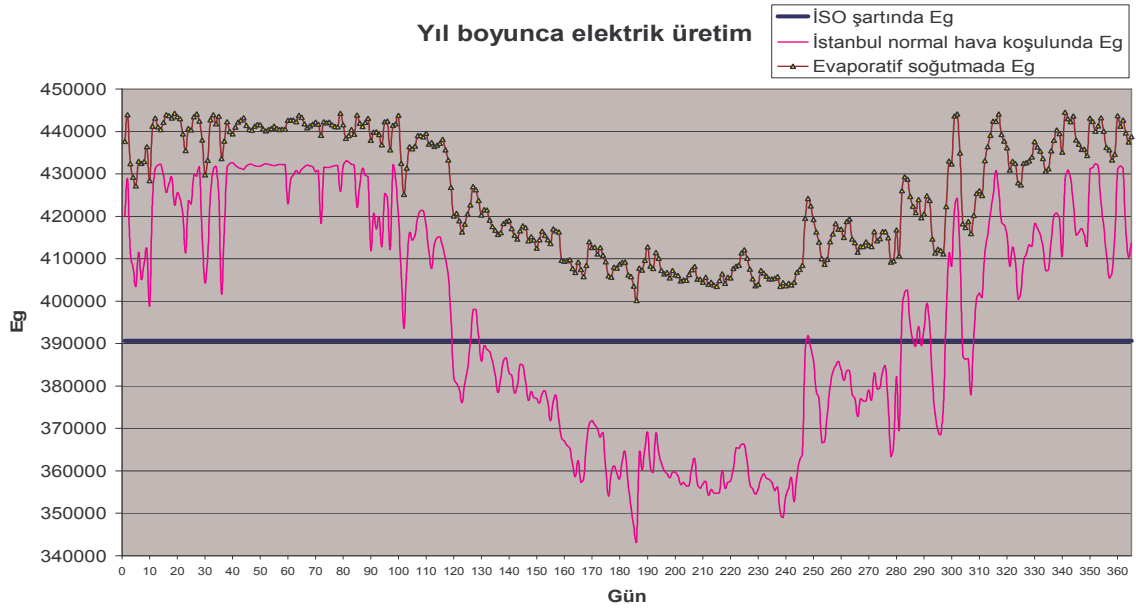
Şekil 4.5 İstanbul ili için evaporatif soğutmayla elde edilen bir yıl boyunca günlük sıcaklık değerleri ve Kompresör giriş sıcaklık değerleri.

Kompresör kanatlarında buzlanma olmaması için kompresör giriş sıcaklığı 5°C nin altına düşmemesi gerekmektedir. Bu yüzden hava sıcaklığını 5°C limitine kadar soğutulur eğer hava sıcaklığı 5°C den düşük olan günlerde de 5°C sıcaklık şartı oluşturulup kompresör giriş sıcaklığı sağlanır. Evaporatif soğutmada havanın özgül nem değerleri de performans açısından önem arz etmektedir. Bu yüzden normal hava koşullarında, evaporatif olarak soğutulabilen sıcaklıklardaki özgül nem değerleri ve kompresör giriş havasının limit 5°C şartı için özgül nem değerleri Şekil 4.6 da verildiği gibidir.



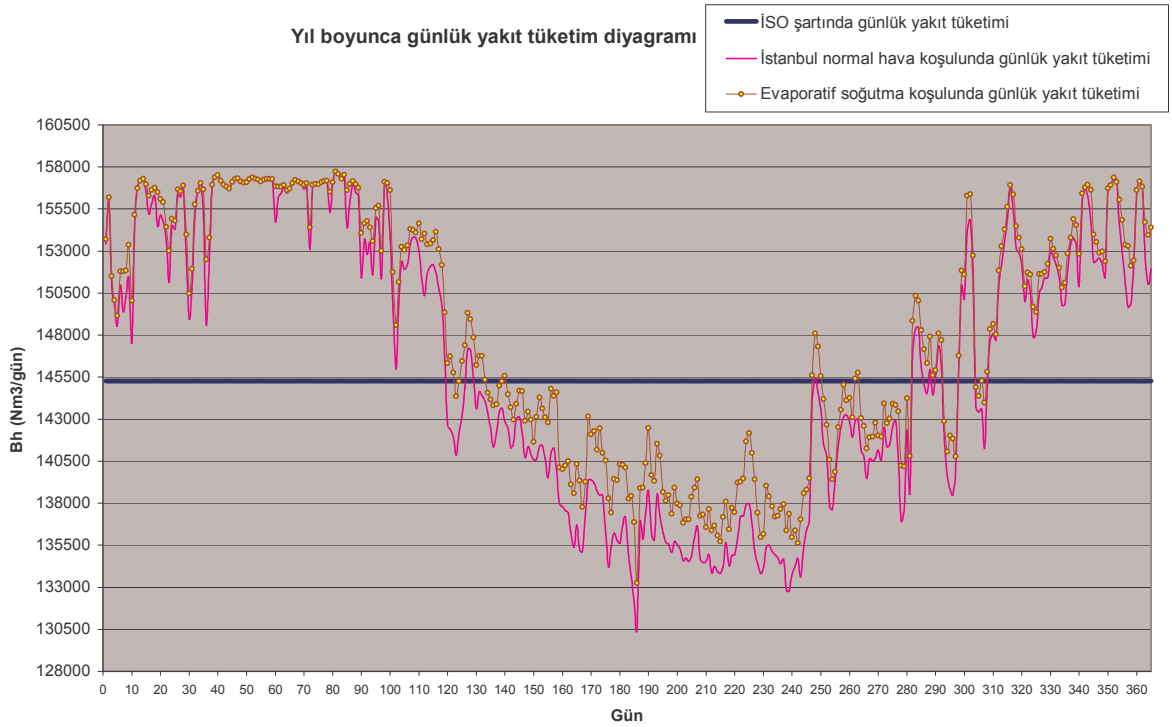
Şekil 4.6 İstanbul ili için bir yıl boyunca günlük özgül nem değerleri ve evaporatif soğutma ve de kompresör giriş sıcaklığı 5°C şart için özgül nem değerleri

Şekil 4.6 dan görülen soğutma yapıp elde edilen sıcaklık değerlerinde özgül nem daha fazla değerlerdedir. Zaten evaporatif soğutma havaya su püskürtülüp sıcaklığının düşürülmesini sağladığı için özgül nemim artması prosesin bir sonucudur.



Şekil 4.7 ISO şartında ve İstanbul normal hava koşulu ve evaporatif soğutma yapıldığı hallerdeki enerji üretim diyagramı.

Şekil 4.7 de ISO şartında hava sıcaklığı sabit olduğu için enerji üretimi de günlük sabit değerde olacaktır fakat değişen hava sıcaklığında üretim değerleri farklı olacaktır. Evaporatif soğutma yapıldığında ise diyagramda da görüleceği üzere enerji üretimi ISO şartı ve normal hava koşulu şartından yüksek değerlerde seyir etmektedir. Bu demektir ki hava soğutma yapılarak kompresör işini azaltılması ve net işin artması sağlanmıştır. Böylece enerji üretiminde artış açıkça görülmektedir. Yıllık toplam enerji üretimlerine bakılacak olursa ISO şartında 142580866,647 kWeh/yıl ,normal hava koşulunda 144601675,130 kWeh/yıl, evaporatif soğutma yapıldığında ise 155265328,9838 kWeh/yıl dır. Bu demek oluyor ki ılıman iklime sahip İstanbul da enerji üretimi ISO şartından fazla olmaktadır bunun sebebi de yıl boyunca hava sıcaklıklarından kaynaklanmaktadır. Evaporatif soğutmalı enerji üretimi ise diğer ikisinden daha yüksek bir değerdedir. Bu da bize enerji üretiminde kazancı göstermektedir.



Şekil 4.8 ISO şartında ve İstanbul normal hava koşulu ve evaporatif soğutma yapıldığı hallerdeki günlük yakıt sarfıyatı diyagramı.

Şekil 4.8 i inceleyecek olursak ISO şartında sabit hava sıcaklığında özgül yakıt sarfiyatı düz bir hat çizmektedir. Değişken hava sıcaklıklarında ise alçalıp yükselen değerler almaktadır. Evaporatif soğutmalı koşul ile normal hava koşulu kıyaslanacak olursa enerji üretiminde önde olan evaporatif soğutmalı sistem özgül yakıt sarfiyatı yönünden de normal hava koşulundan daha düşük maksimum ve minimum değerlere sahiptir. ISO şartında $Be=0,2789 \text{ Nm}^3/\text{kWeh}$, normal hava koşulunda $Be_{\min}=0,2726 \text{ Nm}^3/\text{kWeh}$, $Be_{\max}=0,2857 \text{ Nm}^3/\text{kWeh}$, evaporatif soğutmalı koşulda ise $Be_{\min}=0,2498 \text{ Nm}^3/\text{kWeh}$, $Be_{\max}=0,2699 \text{ Nm}^3/\text{kWeh}$ dır. Yıllık toplam yakıt miktarları ise ISO için $53022386,470 \text{ Nm}^3/\text{yıl}$, normal hava koşulları için $53477735,328 \text{ Nm}^3/\text{yıl}$, evaporatif soğutma olduğunda ise $54087379,32 \text{ Nm}^3/\text{yıl}$ dır. Sonuçlar normal hava koşullarında ve evaporatif soğutma yapıldığı durumda harcanan yakıt miktarının artığı ortaya çıkmıştır. Bu da ek yakıt yani ek yakıt maliyetini ortaya çıkarmaktadır

4.4 Değişken Hava Koşullarında Mekanik Soğutma Yaparak Basit Çevrim Güç ve Enerji Üretim Değerleri

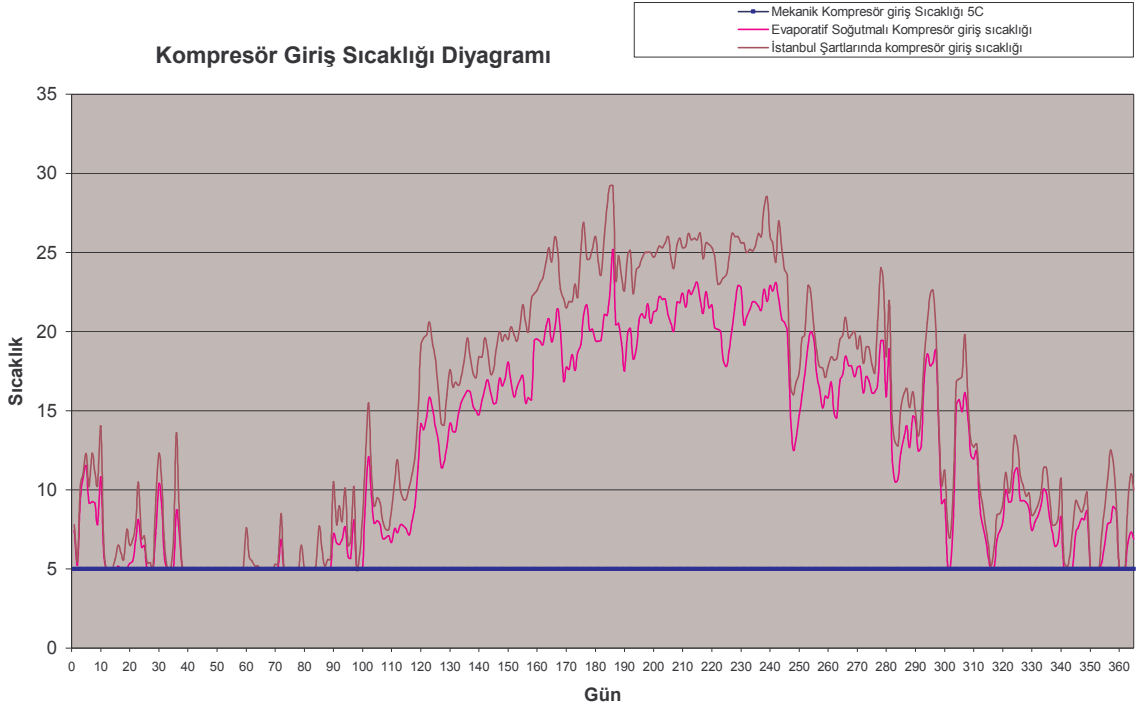
Mekanik soğutma yöntemi ile farklı hava sıcaklık değerlerini sabit bir sıcaklığı düşürmek mümkündür. Bu sayede hava sıcaklığında her hangi bir değişme olmadan kompresöre göndermek ve bu sayede türbin sisteminden daha fazla net iş ve de enerji elde edilmesi sağlanır. Normal hava koşullarındaki hesaplamada kullanılan 3.2 den başlayıp 4.20 de biten formüller kullanılarak yapılmıştır, çıktı değerleri incelenmiştir.

Çizelge 4.8 İstanbul hava şartlarında mekanik soğutma hesap girdileri

P_1 kPa	P_r	T_0 °C	RH ₁ %	S m/s	T_3 K	A m^2	Lf	Δhc (kj/ Nm^3)
101,3	18	Değişken	Değişken	60	1434	0,923	0,75	38267,9

Çizelge 4.9 İstanbul hava şartlarında mekanik soğutma hesap sonuçları

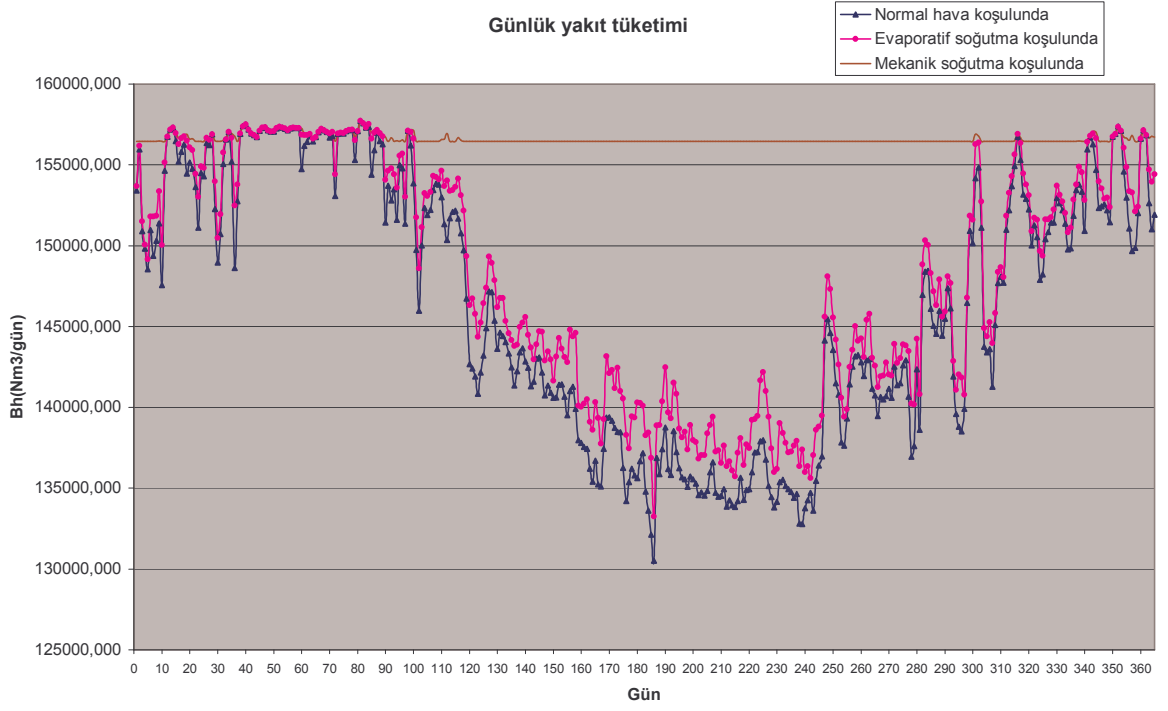
$P_2=1823$	$\eta_{th\min}=0,344$	$W_{net\min}=338,6 \text{ kj/kg}$	$Ne_{\min}=23916 \text{ kW}$
$P_3=1769 \text{ kPa}$	$\eta_{th\max}=0,345$	$W_{net\max}=338,8 \text{ kj/kg}$	$Ne_{\max}=24059 \text{ kW}$
$P_4=102,3 \text{ kPa}$	$\eta_t=0,8795$	$m_{amin}=69,66 \text{ kg/s}$	$Eg_{\min}=430479,006 \text{ kWh/gün}$
$P_{rt}=17,29$	$\eta_c=0,8467$	$m_{amak}=70,04 \text{ kg/s}$	$Eg_{\max}=433064,055 \text{ kWh/gün}$
$T_4=812,1 \text{ K}$	$Be_{\min}=0,272 \text{ Nm}^3/\text{kWeh}$	$Bh_{\min}=6518,40 \text{ Nm}^3/\text{h}$	$Ee=157235182,653 \text{ kWeh/yıl}$
	$Be_{\max}=0,273 \text{ Nm}^3/\text{kWeh}$	$Bh_{\max}=6571,59 \text{ Nm}^3/\text{h}$	$Bht=57155722,224 \text{ Nm}^3/\text{yıl}$



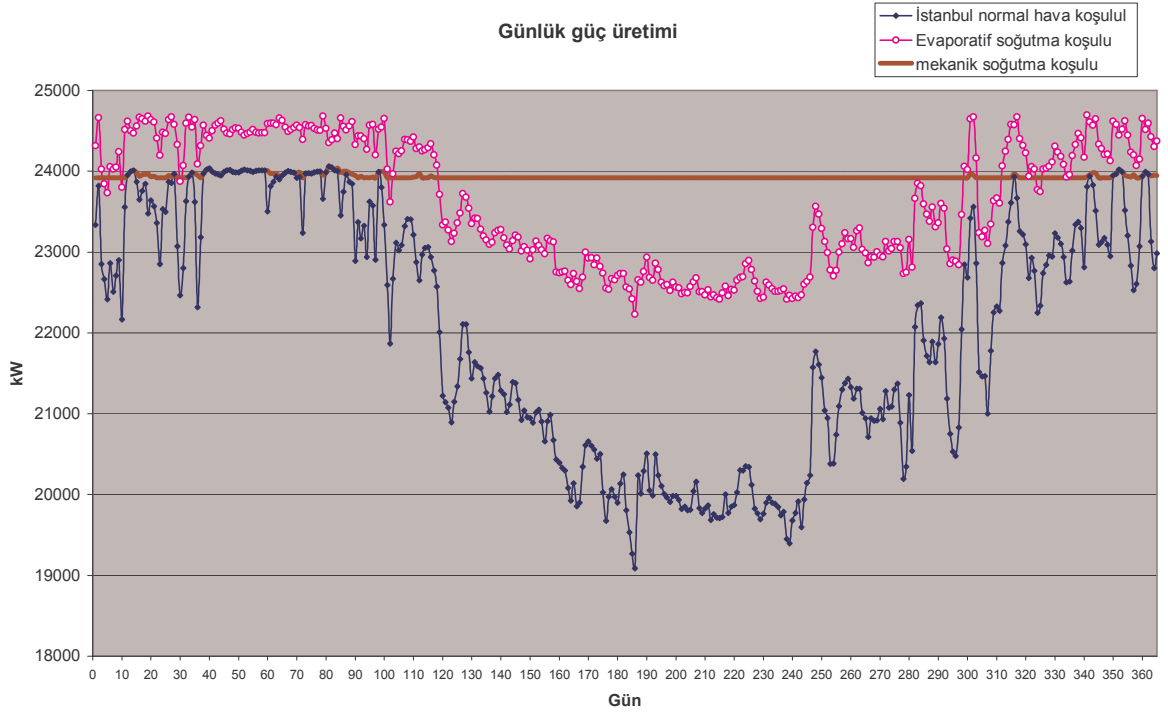
Şekil 4.9 İstanbul normal hava koşulunda ,evaporatif ve mekanik soğutma yapıldığı hallerdeki kompresör giriş havası sıcaklık diyagramı.



Şekil 4.10 İstanbul normal hava koşulunda ,evaporatif ve mekanik soğutma yapıldığı hallerdeki enerji üretim diyagramı



Şekil 4.11 İstanbul normal hava koşulunda ,evaporatif ve mekanik soğutma yapıldığı hallerdeki günlük yakıt sarfiyatı diyagramı



Şekil 4.12 İstanbul normal hava koşulunda ,evaporatif ve mekanik soğutma yapıldığı hallerdeki günlük üretilen güç diyagramı

5. EKONOMİK ANALİZ AMORTİSMAN HESABI

5.1 Evaporatif soğutma için ekonomik analiz

Evaporatif soğutma için yapılacak ekonomik analizde öncelikle evaporatif soğutma ile elde edilen yıllık elektrik enerjisi miktarından normal koşullarda elde edilen elektrik enerjisi miktarı çıkarılarak kazanç enerji miktarı denklem 4.21 de gösterildiği gibi hesaplanır.

$$\Delta Ee = Ee_{\text{evaporatif}} - Ee_{\text{normalhava}} \quad (4.21)$$

Kazanç enerjiden elde edeceğimiz geliri hesaplamak için denklem 4.22 de gösterildiği üzere

$$C_e = \Delta Ee . F_e \quad (4.22)$$

Elektrik birim satış fiyatıyla çarparsak parasal getirisini bulmuş oluruz.

$$\Delta Bht = Bht_{\text{evaporatif}} - Bht_{\text{normalhava}} \quad (4.23)$$

Denklem 4.23 de ise evaporatif soğutmanın oluşturduğu ek yakıt miktarı hesap edilir.

$$C_{Bht} = \Delta Bht . F_y \quad (4.24)$$

Ek yakıt miktarını yakıt birim fiyatı ile çarpacak olursak ek yakıt giderini denklem 4.24 de gösterildiği üzere hesap ederiz.

$$m_{su} = \sum_{i=1}^{365} w(i) . m_k(i) . 3600.24 \quad (4.25)$$

Evaporatif soğutma için gerekli yıllık su miktarı denklem 4.25 deki gibi hesaplanır.

$$C_{su} = M_{su} . F_{su} \quad (4.26)$$

Evaporatif soğutmanın bir diğer gideri ise soğutma da kullanılan su gideridir. Bunun için yıllık gerek duyulan su miktarı ile birim su maliyeti çarpılarak su maliyetini denklem 4.26 de gösterildiği gibi hesap ederiz.

$$\Delta C_e = C_e - C_{Bht} - C_{su} \quad (4.27)$$

Denklem 4.27 dan net kazanç elde edilir. Elektrik kazancından ek yakıt maliyeti ve su maliyeti çıkarılacak olursa net kazanç elde edilmiş olur.

Çalışmakta olan bir santrale kurulacak olan evaporatif soğutma üniteleri için kuruluş maliyeti

(C_k) denklem 4.28 deki gibi hesaplanır.

$$C_k = Ne_{mak} \cdot g_{k\text{ evaporatif}} \quad (4.28)$$

Kuruluş maliyeti (C_k) birim kuruluş bedeli $g_{k\text{ evaporatif}}$ ile elde edilen maksimum güç ile çarpılarak bulunmaktadır. Net kazançta bölüdüğü takdirde kendini amorti etme süresi hesap edilir. Bununla ilgili eşitlik ise denklem 4.29 de verildiği gibidir.

$$Amortismansüresi = \frac{C_k}{\Delta C_e} \quad (4.29)$$

Çizelge 5.1 Evaporatif soğutmada ekonomik analiz için hesap girdileri

Elektrik birim satış bedeli	$E_{e\text{ normal hava}} = 144601675,130 \text{ kWeh/yıl}$
$F_e = 9,53 \text{ YKr/kWh}$	$E_{e\text{ evaporatif}} = 155265328,984 \text{ kW_eh/yıl}$
Doğal gaz birim satış bedeli	$Bht_{\text{normal hava}} = 53477735,328 \text{ Nm}^3/\text{yıl}$
$F_y = 0,450254 \text{ YTL/Nm}^3$	$Bht_{\text{evaporatif}} = 54087379,32 \text{ Nm}^3/\text{yıl}$
Birim su maliyeti bedeli	$M_{su} = 19058988,87 \text{ kg/yıl}$
$F_{su} = 1,98 \text{ Euro/m}^3 = 0,003389 \text{ YTL/kg}$	Birim kuruluş maliyeti
$Ne_{mak} = 24696 \text{ kW}$	$g_{k\text{ evaporatif}} = 19 \text{ \$/kW} = 22,097 \text{ YTL/kW}$

Sonuç olarak evaporatif soğutma için kurulacak ünitelerin kuruluş maliyeti 545707,512 YTL bulunmaktadır. Yıllık net kazanç ise 667631,1601 YTL, kendini amorti etme süresi ise

$$Amortismansüresi = \frac{545707,512}{667631,1601} = 0,81$$

0,81 yıl (9 ay)dır.

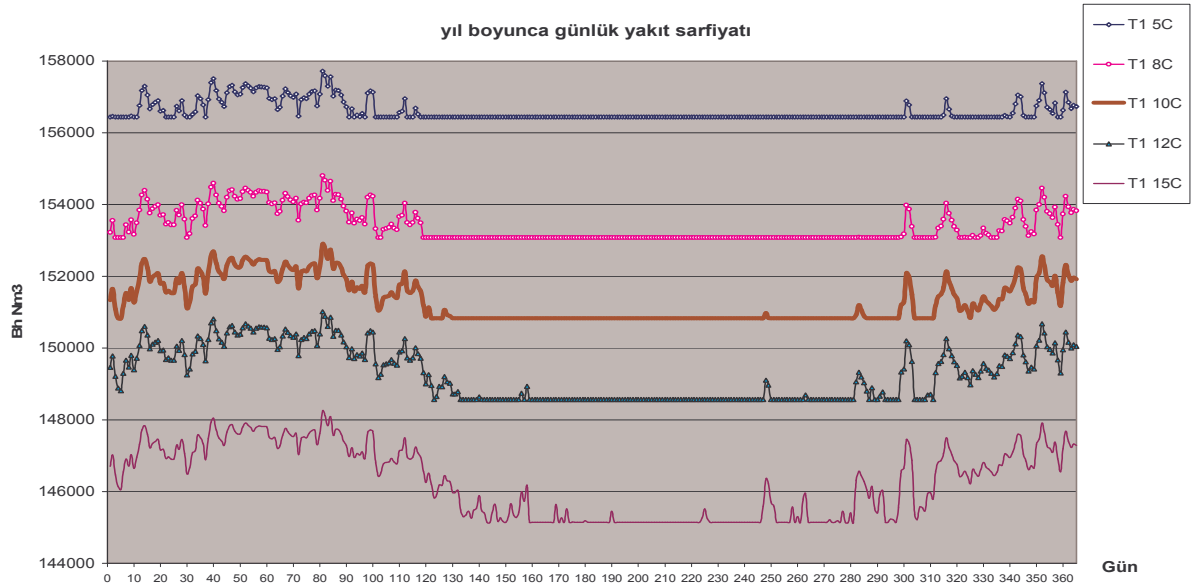
5.2 Mekanik soğutma için ekonomik analiz

Mekanik soğutma için yapılacak ekonomik analizde öncelikle mekanik soğutma ile elde edilen yıllık elektrik enerjisi miktarından normal koşullarda elde edilen elektrik enerjisi miktarı çıkarılarak kazanç enerji miktarı bulunur. Mekanik soğutma için yapılacak amortisman süresi hesapları evaporatif sistemdeki hesaplar kullanılır yalnız mekanik soğutmada yapılacak hesapta su maliyeti yoktur.

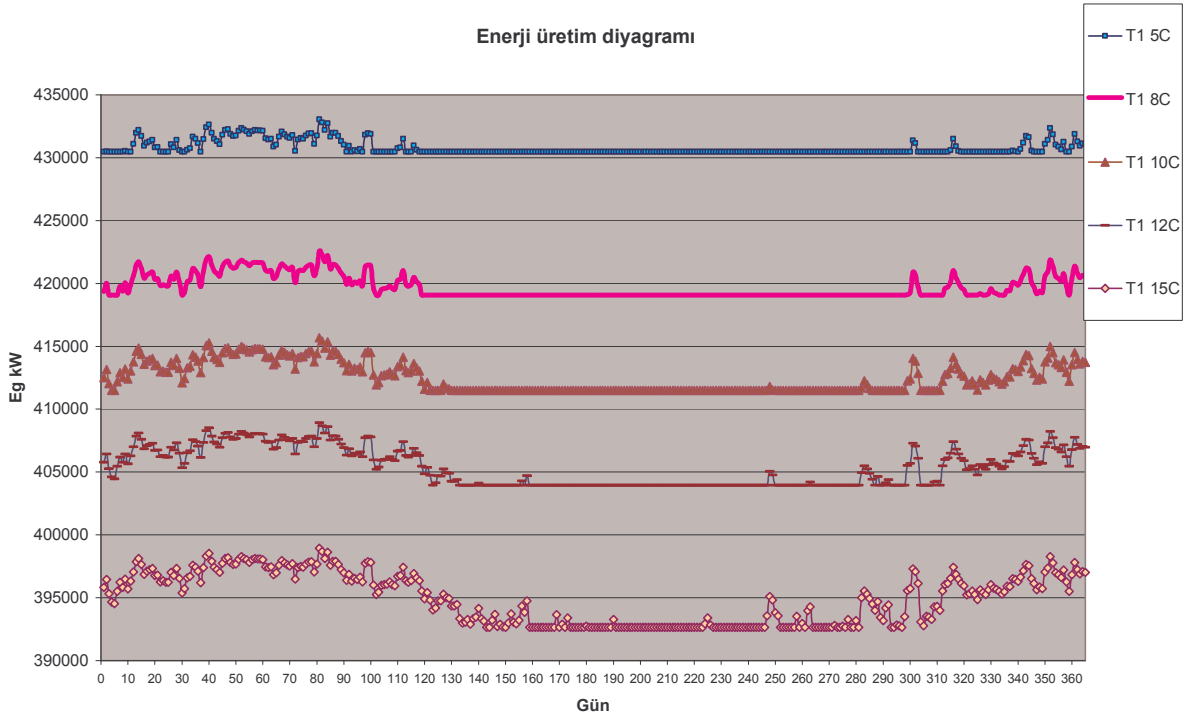
Çizelge 5.2 Mekanik soğutmada ekonomik analiz için hesap girdileri

Elektrik birim satış bedeli	$E_{e_{normal\ hava}} = 144601675,130 \text{ kWeh/yıl}$
$F_e = 9,53 \text{ YKr/kWh}$	$E_{e_{mekanik}} = 157235182,653 \text{ kWeh/yıl}$
Doğal gaz birim satış bedeli	$B_{ht_{normal\ hava}} = 53477735,328 \text{ Nm}^3/\text{yıl}$
$F_y = 0,450254 \text{ YTL/Nm}^3$	$B_{ht_{mekanik}} = 57155722,224 \text{ Nm}^3/\text{yıl}$
Birim kuruluş maliyeti $g_{k_{mekanik}} = 26,582 \text{ YTL/kW}$	$N_{e_{mak}} = 24059 \text{ kW}$

Sonuç olarak mekanik soğutma için kurulacak ünitelerin kuruluş maliyeti 639536,388 YTL bulunmaktadır. Yıllık mekanik soğutmadan dolayı elde edeceğimiz net kazanç ek yakıt tüketiminin ve yakıtın pahalı olması nedeniyle -452055 YTL olarak bulunmaktadır. Bu yüzden kuracağımız mekanik soğutma sistemi enerji üretimini artırmasına rağmen artan yakıt tüketiminden dolayı kendisini amorti edememektedir.



Şekil 5.1 Mekanik soğutmada farklı soğutma sıcaklıkları için özgül yakıt tüketimleri



Şekil 5.2 Mekanik soğutmada farklı soğutma sıcaklıkları için günlük üretilen elektrik üretim

Şekil 5.1 ve 5.2 de görüleceği üzere mekanik soğutmada soğutma sıcaklıkları, 8°C, 10 °C, 12 °C , 15 °C için yapılacak olursa elde edilen değerler çizelge 5.3 de gösterildiği gibidir.

Çizelge 5.3 Mekanik soğutmada farklı soğutma sıcaklıkları için elde edilen değerler.

Sıcaklık	Yıllık yakıt tüketimi	Yıllık elektrik üretimi	Yıllık kazanç
8°C	55991596,63 Nm ³ /yıl	153197274 kWeh/yıl	-312715,5 YTL
10°C	55231849,22 Nm ³ /yıl	150559832 kWeh/yıl	-221984,447 YTL
12°C	54482862,22 Nm ³ /yıl	147960640 kWeh/yıl	-132453,051 YTL

Çizelge 5.3 den görüleceği üzere soğutma sıcaklığı artmasına rağmen yakıt tüketiminin artması , elde edilen güç ve elektrik enerjisi üretiminin soğutma sıcaklığı ile ters orantılı olarak azalması ,yeterli seviyede olmaması nedeniyle yıllık kazanç negatif olmaktadır.Bu yüzden mekanik soğutma kendisini amorti edememektedir.

6. SONUÇ

Bu çalışma sonucunda her geçen gün artan elektrik ihtiyacı ve talep karşısında mevcut kurulu sistemlerde gaz türbinli bir basit çevrimin performansını arttırmak için performansa etki eden faktörler incelenmiş ve bunlar içerisinde en etkili olan çevre hava koşulları sıcaklık ve bağıl nemim etkileri araştırılmıştır. Giriş havası soğutma yöntemleri incelenmiş olup. Bu yöntemlerden evaporatif soğutma ve mekanik soğutmanın normal hava koşullarındaki duruma kıyasla türbin sistemi performansını nasıl etkilediği üzerine EES programı kullanılarak hesaplamalar yapılmıştır. Elde edilen sonuçlar neticesinde evaporatif soğutma yapılırsa normal hava koşullarındaki elde edilen maksimum gücü %2,64 arttırmakta mekanik soğutma ise normal hava koşullarındaki maksimum güce göre 5°C, 8°C, 10°C, 12°C, sıcaklıkları için sırasıyla 5°C için aynen kalırken 8°C için %2,42 azalırken , 10°C için %4,01, 12°C için %5,57, azalma göstermektedir. Termik verim verim yönünden bakacak olursak mekanik soğutma uygulandığı takdirde normal hava koşullarındaki değer sabit kalırken evaporatif soğutma termik verimi %7,25 artırmaktadır. Yıllık elektrik üretim açısından inceleyecek olursak evaporatif soğutma elektrik üretimini %7,37 arttırırken mekanik soğutma da 5°C için %8,73 ,8°C için %5,94 ,10°C için %4,12 ,12°C için ise %2,32 artırmaktadır. Yıllık yakıt tüketimi açısından inceler isek evaporatif soğutma nedeniyle yıllık yakıt tüketimi %1,13 artarken mekanik soğutma ile 5°C için %6,87, 8°C için %4,7 ,10°C için %3,28 ,12°C için ise %1,87 artmaktadır. Yapılan hesaplamalar neticesinde seçilen İstanbul bölgesi çevre havası koşulları için çalışacak bir basit çevrimli doğal gaz yakıtlı enerji üretim santralinde gaz türbinli sistemin performansını arttırmak için uygulanacak evaporatif soğutma yada mekanik soğutmanın sağlayacağı enerji üretim kazancı ve ek giderler göz önüne alındığında yapılan amortisman hesabından evaporatif soğutma uygulaması kendisini 9 ay gibi kısa bir sürede amorti ettiği ortaya çıkarken, mekanik soğutma uygulaması artan yakıt tüketimi ve yakıt maliyetinin yüksek olması neticesinde kendini amorti edememektedir. Elde edilen bulgular dan İstanbul için gaz türbinli basit çevrimli bir sistemde evaporatif soğutmanın faydaları görülmekte ve soğutma uygulaması yapılacaksa ve bir seçim yapılacaksa bunun evaporatif soğutma yöntemi uygulanması yönünde yapılması , çok akıllıca bir tercih olacaktır.

KAYNAKLAR

- Şevik S.,(2006), “Gaz Türbini Giriş Havası”,Türk Tesisat Mühendisleri Derneği Dergisi, Kasım –Aralık,2006, Sayı:46
- Şahin N.,Acül H., (2005), “Enerji Tesislerinde Kullanılan Türbin Giriş Havası Soğutma Üniteleri”,Friterm Termik Cihazlar Sanayi ve Ticaret A.Ş.
- Acül H., (2005), “Soğuk Sulu İklimlendirme ve Proses Soğutma Uygulamalarında Enerji Tasarruflu Serbest Soğutma Üniteleri”,Friterm Termik Cihazlar Sanayi ve Ticaret A.Ş.
- Ünver Ü.,Kılıç M.,(2005), “Çevre Sıcaklığının Bir Kombine Çevrim Güç Santralinin Performansına Etkisi”, Uludağ Üniversitesi Mühendislik Mimarlık Fakültesi Dergisi,2005, Cilt 10, Sayı 1
- Boonnasaa S., Namprakaia P., Muangnapohb T.,(2004), “Performance improvement of the combined cycle power plant by intake air cooling using an absorption chiller”, www.sciencedirect.com, received 11 October 2004
- Salvi D, Pierpaoli P.(2000), “Optimization of inlet air cooling systems for steam injected gas turbines”, www.sciencedirect.com, received 31 December 2000
- Erdem H.H.,Sevilgen S.(2004), “Case Study: Effect of ambient temperature on the electricity production and fuel consumption of a simple cycle gas turbine in Turkey”, www.sciencedirect.com, received 3 November 2004
- Alhazmy M.M.,Najjar Y.S.H., “Augmentation of gas turbine performance using air coolers ”, www.sciencedirect.com, received 29 november 2002
- Kakaras E., Doukelis A.,Karellas S.,(2004), “Compressor intake-air cooling in gas turbine plants ”, www.sciencedirect.com,Energy 29 (2004) 2347-2358
- Bassily A.M.(2000), “Effect of evaporative inlet and aftercooling on the recuperated gas turbine cycle”, www.sciencedirect.com, received 9 November 2000
- Bassily A.M.(2002), “Performance improvements of the intercooled reheat recuperated gas-turbine cycle using absorption inlet-cooling and evaporative after-cooling”, www.sciencedirect.com, received 19 December 2002
- Alhazmy M.M.,Jassim R.K.,Zaki G.M. (2005), “Performance enhancement of gas turbines by inlet air-cooling in hot and humid climates”,International Journal Of Energy Research, www.interscience.wiley. com, received 13 April 2005
- Gareta R.,Romeo L.M.,Gil A.,(2001), “Methodology for the economic evaluation of gas turbine air cooling system in combined cycle applications”, www.sciencedirect.com, received 14 October 2001
- Kıncay O.,Yumurtacı Z. ,(2006), “Bir Üniversite kampüsü İçin Uygun Enerji Sisteminin Seçimi”,Türk Tesisat Mühendisleri Derneği Dergisi, Eylül –Ekim,2006, Sayı:95

Çengel Y.,Boles M.A., “Mühendislik Yaklaşımıyla Termodinamik”,Literatür:Yayıncılık, (2000)

Boyce M.P “Gas Turbine Engineering Handbook”, Gulf Professional Publishing,(2002)

General Eletric, “GE Aeroderivative Gas Turbines-Design and Operating” ,<http://www.gepower.com>, GER-3695E pdf.

General Eletric, “GE Aero Enery LM2500 Gas Turbine” , <http://gepower.com>, generators.pdf

EÜAŞ , “2006 Yıllık Rapor”Elektrik Üretim A.Ş.,www.euas.gov.tr,(2006)

EPDK, “Kurul kararı”,Enerji Piyasası Kurulu,17.12.2007,1425

BOTAŞ, “Doğal gaz satış fiyatları”,www.botas.gov.tr,(2007)

ÖZGEÇMİŞ

Doğum tarihi 27.05.1980

Doğum yeri İstanbul

Lise 1994-1998 50.Yıl Çağlayan Süper Lisesi

Lisans 1999-2004 Yıldız Üniversitesi Makina Fak.
Makine Mühendisliği Bölümü

Yüksek Lisans 2004-2008 Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü
Makine Müh. Anabilim Dalı, Enerji Programı

Çalıştığı kurum(lar)

2005-Devam ediyor MCA Ceylan Asansör Müh.San.ve Tic.Ltd.Şti