



T.C.

SELÇUK ÜNİVERSİTESİ

FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

GÜNEŞ ENERJİSİ KAYNAKLI EJEKTÖRLÜ SOĞUTMA SİSTEMİNİN PERFORMANSININ DENEYSEL İNCELENMESİ

FATİH AKKURT

DOKTORA TEZİ

Makine Anabilim Dalı

Temmuz-2012
KONYA
Her Hakkı Saklıdır

TEZ BİLDİRİMİ

Bu tezdeki bütün bilgilerin etik davranış ve akademik kurallar çerçevesinde elde edildiğini ve tez yazım kurallarına uygun olarak hazırlanan bu çalışmada bana ait olmayan her türlü ifade ve bilginin kaynağına eksiksiz atıf yapıldığını bildiririm.

DECLARATION PAGE

I hereby declare that all information in this document has been obtained and presented in accordance with academic rules and ethical conduct. I also declare that, as required by these rules and conduct, I have fully cited and referenced all material and results that are not original to this work.

İmza

Fatih AKKURT

Tarih: 06.07.2012

ÖZET

DOKTORA TEZİ

GÜNEŞ ENERJİSİ KAYNAKLI EJEKTÖRLÜ SOĞUTMA SİSTEMİNİN PERFORMANSININ DENEYSEL İNCELENMESİ

Fatih AKKURT

Selçuk Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü
Makine Anabilim Dalı

Danışman: Doç. Dr. Rafet YAPICI

2012, 122 Sayfa

Jüri
Doç. Dr. Rafet YAPICI
Prof. Dr. Şefik BİLİR
Yrd. Doç. Dr. Ali ATEŞ
Doç. Dr. H. Kürşat ERSOY (İkinci Danışman)
Doç. Dr. H. Kemal ALDAŞ

Bu çalışmada güneş enerjisi kaynaklı ejektörlü soğutma sisteminin performansı Konya'da Haziran, Temmuz ve Ağustos aylarında saat 10:00 ile 16:00 arasında deneysel olarak incelenmiştir. Deneylerde seçici yüzeyli düzlem kolektörler kullanılmıştır. Her bir kolektör 2.3 m^2'dir. Çalışmada ilk olarak A_r=7.17 ve T_e=8^{o}C çalışma şartlarında farklı kolektör alanları ve eğim açılarında, kolektörleri sabit tutarak ve çevirerek deneyler yapılmıştır. Ardından aynı evaparatör sıcaklığında A_r=6.56 ve A_r=7. 86 için ejektör alan oranının değişiminin sisteme etkisi incelenmiştir. Bu süreç içerisinde mevcut sistem için en fazla soğutma kapasitesinin elde edildiği uygulama araştırılmıştır. Sonuç olarak A_r=7.86' de dört kolektörle 35^o kolektör açıyla tek eksenli doğudan batıya çevirme uygulamasının 1079 W soğutma kapasitesi ve % 38.1 COP değerleriyle, en fazla soğutma kapasitesinin ve COP değerinin sağlandığı uygulama olduğu tespit edilmiştir. Ayrıca; ejektör alan oranının arttırılmasıyla soğutma kapasitesinin arttığı ve buna bağlı olarak gerekli jeneratör sıcaklığını sağlayacak kolektör sayısının da artırılması gerektiği görülmüştür. Sistemden istenen belirli bir soğutma kapasitesi için uygun ejektör alan oranında ve bu alan oranı için uygun kolektör sayısında çalışılması gerekmektedir. Çalışmadaki tüm uygulamalar değerlendirildiğinde A_r=6.56 ve A_r=7.86 için artan soğutma kapasitesi ile sırasıyla üç ve dört kolektör kullanılması gerektiği anlaşılmıştır.

Anahtar Kelimeler: Güneş enerjisi, Ejektörlü soğutma, Seçici yüzeyli düzlem kolektör, Ejektör alan oranını

ABSTRACT

Ph.D THESIS

EXPERİMENTAL INVESTIGATION OF PERFORMANCE OF SOLAR-POWERED EJECTOR COOLİNG SYSTEM

Fatih AKKURT

THE GRADUATE SCHOOL OF NATURAL AND APPLIED SCIENCE OF SELÇUK UNIVERSITY
THE DEGREE OF DOCTOR OF PHILOSOPHY
IN MECHANICAL ENGINEERING

Advisor: Assist. Prof. Dr. Rafet YAPICI

2012, 122 Pages

Jury
Assist. Prof. Dr. Rafet YAPICI
Prof. Dr. Şefik BİLİR
Assist. Prof. Dr. Ali ATEŞ
Assist. Prof. Dr. H.Kürşat ERSOY (Second Advisor)
Assist. Prof. Dr. Kemal ALDAŞ

In this study the performance of solar-powered ejector cooling system in June, July and August between 10:00 and 16:00 was experimentally investigated in Konya. In the experiments single glazed selective type collectors were used. Each collector area was 2.3 m^2. First, experiments were carried out by fixing and turning the collectors for different collector areas and slope angels at A_r=7.17 and T_e=8^{o}C the working conditions. Then, ejector area ratio is changed with A_r=6.56 and A_r=7.86 and effects of changing ejector area ratio on the system were investigated at the same evaporator temperature. During this period, the best application was investigated that maximum cooling capacity and COP were obtained. As the best result for the system, 1079 W cooling capacity and 38.1 % COP were determined for A_r=7.86 by turning four collectors in a single axis at the 35^o slope angel from east to west. In addition, it was seen that the cooling capacity was increased with increasing ejector area ratio. Accordingly, it is necessary to increase the collector area to obtain suitable generator temperature for increasing ejector area ratio. Therefore, for a desired cooling capacity a suitable ejector area ratio and a suitable collector area for this area ratio have to be determined. As a result, it is understood from the all applications that for A_r=6.56 and A_r=7.86 with increasing cooling capacity three and four collectors are to be used respectively.

Keywords: Solar energy, Ejector cooling, Selective type collector, Ejector area ratio

ÖNSÖZ

Nüfusu gün geçtikçe artan ülkemizde enerji ihtiyacı da hızla artmaktadır. Ülkemizin güneş enerjisi açısında pek çok ülkeye göre avantajlıdır. Buna rağmen güneş enerjisinden yeterince yararlandığımız söylenemez. Güneş enerjisinden faydalanma düşüncesinin gün geçtikçe popüler bir konu olması çalışmamızın güneş enerjisi üzerinde olmasını sağlamıştır.

Ejektörlü soğutma sistemleri dünyada pek çok bilim adamı tarafından düşük sıcaklıkta enerji kaynakları kullanılarak araştırılmaktadır. Ülkemizde ve dünyada güneş enerjisi ile soğutmayla ilgili pek çok deneysel veya teorik çalışma yapılmıştır. Yapılan çalışma ülkemizde güneş enerjisi kaynaklı ejektörlü soğutma sistemiyle deneysel olarak yapılan ilk çalışmadır.

Çalışmamızın başında güneş enerjisi kaynaklı ejektörlü soğutma sistemleriyle teorik ve deneysel çalışmalarla ilgili ayrıntılı bir literatür çalışması sunulmuştur. Çalışmanın üçüncü bölümü tezi okuyanları bu konuda ayrıntılı olarak bilgilendirmek amacıyla ejektörlü soğutma sistemleri, güneş ve güneş enerjisi uygulamaları ve güneş enerjisi kaynaklı ejektörsüz ve ejektörlü soğutma sistemleri hakkında ayrıntılı bilgileri içermektedir. Dördüncü bölümde soğutma sisteminin tanıtımı ve yapılan deneysel çalışmalarla ilgili sonuçlar ve şekiller bulunmaktadır. Bu bölümde ayrıca elde edilen sonuçlar benzer diğer çalışmalarla karşılaştırılmıştır. Sonuç bölümünde sistemin kullanılması ve iyileştirilmesi için önerilerden bahsedilmiştir.

Yaptığım doktora çalışmasında her aşamada bana yardımlarını esirgemeyen danışmalarım Doç. Dr. Rafet YAPICI ve Doç. Dr. H.Kürşat ERSOY ’a, ayrıca uzun süren bu çalışmada her türlü sabrı gösteren eşime ve oğluma en derin şükranlarımı sunarım.

Fatih AKKURT
KONYA-2012

İÇİNDEKİLER

ÖZET iv
ABSTRACT v
ÖNSÖZ vi
İÇİNDEKİLER vii
SİMGELER VE KISALTMALAR ix
1.GİRİŞ 1
2.KAYNAK ARAŞTIRMASI 5
3.TEORİK ESASLAR 16
3.1. Ejektörlü Soğutma Sisteminin Temel Prensipleri 16
3.1.1. Ejektörün tanıtılması 16
3.1.2. Çalışmalarda kullanılan ejektör ve temel boyutları 17
3.1.3. Ejektörün ve ejektörlü soğutma sisteminin çalışma prensibi 18
3.1.4. Ejektörlü soğutma sisteminde COP değerinin bulunması 21
3.1.5. Ejektörlü soğutma sisteminde performansa etki eden faktörler 22
3.1.5.1. Ejektörlü soğutma sisteminde çalışma şartlarının performansa etkisi 22
3.1.5.2. Ejektörlü soğutma sisteminde ejektör geometrisinin performansa etkisi 23
3.1.5.3. Ejektörlü soğutma sisteminde soğutucu akışkanın performansa etkisi 24
3.2. Güneş enerjisi ve temel kavramlar 26
3.2.1. Güneş enerjisi 26
3.2.2. Güneşin elektromanyetik spektrumu 28
3.2.3. Güneş ışığı ve ozon tabakası 29
3.2.4. Güneş ışınımı ve ölçülmesi 31
3.2.5. Güneş geometrisi 33
3.2.6. Güneş kolektörü çeşitleri 37
3.2.6.1. Düzlemsel Güneş Kolektörleri 37
3.2.6.2. Vakum tüplü güneş kolektörleri 38
3.2.6.3. Konsantre güneş kolektörleri 40
3.2.7. Kolektör veriminin hesaplanması 40
3.2.7.1. Kolektör verimi 40
3.2.7.2. Deneyde kullanılan kolektörlerinin veriminin hesaplanması 42
3.3 Güneş Enerjisi Kaynaklı Soğutma Sistemleri 43

3.3.1. Güneş enerjisi kaynaklı termal soğutma sistemleri 44
3.2.2. Güneş enerjisi kaynaklı elektrikli soğutma sistemleri 45
3.3.3. Güneş enerjisi kaynaklı ejektörlü soğutma sistemleri 47
3.3.3.1. Tek kademeli ejektörlü soğutma sistemleri 47
3.3.3.2.Çok kademeli sistemler ejektörlü soğutma sistemleri 50
3.3.3.3. Ejektörlü hibrit soğutma sistemleri 51
3.3.3.3.1. Ejektörlü basınç yükselticili sıkıştırmalı sistemler 51
3.3.3.3.2. Ejektörlü absorbsiyonlu sistemler 53
3.3.3.3.3. Ejektörlü adsorbsiyonlu sistemler 55
3.3.3.3.4. Ejektörlü birleşik sistemler 56
4. ARAŞTIRMA SONUÇLARI VE TARTIŞMA 58
4.1. Deney Setinin Tanıtılması 58
4.2. Ön Çalışmalar 62
4.2.1. Çalışmada COP değerinin hesaplanması 62
4.2.2. Optimum çalışma şartlarının belirlenmesi 63
4.2.3. Güneş enerjisi kaynaklı ön çalışma deneyi 67
4.2.3.1. Sistem COP değerinin, kolektör ve jeneratör veriminin hesaplanması 69
4.3. Güneş Enerjisi Kaynaklı İleri Aşama Çalışmaları 71
4.3.1. Sabit yön deneyleri 73
4.3.1.1. Sabit yön deneylerinde farklı kolektör sayılarında yapılan çalışmalar 73
4.3.1.2. Sabit yön deneylerinde farklı kolektör eğim açılarında yapılan çalışmalar 78
4.3.2. Çevirmeli deneyler 83
4.3.2.1. Çevirmeli deneylerde dört kolektörle yapılan çalışmalar 83
4.3.2.2. Çevirmeli deneylerde üç kolektörle yapılan çalışmalar 90
4.3.2.3. Çevirmeli deneylerde dört ve üç kolektörle yapılan deneylerin karşılaştırılması 95
4.3.3. Farklı ejektör alan oranında yapılan deneyler 98
4.3.3.1. Dört kolektörle farklı ejektör alan oranında yapılan çalışmalar 100
4.3.3.2. Ejektör alan oranı 6.56 için iki ve üç kolektörle yapılan çalışmalar 104
4.3.4. Dört kolektör, A_r=7.86 ve üç kolektör, A_r=6.56 deneylerinin karşılaştırılması 108
4.3.5. Sonuçların farklı soğutma sistemleriyle karşılaştırılması 112
5. SONUÇ VE ÖNERİLER 114
6. KAYNAKLAR 118
ÖZGEÇMİŞ 122

SİMGELER VE KISALTMALAR

A	:	Kolektör alanı (m^2)
A_r	:	Alan oranı
COP	:	Performans katsayısı
COP_{ts}	:	Tüm sistem performans katsayısı
COP_{mek}	:	Mekanik performans katsayısı
C_p	:	Sabit basınçta özgül ısı (kJ/kg ^oC)
CFC_s	:	Kloroflorokarbon
DC	:	Doğru akım
d_t	:	Ses üstü lülesinin boğaz çapı (mm)
d_m	:	Karışma odası çapı (mm)
F_R	:	Kolektör ısı kazanç faktörü
$HCFC_s$	:	Hidrokloroflorokarbonlar
HFC_s	:	Hidroflorokarbonlar
h	:	Entalpi (kJ/kg)
I	:	Güneş ışınımı (W/m^2)
l_n	:	Lüle pozisyonu (mm)
L_m	:	Karışma odası uzunluğu (mm)
	:	İkincil akışkan debisi (kg/s)
	:	Birincil akışkan debisi (kg/s)
	:	Soğutma suyu debisi (kg/s)
	:	Kolektör sıvı debisi(kg/s)
P_{ckrt}	:	Kritik kondenser basıncı (kPa)
P_c	:	Kondenser basıncı (kPa)
P	:	Basınç (kPa)
P	:	Fotovoltaik
S	:	Kolektör eğim açısı (Derece)
T_g	:	Jeneratör sıcaklığı (^oC)
T_e	:	Evaparatör sıcaklığı (^oC)

T_c	:	Kondenser sıcaklığı (^oC)
$T_ç$	:	Çevre sıcaklığı (^oC)
T_{gir}	:	Giriş sıcaklığı (^oC)
$T_{çık}$	:	Çıkış sıcaklığı (^oC)
T_{ckrt}	:	Kritik kondenser sıcaklığı (^oC)
U_L	:	Kolektör toplam ısı kayıp katsayısı
ω	:	Debi oranı
W	:	İş (Watt)
w	:	Saat açısı (Derece)
	:	Evaparatör tarafından çekilen ısı debisi (Watt)
	:	Jeneratöre giren ısı debisi (Watt)
	:	Kondenserden atılan ısı debisi (Watt)
Q_{gir}	:	Kolektörlerden elde edilen ısı (Watt)
Q_{giren}	:	Cihaza giren ısı (Watt)
$Q_{atılan}$	:	Cihazdan atılan ısı (Watt)
η_c	:	Kolektör verimi
η_g	:	Jeneratör verimi
α	:	Yükseklik açısı (Derece)
β	:	Güneş azimut açısı (Derece)
θ_z	:	Zenit açısı (Derece)
θ	:	Geliş açısı (Derece)
γ	:	Yüzey azimut açısı (Derece)
δ	:	Deklinasyon açısı (Derece)
Φ	:	Enlem açısı (Derece)
τ.α	:	Yutma–geçirme katsayısı

Alt indisler

e	:	Evaparatör
g	:	Jeneratör
p	:	Pompa
kol	:	Kolektör

1.GİRİŞ

Teknolojik ve ekonomik gelişmeyle birlikte insanların hayat standartları da artmaktadır. Eskiden lüks olarak kabul edilen ve ancak varlıklı insanların sahip olabileceği pek çok teknolojik cihaz bugün orta gelir düzeyine sahip insanların evlerinde bulunmaktadır. Buzdolabı, klima gibi soğutma cihazları eskiden sadece endüstriyel tesislerde zorunluluğa bağlı olarak kullanılırken şimdi pek çok evde iş yerinde yaygın halde kullanılmaktadır. Bu durum elektrik enerjisinin kullanımının gün geçtikçe artmasına neden olmaktadır. Uluslar Arası Soğutma Enstitüsünün bildirdiğine göre dünyada üretilen elektrik enerjisinin %15' i soğutma ve klima amaçlık kullanıldığı bildirilmiştir. Ayrıca evsel ve ticari binalarda enerjinin % 45'inin klima amaçlı kullanıldığı tahmin edilmektedir. Elektrik üretiminde fosil yakıt kullanımının ürünü olan CO_2 yayılımı sonucunda, atmosferdeki CO_2 miktarı, son yüzyıl içinde yaklaşık 1.3 kat artmıştır. Önümüzdeki 50 yıl içinde, bu miktarın, bugüne oranla 1.4 kat daha artma olasılığı vardır. Atmosferdeki CO_2'in neden olduğu sera etkisi, son yüzyıl içinde dünya ortalama sıcaklığını 0.7°C yükseltmiştir. Bu sıcaklığın 1°C yükselmesi, dünya iklim kuşaklarında görünür değişimlere, 3°C düzeyine varacak artışlar ise, kutuplardaki buzulların erimesine, denizlerin yükselmesine, göllerde kurumalara ve tarımsal kuraklığa neden olabilecektir (Santamouris ve Argiriou, 1994).

Geleneksel buhar sıkıştırmalı soğutma sistemlerinde kullanılan kloroflorokarbonlar (CFCs), hidrokloroflorokarbonlar (HCFCs) ve hidroflorokarbonlar (HFCs) gibi soğutucu akışkanların ozon tabakasını tahrip edici özelliği ve/veya küresel ısınmayı artırıcı etkileri vardır. Stratosferdeki ozon tabakası güneşten gelen zararlı morötesi ışınlarına karşı kalkan görevini yapmaktadır. Son on yılda yapılan araştırmalara göre kloroflorokarbonlardan serbest kalan klor stratosfere geçerek ozon moleküllerini tahrip ettiği belirtilmiştir (Jung ve Radermacher, 1991). 1987'de Ozon tabakasını incelten maddelere ilişkin Montreal Protokolü kabul edilmiştir. 1985 yılında Antartika üzerindeki ozon deliğinin tespit edilmesi ile hükümetler, birçok CFC'nin üretimini ve tüketimini azaltacak katı önlemlere ihtiyaç olduğu yargısına varmışlardır. 2015 yılına kadar tüm HCFC'ler mevcut sistemlerin servis ve bakımı için yasaklanacaktır (Merlin, 2002).

Küresel ısınma, ozon tabakasının tahribatı ve enerji ihtiyacındaki aşırı artış insanları yenilenebilir enerji kaynaklarına yöneltmiştir. Güneş enerjisi de yenilenebilir enerji kaynaklarından birisi olarak pek çok alanda kullanılmak üzere bilim adamlarının üzerinde çalıştığı önemli bir enerji kaynağıdır. Güneş enerjisinin soğutmada kullanılması son elli yıldan bu yana pek çok araştırmacı tarafından ele alınmıştır.

Güneş enerjisi ile soğutma yapabilmek için pek çok ısı kaynaklı soğutma sistemine güneş enerjisi sistemi adapte edilerek güneş enerjisi kaynaklı soğutma sistemleri geliştirilmiştir. Güneş enerjisiyle soğutma klima, yiyecek soğutma ve dondurucu amaçlı kullanılabilmektedir. Özellikle gün içinde ortam sıcaklığının artışının güneş ışınımının artışıyla paralellik göstermesi düşüncesiyle klima uygulamalarının evlerde ve bürolarda güneş enerjisiyle sağlanması iyi bir alternatif olarak görülmektedir (Yalçın, 2005). Güneş enerjisi kaynaklı sistemler içinde düzlem yüzeyli, vakum tüplü, konsantre kolektörlerin kullanıldığı absorbsiyonlu ,adsorbsiyonlu, nem almalı, rankine çevrimli ve ejektörlü sistemler klima ve yiyecek soğutma amacıyla kullanılan sistemleri , foto voltaik pillerden üretilen elektriğin kullanıldığı termo elektrik, rankine çevrimi ve stirling çevrimi sistemleri de dondurucu amaçlı kullanılan soğutma sistemlerini oluşturmaktadır. İlk olarak absorbsiyonlu soğutma ile ticari hale gelmiştir (Pridasawas, 2006). Saydığımız sistemler çeşitli çalışmalarla teorik ve deneysel olarak incelenmekte ve ticari hale getirilmeye çalışılmaktadır. Lakin kurulum masraflarının pahalı olması, COP değerlerinin düşük olması, sistemlerin karmaşıklığı gibi sebeplerden dolayı günümüzde kullanılan buhar sıkıştırmalı soğutma sistemlerini yerini bütünüyle alabilecek güneş enerjisi kaynaklı bir soğutma sistemi henüz mevcut değildir.

Ejektörlü soğutma sistemlerinin sıcaklığı düşük seviyede olan enerji kaynakları ile tahrik edilebilmesi, sessiz çalışması, kurulumu kolay ve basit olması gibi avantajlara sahiptir. Bu sistemlerde kullanılan sıvı pompasını tahrik etmek için gerekli elektrik enerjisi, konvansiyonel sistemleri tahrik etmek için kullanılan elektrik enerjisinin yaklaşık % 5-10' u kadardır. Bu sistemlerin yaygın kullanılmamasının en önemli sebebi sistemin performans katsayısının düşük olmasıdır.

Ejektörlü soğutma sistemlerinde enerji kaynağı olarak güneş enerjisi kullanılması teorik ve deneysel olarak incelenmiştir. Çalışmaların büyük bir kısmı teorik matematiksel hesaplamalara dayanmaktadır. Deneysel yapılan sınırlı sayıda çalışma vardır. Sistemlerden 80-150^{o}C arası kolektörler sıcaklıklarıyla 0.3-0.8 arası

COP değerleri elde edilmiş ve sistemler genellikle klima amaçlı düşünülmüştür (Pridasawas, 2006).

Ülkemiz 36^o-42^o kuzey enlemleri arasında yer almaktadır ve tipik Akdeniz iklimi etkisindedir. Bu nedenle yüksek miktarda güneş ışınımı almaktadır. Yıllık ortalama güneşlenme şiddeti 3.6 kWh/m^2gün ve yıllık güneşlenme süresi 2610 saattir. Buna rağmen ülkemizde güneş enerjisinden yaralanma maalesef çoğunlukla sıcak su temini amaçlı olmaktadır. Alternatif kullanımlar sınırlıdır. Türkiye'de güneş enerjisi kaynaklı soğutma sadece absorpsyonlu soğutma sistemi ile incelenmiştir (Sözen ve Özalp, 2005).

Düzlem yüzeyli güneş kolektörleri ülkemizde pek çok firma tarafından üretilmektedir. Her ne kadar farklı kolektör tiplerine göre kolektör verimi düşük olsa bile ucuz oluşu ve sistem maliyetinin nispeten daha az olacağı düşünülerek pek çok araştırmacı tarafından kullanılmıştır (Huang ve ark., 2001; Vidal ve ark., 2006; Sözen ve Özalp, 2005). Ucuz oluşu ülkemizde üretiminin ve servisini yaygın oluşu düşünülerek çalışmada tek çamlı seçici yüzeyli düzlem kolektörler kullanılmıştır.

Çalışmada güneş enerjisi kaynaklı ejektörlü soğutma sisteminin performansı deneysel olarak incelenmiştir. Çalışmaların ilk aşamasında düşük jeneratör sıcaklıklarında ejektörlü soğutma sisteminin uygulanabilirliği araştırılmıştır. Bu amaçla ejektörlü soğutma sisteminde daha önce çalışılmamış alan oranı A_r=7.17 olan ejektör ile elektrikli ısıtıcı kullanılarak çalışma şartlarının soğutma kapasitesi ve COP değeri üzerindeki etkileri araştırılmıştır. Sonra aynı ejektör alan oranında bir ön çalışma olarak evaparatör sıcaklığı T_e=10^oC için güneş enerjisi kaynaklı soğutma uygulaması yapılmıştır.

Çalışmanın ileri aşamalarda Haziran, Temmuz ve Ağustos ayları boyunca aynı ejektör alan oranında evaparatör sıcaklığı T_e=8^oC'de deneyler yapılmıştır. Deneylere öncelikle kolektörleri güneye sabitleyerek başlanmıştır. Bu deneyler sabit yön deneyleri olarak adlandırılmıştır. Daha sonra kolektörlerle güneş takibi yapılan çevirmeli deneylere geçilmiştir. En son olarak ejektör alan oranın değişiminin soğutma sistemi üzerindeki etkileri farklı ejektör alan oranlarında deneyler yapılarak incelenmiştir. Bu süreç içerisinde mevcut çalışma şartları için sistemin çalıştığı soğutma kapasitesi açısından en avantajlı uygulama araştırılmıştır.

Yapılan literatür araştırmasında düzlem yüzeyli kolektörlerle ejektörlü soğutma yapılan herhangi bir sistemde güneş takibi yapılan başka deneysel bir çalışmaya rastlanılmamıştır. Literatürde geçen çalışmaların çoğunluğunun teorik çalışmalar olduğu düşünüldüğünde, yapılan çalışma güneş enerjisiyle ejektörlü soğutma konusunda yapılan sınırlı sayıda deneysel çalışmalardan birisini oluşturmaktadır.

2.KAYNAK ARAŞTIRMASI

Sokolov ve Hershgal (1993) tarafından yapılan çalışmada soğutucu akışkan olarak R114 kullanılan güneş enerjisi kaynaklı sıkıştırmalı gelişmiş ejektörlü klima sistemi tanıtılmıştır. Sistem, içinde ısı transferi akışkanı olarak su olan güneş enerjisi kolektörlü ejektörlü soğutma ve sıkıştırma alt sisteminden oluşmaktadır. Kolektörlerden elde edilen ısı jeneratöre iletilmiştir. Kolektör alt sistemi geri dönüşümsüz gerçek sistem olmak üzere ejektör alt sisteminin ideal ve gerçek olma durumuna göre kolektör verimi ve soğutma sistemi enerji ihtiyacı arasındaki optimum çalışma şartları araştırılmıştır. Tüm sistem verimini maksimum yapan şartlar belirlenmiştir. Farklı çevre şartları için uygun verimi sağlayan çoklu ejektör sistemleri açıklanmıştır. Sistemin işleyişini ısıtma durumuna getirerek yıllık klima durumu incelenmiştir. Çok düşük kondenser sıcaklıkları ile soğutma kulesi, su rezervuarları kullanılarak gerçekleştirilebilen hesaplamalar yapılmıştır. Çalışmanın sonucunda 700 $W.m^{-2}$ güneş ışınımında bir ton soğutma yükü için gerçek sistemlerde eveparatör sıcaklığı T_e= 4 ^oC kondenser sıcaklığı T_c= 40^oC ve T_c= 30^oC olan çalışma şartlarında gerekli düzlem yüzeyli kolektör alanı sırasıyla 40 m^2 ve 30 m^2, tüm sistem verimleri 0.45 ve 0.50 olarak hesaplanmıştır.

Sokolov ve Hershgal (1993) tarafından yapılan çalışmada R114 kullanılan güneş enerjisi kaynaklı ejektörlü klima sisteminde sistemin ejektör alt sistemine basınç yükseltici ve ara soğutucu eklenerek sistem performansı artırılmak istenmiştir. Ara soğutucu, sıkıştırma alt sistemi ve ejektörlü soğutma alt sistemi arasında yer almaktadır. Eveparatörden geçen soğutucu akışkanın basıncı basınç yükseltici tarafından artırılarak ara soğutucu basıncına yükseltilmiştir. İkincil akışkanın basıncını bu şekilde yükseltilmesi ejektör COP değerinin artmasına yol açmıştır. Çalışmada tüm sistem COP değeri, mekanik COP değerine bağlı olarak ifade edilmiştir. COP_{mek} değerinin artışını tüm sistem COP değerinde azalmaya yol açtığı görülmüştür. Çalışmanın sonunda 700 $W.m^{-2}$ güneş ışınımında bir ton soğutma yükü için eveparatör sıcaklığı T_e= 4^oC, kondenser sıcaklığı T_c=50^oC ve farklı COP_{mek} değerleri(5-10-15-20) için kolektör alanı ve tüm sistem verimi değerleri verilmiştir. Basınç yükseltici ve ara soğutucu kullanılmayan önceki sistemle karşılaştırıldığında, COP_{mek}=10 olmak üzere eveparatör sıcaklığı T_e=4^oC, kondenser sıcaklığı T_c=40^oC çalışma şartları ve 700 $W.m^{-2}$ güneş ışınımında bir ton soğutma yükü için gerekli kolektör alanı 12 m^2, tüm sistem verimi 0.40 olarak hesaplanmıştır.

Dorantes ve arkadaşları (1996) tarafından ejektörlü basınç yükselticili sıkıştırmalı sistemle çalışmalar yapılmıştır. Dinamik simülasyonla elde edilen sonuçlarda T_e=-10^{o}C eveparatör sıcaklığında, T_c=30^{o}C kondenser sıcaklığında, T_g=105^{o}C jeneratör sıcaklığında 5.6 kW jeneratör ısı girişi için sistemden 2 kW soğutma kapasitesiyle günde 100 kg buz elde edilmiştir. Soğutma sisteminin gün boyu ortalama COP değerinin 0.21, kolektör veriminin 0.52, tüm sistem COP değerinin 0.11 olduğu görülmüştür.

Khalidy (1997) yapmış olduğu deneysel çalışmada R113 soğutucu akışkanı kullanarak, ejektörlü soğutma makinesinde sisteme kolektörlerden sağlanan ısı miktarını ve güneş enerjisi kolektör verimini incelemiştir. Soğutma sisteminin güneş enerjili alt sisteminde ısı transferi akışkanı olarak yağ kullanılmıştır. Sistemde jeneratör sıcaklığını yüksek tutmak ve sistem verimini artırmak amacıyla paslanmaz çelikten imal edilen konsantre kolektör sistemi kullanılmıştır. Güneş enerjisi alt sisteminde yağ çevrimi üç kademeli pompa ile yapılmıştır. Yağ debisinin artışına ve güneş ışınımının gün boyu değişimine bağlı olarak kolektörlerden elde edilen ısı miktarının değişimi ve kolektör veriminin değişimi gözlenmiştir. Maksimum yağ debisinde kolektörlerden 2578 W ısı miktarı ve %20 kolektör verimi elde edilmiştir. Kolektörlerde manüel güneş takibi uygulanmış ve bunun gerekliliği vurgulanmıştır. Sistemde kondenserde açığa çıkan yüksek ısı sayesinde sistemin hem soğutma hem ısıtma amacıyla kullanılabileceği belirtilmiştir.

Da Wen Sun (1997) tarafından yapılan teorik çalışmada güneş enerjisinin ejektörlü ve buhar sıkıştırmalı alt sistemlerden oluşan birleştirilmiş soğutma sisteminde kullanılması açıklanmıştır. Sistemin 5kW soğutma yükünde, 800-900 W.m^{-2} güneş ışınımı değerlerinde çalışması düşünülmüştür. Çalışma şartlarının mekanik COP, ısıl COP ve kolektör alanı üzerindeki etkileri gösterilmiştir. Bu değerler daha önce yapılmış deneysel sonuçlarla karşılaştırılmıştır. Sonuç olarak; birleştirilmiş sistemde COP değerinde %50 artış olacağı bunun sonucu olarak sera etkisinde ve sistem bakım masraflarında azalma olacağı belirtilmiştir.

Huang ve arkadaşlarınca (1998) yapılan çalışmada yüksek performanslı ejektörlü soğutma sistemi geliştirilmiştir. Sistemde soğutucu akışkan olarak R141b kullanılmıştır. Çift camlı seçici yüzeyli güneş enerjisi kolektörleri sistem jeneratörü olarak kullanılmıştır. Normal ejektörün yanı sıra soğutucu akışkanın kolektörlerde çevrimini sağlamak amacıyla karıştırma ejektörü kullanılmıştır. Sistemin performans

analizini yapmak için 1 D gaz dinamiği modeli geliştirilmiştir. Bu modele göre farklı çalışma şartları için COP değerleri bulunmuştur. Elde edilen analitik sonuçlar deneysel sonuçlarla doğrulanmıştır. Sistemde T_g=90^{o}C, T_c=28^{o}C, T_e=8^{o}C çalışma şartları için COP değeri 0.5 olarak bulunmuştur. Güneş enerjili uygulamalar için analitik olarak T_g=95^{o}C, T_e=8^{o}C ve güneş ışınımı I=700 W m^{-2} şartları için sistemin genel COP değeri 0.22 elde edilmiştir. Sitemin T_e=-6^{o}C şartlarında buz depolu klima sistemleri için kullanılması durumunda genel COP değerinin 0.12 elde edileceği görülmüştür.

Wolpert ve arkadaşları (2000) tarafından yapılan çalışmada güneş enerjisi ile çalışan ejektörlü klima sistemi ele alınmıştır. Meksika Manzanillo'da bir hastanede 275m^2 alanı iklimlendirmek için kurulan 13 kW soğutma kapasitesine sahip klima sistemi incelenmiştir. Sisteme ticari parabolik konsantre kolektör ve güneş ışınımının düşük olması durumları için gazlı ısıtıcı bağlanmıştır. Soğutucu akışkan olarak su kullanılmıştır. Sistemde jeneratör, eveparatör ve kondenser plakalı ısı eşanjörlerden seçilmiştir. Jeneratörde su-yağ akışkan çifti dolaştırılmıştır. Güneş enerjisi kolektörlerinde yüksek sıcaklık (160^{o}C) sağlamak amacıyla yağ kullanılmıştır. Eveparatörde su-glikol akışkan çifti kullanılmıştır. Sistemde eveparatör sıcaklığı T_e=10^{o}C değerindedir. Kondenserde su-su akışkan çifti dolaşmaktadır. Soğutma suyu yeraltı suyu ile sağlanmıştır. Kondenser sıcaklığı T_c=30^{o}C seviyelerindedir. Bu çalışma şartlarına bağlı olarak sistemden 0.62 seviyesinde COP değerleri elde edilmiştir. Sistemin ekonomik analizi yapılmış ve 5 yıllık geri ödeme süresi hesaplanmıştır.

Huang ve arkadaşları (2001) tarafından yapılan çalışmada güneş enerjisi kaynaklı ejektörlü soğutma sisteminin performansı üç farklı kolektör tipi için simülasyonla incelenmiştir. Bunlar ticari düzlem yüzeyli tek camlı, özel tasarım düzlem yüzeyli tek camlı ve vakum tüp kolektörlerdir. Sistemde soğutucu akışkan olarak R141b kullanılmıştır. Kolektörlerden elde edilen ısı sistem jeneratörüne su ile iletilmektedir. İlk olarak ejektörlü soğutma sisteminin COP değerleri T_c=28-40^{o}C aralığında, T_g=70-130^{o}C aralığında, klima uygulamalarında T_e=8^{o}C, aşırı soğutma uygulamalarında T_e=-6^{o}C olacak şekilde hesaplanmıştır. Kolektörlerinin verim formüllerine ve COP değerlerine bağlı olarak farklı kolektörlere ait genel COP değerleri bulunmuştur. Sistemin COP değerlerinin T_g artışıyla ve T_c azalmasıyla arttığı belirtilmiştir. Fakat T_g artışı ile kolektör verimlerinde düşüş görülmüştür. Bu yüzden sistemin farklı çalışma şartları, çevre sıcaklığı $T_ç$=30^{o}C ve güneş ışınımı I=700 W m^{-2} için kolektörlerin genel COP değerini maksimum yapan en uygun T_g değerleri belirlenmiştir. Sistemin soğutma

maliyeti farklı kolektör tipleri ve T_e=8^oC için hesap edilmiştir. Vakum tüplü kolektörlerin pahalı olmasına bağlı olarak ucuz olmasından dolayı düzlem yüzeyli kolektörler tavsiye edilmiştir. Sistemin uygun jeneratör sıcaklığında çalışması durumunda özel tasarım düzlem yüzeyli tek camlı kolektörün 75 m^2 kolektör alanı için 10 kW soğutma sağladığı belirtilmiştir. Bu kolektörün 1 USD/Watt enerji maliyeti ile en ekonomik kolektör olduğu görülmüştür.

Nguyen ve arkadaşlarınca (2001) yapılan çalışmada tamamen güneş enerjisi ile çalışan ejektörlü soğutma sistemi geliştirilmiştir. Sistemde ejektörlü soğutma sistemlerinde kondenserden jeneratöre soğutucu akışkanın geri dönüşünü sağlayan pompa elemine edilmiştir. Sistemde hareketli parça olmadığı için sistem pasif bir sistem olarak tanımlanmıştır. Bu olay kondenser ile jeneratör arasında yükseklik farkı oluşturarak akışkanın yer çekimi ile iletilmesiyle gerçekleştirilmiştir. Sistem ilk önce üniversite laboratuarında test edilmiş sonra ofis soğutmasında kullanılacak şekilde monte edilmiştir. Sistemde soğutucu akışkan olarak su kullanılmıştır. Sitemde jeneratör sıcaklığını T_g=110^oC'e kadar çıkarabilecek 300 adet vakum tüp kolektör kullanılmıştır. Güneş ışınımı değeri düştüğünde propan gazı yakan bir ısıtıcı ile sistemin soğutma devamlılığı sağlanmıştır. Sistemde kolektörlere 20 kW ısı girişine karşılık 7 kW soğutma sağlanmıştır. Sistemde eveparatör ve kondenser için plakalı eşanjör kullanılmıştır. Sistemden üç farklı çalışma şartı için yaklaşık 0.3 COP değeri elde edildiği görülmüştür. Sistemin sıkıştırmalı soğutma sistemleri ile mali karşılaştırılması yapılmış ve ejektörlü sistemin daha pahalı olduğu bulunmuştur. Maliyet olarak geri dönüşümünün 33 yıl olacağı ifade edilmiştir. Daha sonra T_e=-25^oC eveparatör sıcaklığı ve konsantre kolektörle T_e= 180^oC jeneratör sıcak sağlanabilecek sistemler tasarlanacağı belirtilmiştir.

Arbel ve Sokolov (2004) tarafından yapılan çalışma soğutucu akışkan olarak daha önce R114 kullanılan, basınç yükseltici ve ara soğutuculu güneş enerjisi kaynaklı ejektörlü klima sisteminin R142b akışkanı ile tekrarıdır. R114 kullanımının yasaklanması sonucunda farklı bir akışkan denenme ihtiyacı bu çalışmanın yapılmasına neden olmuştur. Çalışmada önceki çalışmaya benzer şekilde R142b akışkanı için 700 $W.m^{-2}$ güneş ışınımında bir ton soğutma yükü için eveparatör sıcaklığı T_e=4^oC, kondenser sıcaklığı T_c=50 ^oC ve farklı COP_{mek} değerleri(5-10-15-20) için kolektör alanı ve tüm sistem verimi değerleri hesaplanmıştır. Önceki çalışmayla karşılaştırılırsa, COP_{mek}=10 olmak üzere eveparatör sıcaklığı T_e=4^oC kondenser sıcaklığı T_c=40^oC ve

700 $W.m^{-2}$ güneş ışınımında bir ton soğutma yükü için gerekli kolektör alanı 10.4 m^2 tüm sistem verimi 0.48 olarak hesaplanmıştır. Böylelikle R142b kullanımının sadece çevreye faydalı olduğu değil, aynı zamanda sistem verimini artırıcı etkiye sahip olduğu belirtilmiştir.

Khattab (2005) yapmış olduğu çalışmada 1 ton meyve veya sebzeyi soğutabilen, düşük basınç ve sıcaklıkta çalışan güneş enerjisi kaynaklı buhar jetli çiftlik soğutucusunun tasarımının ve performansının matematiksel modeli açıklamıştır. Model buhar jetli soğutma sisteminin karakteristiklerinin ve güneş enerjisi kaynaklı ısıtma sisteminin performansının teorik analizine dayanmaktadır. Modelden sağlanan soğutma yükü ihtiyaçlarını sağlayan anlık denklem grupları ile beraber Kahire için yıllık hava şartları dataları bilgisayar simülasyon programlarında formüle edilmiştir. Sistem güneş kolektörleri, sıcak su deposu, destek ısıtıcısı ve buhar jetli soğutma çevriminden oluşmaktadır. Çalışmada soğutma sıcaklığı T_e=5^oC ve T_e=6^oC olarak alınmıştır, jeneratör sıcaklığı T_g=60 ^oC ile T_g=90 ^oC arasında değişmiştir. Sistemde farklı jeneratör sıcaklıklarında tam yükte maksimum soğutma için paralel sıralanmış çoklu ejektör sistemi düşünülmüştür. Jeneratör sıcaklığı T_g=65 ^oC için tam yükte maksimum soğutma için ejektör sayısı dört olarak bulunmuştur. Tüm yıl için T_g=65 ^oC jeneratör sıcaklığı için en uygun güneş enerjisi oranı, 42 m^2 ila 45 m^2 yüzey alanına sahip seçici düzlem yüzeyli kolektörlerle elde edilmiştir.

Alexis ve Karayiannis (2005) yaptıkları çalışmada soğutucu akışkan olarak R134a kullanarak güneş enerjisi kaynaklı ejektörlü soğutma çevriminin performansını Atina şehri için Mayıs-Eylül ayları arasında vakum tüp kolektörleri düşünerek incelemişlerdir. Sistemin çalışması ve termodinamiği, uygun bilgisayar kodları ve yeterli yıl için yapılan istatistiksel yöntemle elde edilen iklimsel verilere göre araştırlmıştır. Jeneratör sıcaklığı T_g=82-90^oC, eveparatör sıcaklığı T_e=-10-0^oC ve konderser sıcaklığı T_c=32-40^oC arası çalışma şartları için COP değerlerinin 0.035-0.199 arasında değiştiği görülmüştür. Çalışmada tüm sistem verimi aynı çalışma şartları ve Temmuz ayında 536-838 $W.m^{-2}$ arası güneş ışınımı için 0.014-0.101 arasında değişmiştir. En yüksek tüm sistem COP değeri Temmuz ayında T_g=92^oC, T_e=0^oC ve T_c=40^oC çalışma şartları için, en düşük tüm sistem COP değeri Mayıs ayında T_g=82^oC, T_e=-10^oC ve T_c=32^oC çalışma şartları için elde edilmiştir.

Sözen ve Özalp (2005) tarafından yapılan çalışmada Türkiye'de ejektör-absorbsiyonlu sistemin kullanılabilirliği meteorolojik veriler kullanılarak araştırılmıştır. Sistem için gerekli ısı ihtiyacının Türkiye'de güneş enerjisiyle sağlanabilirliği belirlenmiştir. CHF ve HCHF soğutucu akışkanların zaman içinde yasaklanacak olması ve Türkiye'nin 36^o-42^o kuzey enleminde olup ortalama güneş ışınımının 3.6 kWh/m^2 ve güneşlenme süresinin 2610 saat olması bu çalışmanın yapılmasına temel olmuştur. Çalışma için Konya'nın da içinde bulunduğu 16 il için 2000 yılından itibaren toplanan güneş ışınımı ve güneşlenme süresi verileri seçilmiştir. Su- amonyak ikilisi ile çalışan sistem klasik absorbsiyonlu sisteme iki tane ısı değiştiricisi ve ejektör ilave edilmesiyle oluşturulmuştur. Bu ilavelerle klasik sistemin performansının arttığı ifade edilmiştir. Sistemde düzlem yüzeyli kolektörler düşünülmüştür. Jeneratör sıcaklığı T_g=50-130^{o}C, eveparatör sıcaklığı T_e=-5,0,5^{o}C ve kondenser sıcaklığı T_c=25-30-35^{o}C çalışma şartları için COP_{max}, ekserjik COP, faydalı jeneratör ısı miktarları hesaplanmıştır. T_c=40^{o}C, T_g=90^{o}C ve T_e =5 ^{o}C çalışma şartları için COP_{max} değeri 0.729 bulunmuştur.

Alexis ve Rogdakis (2005) tarafından yapılan çalışmada güneş enerjisi kaynaklı, CH_4O-H_2O akışkan çiftinin kullanıldığı ejektör-absobsiyonlu soğutma sisteminin Atina'da orta sıcaklıkta çalışan güneş kolektörleri ile Mayıs-Eylül arasında performansı ve endüstriyel alanlarda ısı pompası olarak kullanılması incelenmiştir. Sistem uygun bir bilgisayar programı ve Atina'nın yirmi yıllık meteorolojik verileri kullanılarak simule edilmiştir. Sistemin ısı kazanç katsayısı çalışma süresi boyunca 2.13- 2.44 arasında elde edilmiştir. En yüksek ısı kazanç katsayısı Temmuz ayında saat 14:25'de özgül ısı kazancı 915 W.m^{-2} olduğu durumda 2.44 olarak bulunmuştur. En yüksek ısı kazancı Haziran ayında ısı kazanç katsayısı 2.35 olduğu durumda 1086 W.m^{-2} olarak bulunmuştur. En büyük ısı kazanç değeri jeneratör sıcaklığı T_g=85-97.2^{o}C, eveparatör sıcaklığı T_e=12.6-25.4^{o}C ve kondenser sıcaklığı T_c=42.3-46.6^{o}C aralığında çalışma şartlarında elde edilmiştir.

Vidal ve arkadaşlarınca (2006) yapılan çalışmada güneş enerjisi kaynaklı ejektörlü soğutma sisteminin saatlik simülasyonu incelenmiştir. Çalışmada TRNSYS programı ve Brezilya Florianopolis şehrinin on yıllık meteorolojik verileri kullanılmıştır. Ejektör ESS ile modellenmiştir. Sistem güneş kolektörleri, sıcak su deposu, ejektör çevrimi ve destek ön ısıtıcısından oluşmaktadır. Sistemde kolektörlerden elde edilen ısı ile sıcak su tankı ısıtılmakta, sıcak su deposu ile de ejektörlü çevrimde kullanılan R141b akışkanı ısıtılmaktadır. Depodan elde edilen ısı yeterli olmadığı zaman ejektör çevrimindeki destek ısıtıcısı devreye girmektedir.

Çalışmada farklı şartlar ile ilgili matematiksel hesap yöntemleri verilmiştir. Sistem performansını incelemek için tek camlı düzlem yüzeyli kolektör ve vakum tüp kolektör olmak üzere iki farklı kolektör tipi seçilmiştir. Tüm simülasyonlar 10.5 kW soğutma yükü esas alınarak incelenmiştir. Çalışmada iki farklı kolektör tipi için kolektör alanının, sıcak su deposu hacminin ve kolektör eğiminin sistem üzerindeki etkileri incelenmiştir. Kolektör alanını artışının elde edilen ısı miktarının artışıyla birlikte destek ısıtıcısı ihtiyacının azalmasına sebep olduğu gözlenmiştir. Sistemde düzlem yüzeyli kolektör düşünülerek 10.5 kW soğutma yükü, 80 m^2 kolektör alanı, 22^o kolektör eğim açısı, 4 m^3 sıcak su deposu hacmi ile bulunmuştur.

Pridasawas ve arkadaşları (2007) tarafından yapılan çalışmada soğutucu akışkan olarak iso-bütan (R600a) kullanılan güneş enerjisi kaynaklı ejektörlü soğutma sisteminin performansı incelenmiştir. Çalışma şartlarının ve güneş kolektör tiplerinin sistem performansı üzerindeki etkileri dinamik simülasyonla bir yıl için araştırılmıştır. Çözümlemede TRNSYS modeli ve EES programları kullanılmıştır. Sistem güneş kolektörleri, soğutma sistemi ve soğutulan üniteden oluşan üç alt sistemden oluşmuştur. Sistemde kolektörlerle soğutma sistemi arasında düşük güneş ışınımı durumlarında devreye giren destek ısıtıcısı ve sıcak su deposu; soğutma sistemi ve soğutulan ünite arasında soğutmanı devamlılığını dengeleyen soğuk su deposu bulunmaktadır. Sistemde tek camlı düzlem yüzeyli, çift camlı düzlem yüzeyli, vakum tüp kolektör tipleri ve farklı sıcak su deposu hacimleri karşılaştırılmıştır. En iyi kolektör tipinin vakum tüp kolektör olduğu belirtilmiştir. Araştırmada tüm yıl için sistemin; güneş enerjisi oranı, sistemin genel verimi ve ejektör COP değerleri elde edilmiştir. En büyük soğutma yükü 3.5 kW değerinde tutulmuştur. Sistem, jeneratör sıcaklığı T_g=70-120^{o}C aralığında incelenmiştir. Kondenser sıcaklığı çevre sıcaklığını 5^{o}C üzerinde belirlenmiştir. Sabit ejektör geometrisi için jeneratör sıcaklığındaki azalmayla COP değerinin düştüğü, fakat kritik kondenser sıcaklığının arttığı görülmüştür. Kondenser sıcaklığının sistem üzerinde büyük etkisi olduğu belirtilmiştir. Eveparatör sıcaklığının artışıyla COP değeri artmıştır. Çalışma şartlarının değişkenliğine bağlı olarak farklı jeneratör sıcaklıklarında çalışma durumunun; paralel sıralanmış ejektör sistemiyle aşılabileceği ama bu durumun sistem kontrolünü karmaşık yapacağı belirtilmiştir. Sistemde bu durum destek ısıtıcısıyla ve soğuk su deposu ile giderilmiştir. Soğutma mekanı olarak hafta için 8:00-18:00 arasında soğutma ihtiyacı olan ofisler düşünülmüştür. Bangkok için yapılan yıllık simulasyon çalışmasında; kondenser sıcaklığı çevre sıcaklığının 5^{o}C üzerinde, eveparatör

sıcaklığının T_e=15^{o}C olduğu şartlar için; 50 m^2 vakum tüp kolektör alanı ile, 2 m^2 sıcak su depolu sistemde tüm sistem verimi 0.22, soğutma alt sistemi COP değeri 0.48, kolektör verimi 0.47 olarak bulunmuştur.

Ersoy ve arkadaşlarınca (2007) yapılan çalışmada vakum tüp kolektörlü güneş enerjisi kaynaklı ejektörlü soğutma sisteminin performans değişimleri Antalya, Aydın, Konya ve Urfa illerinin çevre sıcaklıklarına ve güneş ışınım değerlerine göre analitik olarak incelenmiştir. İlgili veriler Devlet Meteoroloji İşlerinden temin edilmiştir. Sistemde ejektör sabit alan modelli, soğutucu akışkan olarak R123 düşünülmüştür. Vakum tüp kolektörün eğim açısı 23^o olarak belirlenmiştir. Soğutma dönemi Mayıs-Ekim ayları arasında saat 8:00-17:00 arasında kabul edilmiştir. Tüm şehirler için ortalama güneş ışınımı ve çevre sıcaklığı değerleri, T_g=85^{o}C, T_e=12^{o}C ve T_c=30^{o}C çalışma şartları için kolektöre gelen ısı miktarları, soğutma yükü değerleri, tüm sistem COP değerleri ve kolektör verimleri günlük ve aylık olarak verilmiştir. En yüksek tüm sistem verimi ve soğutma kapasitesi değeri Ağustos ayında Aydın ili için saat 12:00 de sırasıyla 0.197 ve 198.26 W/m^2 olarak bulunmuştur. Bütün şehirler için öğle vaktinde bir ton soğutma için yaklaşık 21 m^2 kolektör alanı gerektiği belirtilmiştir. Sistemin tasarım dışı şartlar için performans haritası çıkarılmıştır. Güneş enerjili ejektörlü soğutma sisteminin saat 8:00-15:00 arasında ofis soğutmaları için uygun olduğu belirlenmiştir. Saat 15:00 sonrası için destek ısıtıcısı tavsiye edilmiştir.

Pollerberg ve arkadaşları (2008) tarafından yapılan çalışmada klima amaçlı soğuk su üreten parabolik oluklu güneş enerjisi kolektörlü buhar jet-ejektör sistemi incelenmiştir. Sistemde soğutucu akışkan olarak su kullanılmıştır. Sistemin işleyişi ve sistem verimleri 1kW soğutma kapasitesine sahip küçük bir test teçhizatıyla incelenmiştir. Sistem yazın dış ortamlarda ve kışın iç ortamlarda denenmiştir. İç ortam uygulamalarında 10.5 m^2 yüzey alanlı parabolik oluklu kolektörlerin yerine 4 m^2 yüzey alanlı vakum tüp kolektörler kullanılmıştır. Parabolik oluklu kolektörün güneş takip özelliğine bulunmaktadır. Suyun kaynamaması için kolektör basınçlı çalışacak şekilde tasarlanmıştır. Güneş ışınımı 0-1100 W/m^2 ölçüm aralığında çalışan pironometre ile yatay yüzeyde %0.1 hata ölçülmüştür. Deney saat 9:00 da başlamış saat 13:00 da sistem en yüksek sıcaklık değerlerinde iken soğutma işlemi başlatılmıştır ve üç saat sürmüştür. Soğutma başlangıcında depo buhar sıcaklığı 140^{o}C değerine ulaşmıştır. Evaparatör sıcaklığının T_e=7^{o}C'e kadar indiği ve deney boyunca T_e=10^{o}C değerini geçmediği görülmüştür. Deney süresince güneş ışınımı değeri ve depo sıcaklık değeri ölçülerek

tablo halinde sunulmuştur. Ayrıca soğutma süresi boyunca tahrik buharı basıncı, emme buharı basıncı ve kondenser buhar basıncı değerleri tablo halinde sunulmuştur. Kolektör verimi farklı ışınım değerleri için deneysel ve teorik olarak sunulmuştur. Kolektör sıcaklığı ve çevre sıcaklığı sıcaklık farkının artışıyla kolektör veriminin azaldığı, güneş ışınımının artışıyla arttığı görüldü. Farklı basınç değerleri için tahrik buharı ve emme buharı akış debileri hesaplanmıştır. Kondenser sıcaklığının azalmasıyla ve eveparatör sıcaklığının artmasıyla COP değerinin arttığı belirtilmiştir. Sistemin farklı yerleşim yerleri için verimleri hesap yöntemiyle bulunmuştur. Yapılan hesaplamalara bağlı olarak farklı yerleşim yerleri için 1kWh soğutma için maliyet değerleri hesaplanmıştır.

Pollerberg ve arkadaşlarınca (2008) yapılan çalışmada önceki çalışmada kullanılan 1 kW soğutma sağlayan sistemde araştırmalar yapılmıştır. Sistemin kolektör verimin bulmak için güneş ışınımı, çevre sıcaklığı ve kolektör giriş çıkış değerleri ölçülmüş ve kolektör verim grafiği oluşturulmuştur. Sistem yaz ayında açık bir gün ve bulutlu bir günde test edilmiştir. Deney saat 9:00 da başlatılmış, saat 13:00 da sistem depo buhar sıcaklığı 140^{o}C değerinde iken soğutma işlemi başlatılmış, her iki deneyde de evaparatör sıcaklığı minimum T_e=7^{o}C değerine ulaşmıştır. Açık ve bulutlu günler için güneş ışınımı, çevre sıcaklığı, kolektör giriş çıkış sıcaklıkları, eveparatör sıcaklığı ve emiş basıncı değerleri zamana bağlı olarak çizilmiştir. Soğutma oranının bulutlu gün için daha düşük olduğu görülmüştür. Ayrıca eveparatör sıcaklığının ve kondenser sıcaklığının sistem üzerindeki etkisi incelenmiş sistem COP değerinin eveparatör sıcaklığının artışıyla ve kondenser sıcaklığının azalışıyla arttığı gözlemlenmiştir. Tahrik buharının sistem üzerindeki etkisi incelenmiş tahrik buhar basıncını artışıyla tahrik buhar debisinin arttığı, emme buhar debisinin sabit kaldığı görülmüştür.

Nehdi ve arkadaşları (2008) yaptıkları çalışmada güneş enerjisi kaynaklı ejektörlü soğutma sisteminin performansı pek çok çevre dostu akışkan (R134a, R141b, R142b, R152a, R245fa, R290, R600, R717) ile araştırmıştır. Sistem performansı ejektörden geçen birincil akışkanının ikincil akışkana bölümü değerini veren ampirik bir formülle hesaplanmıştır. Akışkanların termodinamik özellikleri REFPROP7 paketinden alınmıştır. Akışkanlar arasında jeneratör sıcaklığı T_g=90 ^{o}C, eveparatör sıcaklığı T_e=15^{o}C ve konderser sıcaklığı T_c=35^{o}C çalışma şartlarında en yüksek COP ve ekserji verimi değeri R717(Amonyak) için sırasıyla 0.408 ve 0.19 olarak bulunmuştur. Soğutma sezonu Nisan-Eylül arası, günlük çalışma süresi 8:00-17:00 olarak alınmıştır. Tunus şehrinin meteorolojik verileri kullanılarak tek camlı düzlem yüzeyli, çift camlı

düzlem yüzeyli ve vakum tüp kolektör olmak üzere üç farklı ejektör tipi için 30^o kolektör açısı ile sistem performansları hesaplanmıştır. Çalışmada aylık ve saatlik ortalama güneş ışınımı, kolektör verimi ve COP değerleri verilmiştir. Sistemde aynı çalışma şartları için COP değerinin 0.21 ile 0.28 arasında, ekserji verimi değerinin 0.14 ile 0.19 arasında ve Temmuz ayı için güneş ışınımı değerlerinin 351 $W.m^{-2}$ ile 875 $W.m^{-2}$ arasında değiştiği görülmüştür.

Meyer ve arkadaşları (2008) tarafından yapılan çalışmanın amacı buhar jet-ejektörlü bir sistemin jeneratör sıcaklığı T_g=100^{o}C altında değerler için çalışabilmesi durumunu incelemektir. Bu amaçla küçük ölçekli buhar jet- ejektörlü soğutma sistemi, alışılmış test sistemlerinden farklı olarak kapalı bir çevrim olarak değil açık bir çevrim olarak tasarlanmış ve imal edilmiştir. Çalışmada soğutucu akışkan olarak su kullanılmıştır. Sistemde jeneratöre ısı girişi iki adet 4 kW' lık elektrikli cihazla sağlanırken soğutma etkisi eveparatördeki 3kW lık elektrikli cihazla simule edilmiştir. Elektrikli cihazlar güç değiştiricileriyle kontrol edilmiştir. Sistemde T_g=85-140^{o}C, T_e=5-10^{o}C ve T_c=15-35^{o}C aralığındaki çalışma şartları için deneyler yapılmıştır. Karışma odası kesiti 18 mm. olarak sabit iken 2.5 mm., 3 mm. , 3,5 mm. ejektör lüle çapları için deneyler yapılmıştır. Lüle çapının artırılmasıyla en küçük jeneratör sıcaklığının azaldığı görülmüştür. Sistemde 3.5 mm. lüle çapında T_g=95^{o}C, T_e=10^{o}C ve $P_{ckritik}$=2.67kPa (T_{ckrt}=22.6^{o}C) çalışma şartları için yapılan deneyde 0.253 COP değeri elde edilmiştir. Elde edilen test değerlerine göre uygun güneş enerjisi kolektörüyle ejektörlü soğutma yapılabileceği sonucuna varılmıştır. Vakum tüp kolektörün iyi bir seçim olacağı belirtilmiştir.

Abdullateef ve Alghoul (2009) yaptıkları çalışma güneş enerjisi kaynaklı ejektörlü soğutma sistemlerinin geçmişi ve çalışma prensipleri ile ilgili derlemeyi içermektedir. Çalışmada güneş kolektör çeşitleri, çalışma sıcaklıkları, soğutma seviyeleri toplu halde gösterilmiş, sistemlerde kullanılan soğutucu akışkan çeşitleri ve farklı sistemlerin tasarımları ve çalışma prensipleri tanıtılmıştır. Bu sistemlerin klima, buz yapımı, ilaç ve yiyecek saklama gibi işlemlerde kullanılmasının yanında enerji tasarrufu ve çevre koruma taleplerini de karşıladığı ifade edilmiştir. Sistemlerin buhar sıkıştırmalı sistemlerle rekabet edebilmesi için dezavantajlarının giderilmesi ile ilgili araştırmaların artarak devam ettiği, lakin konvansiyonel sistemlerin yerini alabilmeleri için daha pek çok araştırmanın yapılması gerektiği bildirilmiştir.

Wang ve arkadaşlarınca (2009) yapılan çalışmada güneş enerjisi kaynaklı soğutma, ısıtma ve elektrik üretiminin birlikte yapıldığı ejektörlü sistem üzerinde teorik hesaplamalar yapılmıştır. Çalışmada sistemden jeneratör sıcaklığı T_g=140^{o}C, ısıtıcı sıcaklığı 70^{o}C ve soğutma sıcaklığı T_e=-5^{o}C olmak üzere güneş kolektörlerinden elde edilen 110 kW ısı enerjisi karşılığında 3.69 kW soğutma, 1.28 kW ısıtma, 12.32 kW elektrik enerjisi elde edilmiştir. Öğle saatinde optimum kolektör açısı 45^o olarak belirlenmiştir. Ekserji verimleri de hesaplanarak sistemde maksimum ekserji verimi % 60.33 olarak bulunmuştur.

3.TEORİK ESASLAR

3.1. Ejektörlü Soğutma Sisteminin Temel Prensipleri

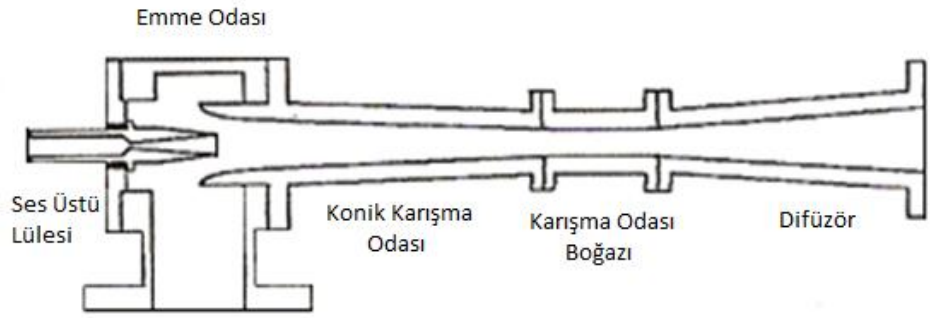
3.1.1. Ejektörün tanıtılması

Ejektör, ejektörlü soğutma sistemlerinin en önemli parçasıdır. Ejektör 1901 yılında buhar motorunun kondenserindeki havayı uzaklaştırmak amacıyla Sir Charles Parson tarafından icat edilmiştir. Ejektör ilk defa 1910 yılında Maurice Leblanc tarafından buhar- jet soğutucu sistemlerinde kullanılmış ve 1930 yıllarına kadar büyük binaların iklimlendirilmesinde kullanılmaya devam etmiştir (Stoecker, 1958; Gosney, 1982). Buhar sıkıştırmalı soğutma sistemlerindeki gelişme ejektörlü soğutma sistemlerindeki araştırmaların ve ilerlemenin duraksamasına neden olmuştur. Bu durum ejektörlü soğutma sistemlerini geri plana itmiştir. Artan hava kirliliği, küresel ısınma, enerjiden maksimum seviyede faydalanma gibi etkenler ejektörlü soğutma sistemlerini tekrar gündeme getirmiştir. Ejektörlü soğutma sistemlerinde hareketli parçalarının azlığı ve güneş enerjili sistemlerde de uygulanabilirliği araştırmacıların sisteme ilgisini artırmıştır.

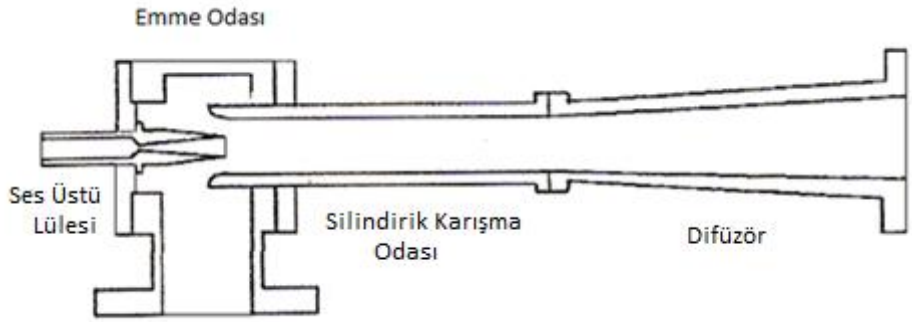
Ejektör teorisi ilk olarak 1950 yılında Keenan ve arkadaşları tarafından ortaya konulmuştur (Keenan ve ark.,1950). Yaptıkları matematiksel analiz ideal gaz dinamiğine dayanmaktadır. Bu analiz sırasında temel kanunlar olan kütlenin korunumu, momentumun korunumu ve enerjinin korunumu kanunları uygulanmıştır. Geliştirdikleri teori ejektör tasarımının temelini oluşturmuş ve geçmiş elli yıl boyunca kullanılmıştır. Bu teoriye göre iki farklı geometride ejektör tipi geliştirilmiştir. Bunlardan birisi sabit basınçlı ejektör modeli diğeri de sabit alanlı ejektör modelidir. Farklı iki tip ejektörler Şekil 3.1.a. ve Şekil 3.1.b' de görülmektedir (Sun, 1996).

Her iki tip ejektörde de temel elemanlar ses üstü lülesi, emme odası, karışma odası ve difüzördür. Ses üstü lülesi soğutma sistemindeki jeneratörden gelen ve birincil akışkan olarak ifade edilen soğutucu akışkanın boğulduğu, yani ses hızına ulaştığı lüledir. Emme odası soğutma sistemindeki evaparatörden gelen ve ikincil akışkan olarak ifade edilen soğutucu akışkanın ejektörün içine giriş yaptığı bölümdür. Karışma odası ejektör içerisinde birincil ve ikincil akışkanın karıştığı bölümdür. Difüzör ise karışmış akışkanın ejektörden çıkmadan önce basıncının yükseldiği ve hızının azaldığı bölümdür. İki tipteki ejektörün aralarındaki fark karışma odasının geometrisidir. Sabit basınçlı

ejektör modelinde karışma odası konik olarak ilerlemekte, silindirik bir boğazla birleşmekte ve difüzörüyle son bulmaktadır. Sabit alanlı ejektör modelinde karışma odası silindirik olarak ilerlemekte ve difüzörle son bulmaktadır.



Şekil 3.1.a. Sabit basınçlı ejektör modeli

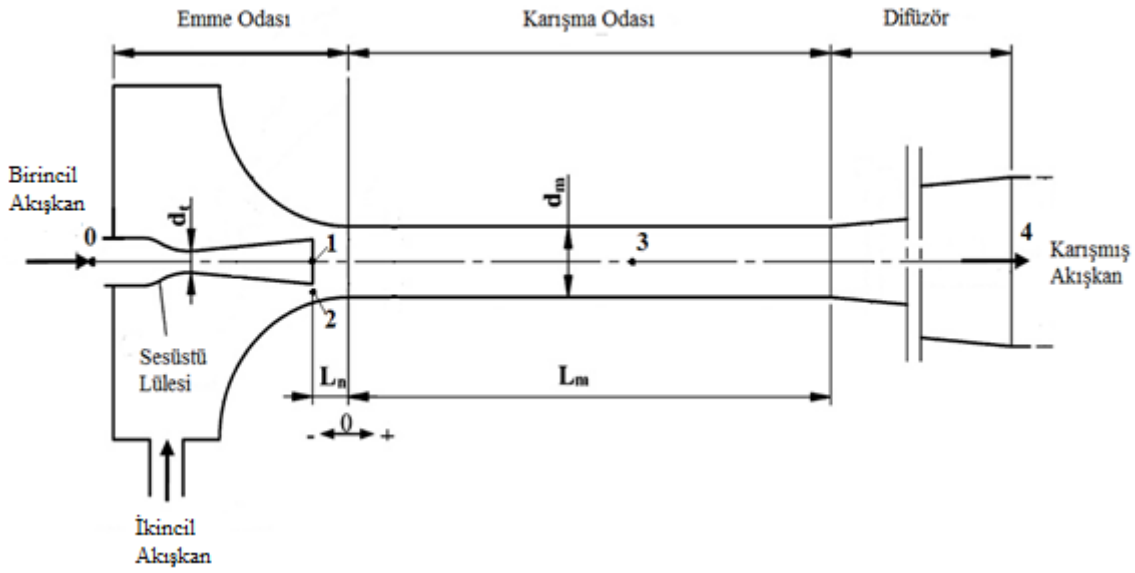


Şekil 3.1.b. Sabit alanlı ejektör modeli

3.1.2. Çalışmalarda kullanılan ejektör ve temel boyutları

Çalışmalarda sabit alan modeline göre üretilmiş ejektör kullanılmıştır. Ejektörde bulunan ses üstü lülesi karışma odasına doğru ileri geri hareket edebilmektedir. Ses üstü lülesi ile karışma odasının başlangıç kesiti arasındaki uzunluk l_n, lüle pozisyonunun tanımlandığı uzunluktur. Ejektörde bulunan ses üstü lülesinin boğaz çapı d_t, karışma odasının çapı d_m, karışma odasının uzunluğu L_m olarak tanımlanmıştır. Sabit alan modelli ejektörlerde karışma odasının kesit alanının ses üstü lülesinin kesit alanına oranı, sabit basınç modelli ejektörlerde boğaz alanının ses üstü lülesinin boğaz alanına

oranı ejektör alan oranı olarak ifade edilir ve A_r olarak tanımlanır. Çalışmada kullanılan ejektörün elemanları ve temel boyutları Şekil 3.2' de görülmektedir.



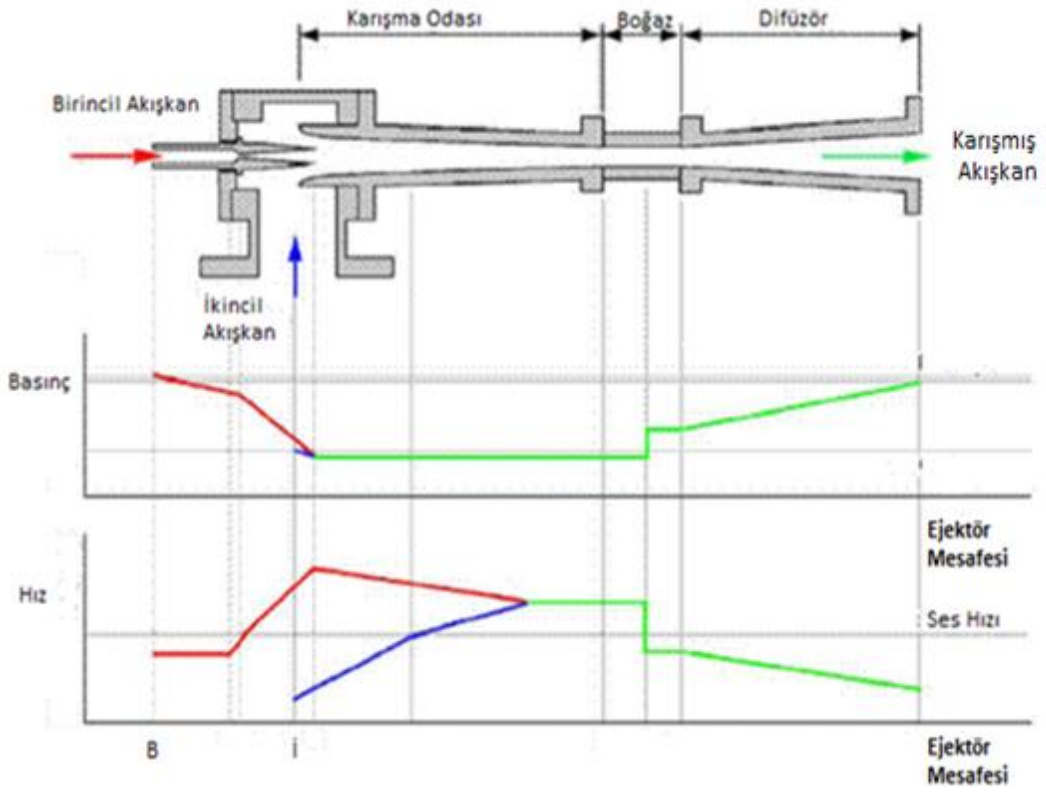
Şekil 3.2. Ejektör elemanları ve temel boyutları

3.1.3. Ejektörün ve ejektörlü soğutma sisteminin çalışma prensibi

Ejektörlü soğutma sisteminin çalışmasında öncelikle bir ısı kaynağından ısı çekilir ve çekilen bu ısı ile jeneratörde yüksek basınçlı soğutucu akışkan buharı elde edilir. Birincil akışkan buharı, ejektörde tahrik akışkanı olarak görev yapar. Bu akışkan, ejektörün içindeki ses üstü lülesinden geçerek genişler yani basıncı düşer ve ses hızına ulaşarak boğulur. Birincil akışkanın genişlemesi sonucunda karışma odası girişinde vakum meydana gelir ve bu vakum sayesinde evaparatörden ejektöre gelen ikincil akışkanı emilir. Ses üstü lülesinden çıkan birincil akışkanın genişleme dalgası ejektör içerisinde yakınsama kanalı olarak isimlendirilen bir akış formu oluşturur. Bu akış formunun herhangi bir yerinde evaparatörden gelen ikincil akışkan ses hızına yükselir, yani boğulur. İkincil akışkanın boğulması birincil akışkan ile ejektör duvarı arasında oluştuğu düşünülen aerodinamik lüle ile açıklanmıştır. İkincil akışkanın boğulduğu kesit etkin alan olarak isimlendirilmiştir. Etkin alanın yeri ve genişleme dalgasının açısına ve ejektörün çalışma şartlarına bağlıdır. İki akışkan karışma odasında birbiriyle karışır ve karışmış akışkan olarak adlandırılır. Karışma sırasında ikincil akışkan hızlanırken birincil akışkanın hızında azalma görülür. Karışma işlemi karışma odasının sonunda tamamlanır. Bu sırada sabit basınç modelindeki ejektörlerde statik basıncın karışmış

akışkan boğaz bölgesine varıncaya kadar sabit kaldığı varsayılır. Karışma odasındaki basınç, birincil ve ikincil akışkanın basınçlarının ve kondenser basıncının bir fonksiyonudur. Ejektör çıkışında bulunan kondenserin basıncı, karışma odasının boğaz kısmında karışmış akışkanın şok olmasına neden olur. Şok sonucunda karışmış akışkanın basıncı yükselir ve hızı ses üstü hızdan ses altı hıza düşer. Sonra difüzöre geçen karışmış akışkanın basıncı difüzörde kondenser basıncına yükselir, hızı düşer.(Chunnanond ve Aphornratana, 2004).

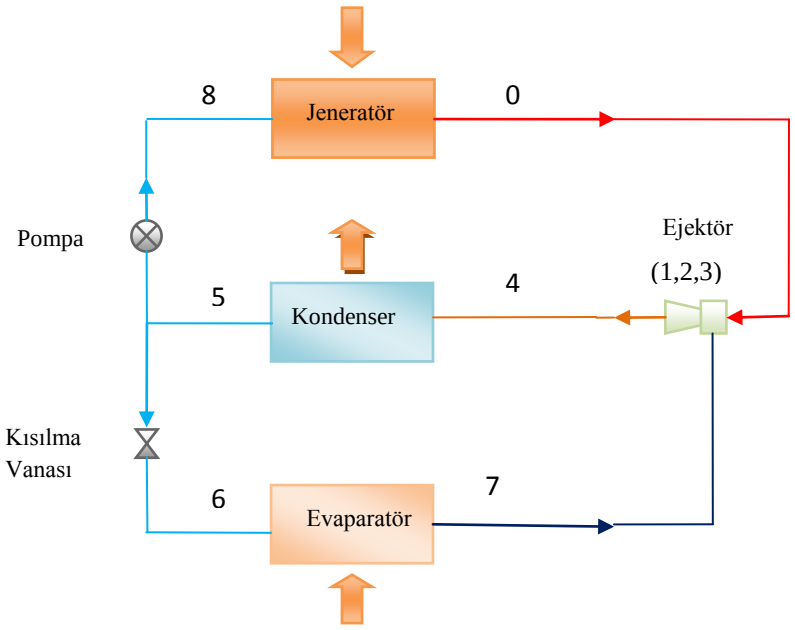
Şekil 3.3' de sabit basınç modelinde bir ejektörde birincil ve ikincil akışkanın ejektör mesafesine bağlı olarak basınç ve hız değişimi gösterilmiştir.



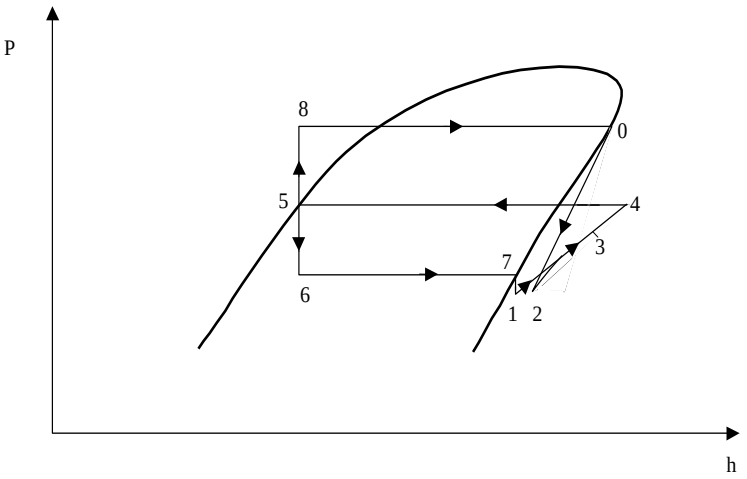
Şekil 3.3. Sabit basınç modelinde bir ejektörde mesafeye bağlı basınç ve hız değişimi (Chunnanond ve Aphornratana, 2004)

Kondenserden çıkan akışkan iki kola ayrılır. Akışkanın bir kısmı buhar üretecine, geriye kalan kısmı ise evaporatöre doğru gider. Buhar üretecinin basıncı kondenser basıncından daha yüksek olduğu için, kondenserden sıvı olarak gelen akışkanın basıncı bir sıvı pompası ile artırılarak buhar üretecine gönderilir ve buhar üretecinde yüksek basınçlı buhar haline getirilir. Evaporatöre doğru giden akışkan ise evaporatör basıncının kondenser basıncından daha düşük olmasından dolayı akışkan

basıncı bir genişleme valfinden geçirilerek evaporatör basıncına düşürülüp evaporatöre gönderilir. Evaporatörde soğutulacak ortamdan ısı çekerek buharlaşan akışkan, ikincil akışkan olarak tekrar ejektöre girer. Soğutma çevrimi bu şekilde devam eder (Bejan ve ark., 1995). Çevrime ait şema ve P-h diyagramı Şekil 3.4.a. ve Şekil 3.4.b.'de görülmektedir.



Şekil 3.4.a. Tipik ejektörlü soğutma sistemi



Şekil 3.4.b. Ejektörlü soğutma çevrimi P-h diyagramı

3.1.4. Ejektörlü soğutma sisteminde COP değerinin bulunması

Ejektörlü soğutma sisteminin performans katsayısı şu şekilde tanımlanır;

$$COP = \frac{\dot{Q}_e}{\dot{Q}_g + \dot{W}_{mek}} \tag{3.1}$$

Bu denklemde evaparatörde soğutulacak ortamdan çekilen ısı miktarını, jeneratörde üretilen ısı miktarını, pompada harcana enerji miktarını göstermektedir. Belirtilen enerji değerleri Şekil 3.4.a' da gösterilen ejektörlü soğutma sistemi şemasına göre aşağıdaki denklemlerle bulunur.

$$= \quad (h_7 - h_6)_e \tag{3.2}$$

$$= \quad (h_0 - h_8)_g \tag{3.3}$$

$$= \quad (h_8 - h_5)_p \tag{3.4}$$

Yukarıdaki denklemler kullanılarak COP değeri söyle yazılabilir.

$$COP = \frac{\dot{m}_s (h_7 - h_6)}{\dot{m}_p \left[(h_0 - h_8) + (h_8 - h_5)\right]} \tag{3.5}$$

Denklemdeki *h* değerleri sistem elemanlarına giren ve çıkan akışkanın entalpi değerlerini, m_p daha jeneratörden gelen birincil akışkan debisini, m_s ise evaporatörden emilen ikincil akışkan debisini belirtmektedir. Buradaki $\frac{\dot{m}_s}{\dot{m}_p}$ oranına ejektörün emme (debi) oranı adı verilir ve

$$w = \frac{\dot{m}_s}{\dot{m}_p} \tag{3.6}$$

şeklinde ifade edilir. Sıvı pompasına verilmesi gereken iş miktarı buhar üretecinde sisteme verilen ısının %1'inden daha düşük bir değerdir. Bu yüzden hesaplamalarda ihmal edilebilir bir değere sahiptir (Yapıcı ve Ersoy, 2005).
Denklem yeniden düzenlenirse,

$$COP = w\frac{(h_7 - h_6)}{(h_0 - h_8)} \tag{3.7}$$

olarak elde edilir.

3.1.5. Ejektörlü soğutma sisteminde performansa etki eden faktörler

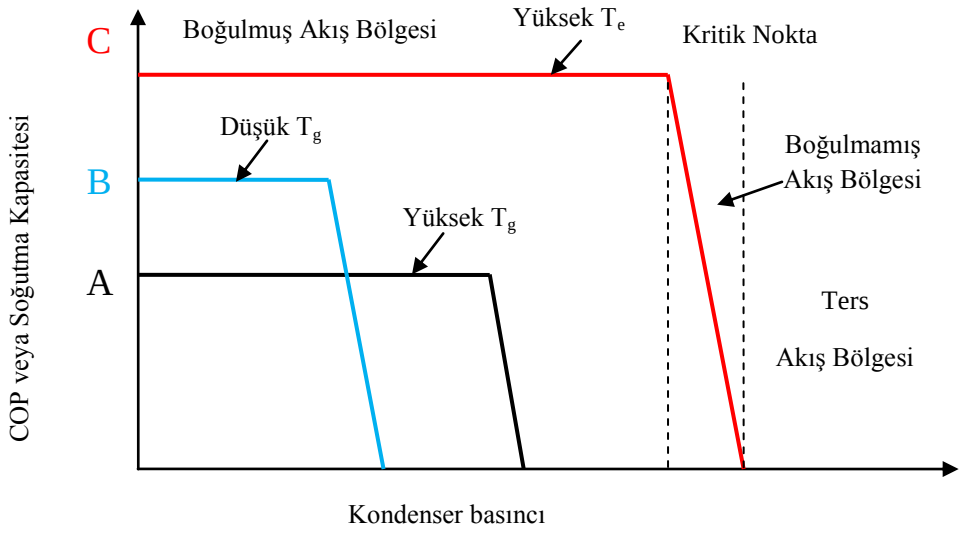
Ejektörlü soğutma sisteminde performansa etki eden faktörler çalışma şartları, ejektör geometrisi, soğutucu akışkan etkisi olarak üç temel grupta incelenebilir.

3.1.5.1. Ejektörlü soğutma sisteminde çalışma şartlarının performansa etkisi

Ejektörlü soğutma sistemi ile yapılan deneysel ve teorik çalışmalarda soğutma kapasitesi ve COP değerinin çalışma sıcaklıklarına, ejektör alan oranına ve ses üstü lülesinin konumuna bağlı olduğu belirtilmiştir (Aphornratana ve Eames, 1997; Eames ve ark.,1995; Huang ve ark., 1985). Sistemin çalışma şartları jeneratörün, evaparatörün ve kondenserin basınç ve sıcaklıkları olarak tanımlanır. Ejektörün çalışması sırasında bu üç çalışma parametresi birbiriyle etkileşim halindedir. Soğutma kapasitesi ve COP değerine herhangi bir parametrenin etkisi diğer iki parametre sabit tutularak deneylerle belirlenir.

Şekil 3.5' de ejektörlü soğutma sisteminin deneysel verilere göre çizilmiş tipik performans eğrileri görülmektedir. A eğrisi sabit jeneratör ve evaparatör sıcaklıkları için kondenser basıncının değişiminin soğutma kapasitesi ve COP değeri üzerindeki etkisi görülmektedir. Sabit evaparatör ve jeneratör sıcaklığı için ejektörün kritik bir kondenser basınç değeri vardır. Kritik kondenser basıncında ve daha düşük basınç değerlerinde ejektörde ikincil akışkan boğulur. Kritik kondeser basıncı verilen evaparatör ve jeneratör sıcaklık değerleri için ejektörün en iyi çalışacağı optimum değerdir. Ejektörün

kritik kondenser basıncın altında çalışması durumunda soğutma kapasitesi ve COP değeri sabit kalır. Kondenser basıncının kritik değerin üzerine çıkarılması durumunda performans eğrisinde soğutma kapasitesi ve COP değerinde düşüş görülür. Bu durumda ikincil akışkan boğulmamış durumdadır. Kondenser basıncının daha da artırılması durumunda ejektöre ikincil akışkan girişi olmaz; ejektör fonksiyonunu tamamen kaybeder. Jeneratör sıcaklığının düşmesiyle soğutma kapasitesi ve COP değerinde artış meydana gelirken kritik kondenser basıncında azalma olduğu B eğrisi ile gösterilmiştir. Evaparatör sıcaklığındaki artışla soğutma kapasitesi ve COP değerinde ve aynı zamanda kritik kondenser basıncında artış olduğu C eğrisi ile gösterilmiştir (Aphornratana ve ark., 2001).



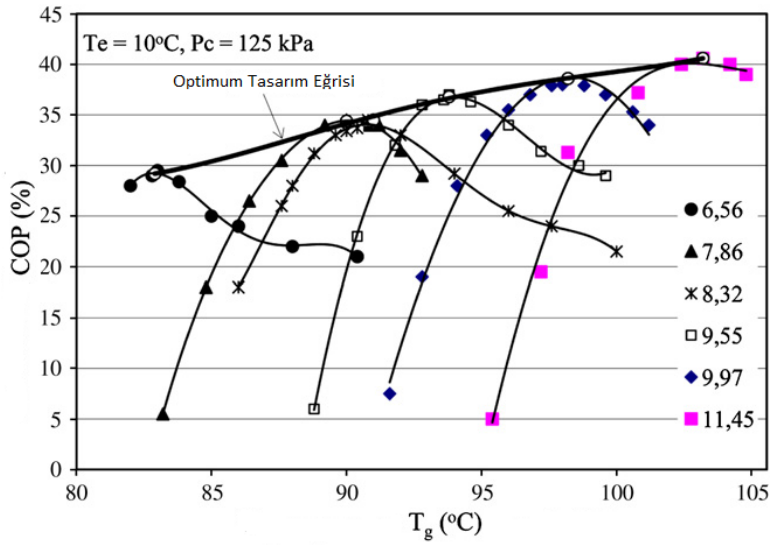
Şekil 3.5. Çalışma şartlarının ve ejektör geometrisinin sistem performansına etkisi (Aphornratana ve ark., 2001)

3.1.5.2. Ejektörlü soğutma sisteminde ejektör geometrisinin performansa etkisi

Yapılan bir mekanizmayla ses üstü lülesini karışma odasının içinde eksenel yönde ileri geri hareket ettirmek mümkündür. Ses üstü lülesinin konumu da sistem performansına etki eder. Ejektörlü soğutma sistemlerinde ses üstü lülesinin karışma odasından dışarıya doğru çekilmesi veya daha küçük bir ses üstü lülesi kullanılması ile ejektör alan oranının artmasının Şekil 3.5'de B eğrisinde olduğu gibi jeneratör

sıcaklığının düşmesiyle aynı etkiyi ortaya çıkardığı belirtilmiştir (Aphornratana ve ark., 2001).

Ejektör alan oranını değişimi sistem performansına etki etmektedir. Yapıcı ve ark.(2008) yapmış oldukları çalışmada ejektör alan oranının artışına bağlı olarak sistemin çalıştığı optimum jeneratör sıcaklığı aynı zamanda COP değerinin arttığını görmüşler ve buna bağlı olarak ejektörler için optimum tasarım eğrisi oluşturmuşlardır. Elde ettikleri eğri Şekil 3.6' da görülmektedir. Optimum jeneratör sıcaklığı kavramı Bölüm 4.2.2'de açıklanmıştır. Aynı zamanda bu çalışmada Bölüm 4.3.3'de farklı alan oranları için güneş enerjisi kaynaklı ejektörlü soğutma çevrimine ait sonuçlar sunulmuştur.



Şekil 3.6.Jeneratör sıcaklığına bağlı olarak farklı ejektör alan oranları için COP değerinin değişimi (Yapıcı ve ark., 2008)

3.1.5.3. Ejektörlü soğutma sisteminde soğutucu akışkanın performansa etkisi

Ejektörlü soğutma sistemlerinde soğutucu akışkan olarak su dahil halokarbonlara kadar pek çok akışkanı kullanmak mümkündür. Sistemde kullanılan akışkanın sistem performansına etkisi pek çok bilim adamı tarafından teorik ve deneysel olarak incelenmiştir. Sistemde kullanılacak akışkanın, çevreye zararsız veya mümkün olduğu kadar az zararlı olması, yanma ve patlama etkisi olmaması, zehirsiz ve kullanılan şartlarda kimyasal olarak kararlı olması gibi özellikleri sağlaması, aynı zamanda sistemin performansını artırıcı bir etkisinin olması istenir.

Suyun soğutucu akışkan olarak kullanıldığı buhar jet-ejektörlü soğutma sistemlerinde suyun kullanılmasında pek çok avantaj vardır. Suyun oldukça yüksek buharlaşma ısısı, elde edilmek istenen soğutma kapasitesi için sistemde düşük debide çevrime sebep olur. Bu durum sistemde sirkülasyon pompası için düşük enerji ihtiyacı gerektirir. Ayrıca su ucuz ve çevre dostu bir akışkandır. Lakin sistemde su kullanılmasının bazı dezavantajları da vardır. Soğutucu akışkan olarak suyun kullanılması 0^oC'nin altındaki soğutma uygulamalarını sınırlandırır ve sistem vakum şartlarında çalıştırılmalıdır. Deneysel sonuçlara göre buhar jet-ejektörlü soğutma sistemlerinde jeneratörde üretilen buhar sıcaklığının 120^oC ile 160^oC arasında olması gerektiği görülmüştür. Ayrıca sistem düşük kondenser basınçlarında çalıştırılmalıdır. Bu durum sistem su soğutmalı kondenser kullanılmasını zorunlu kılmaktadır(Eames ve ark., 1995).

Holton (1951) tarafından yapılan deneysel çalışmalarda büyük molekül ağırlığına sahip akışkanlarla ejektörün daha iyi performans sağladığı görülmüştür. R11 Hamner (1978), R12 Zeren, (1982), R113 Haung ve ark. (1985), R141b Huang ve ark. (1999) gibi çeşitli halokarbonlarla denemeler yapılmıştır. Çizelge 3.1.'de bazı halokarbonlara ait fiziksel özellikler görülmektedir.

Çizelge 3.1. Bazı halokarbonların özellikleri

	R11	R12	R22	R113	R141b	R134a	R123
1 Atmosfer Basınçta kaynama sıcaklığı(^oC)	23.7	-29.8	-40.8	47.6	32.1	-26.1	27.9
90 ^oC'deki basıncı(kPa)	661	2783	4442	344	538	3245	625
Molekül Ağırlığı(kg/kmaol)	137.3	120.9	86.47	187.3	116.9	102	152
10 ^oC'de gizli ısısı (kJ/kg)	186.3	147.6	196	155.3	129.4	190.9	176.8
Küresel Isınma Potansiyeli(GWP)	1	1	0.3	-	0.15	0.2	0.02
Ozon Tüketme Potansiyeli(ODP)	1	1	0.05	0.8	0.15	0	0.02

Küresel Isınma Potansiyeli (GWP) 0 ile 1 arası (CO_2 için GWP=1)
Ozon Tüketme Potansiyeli (ODP) 0 ile 1 arası

Huang ve ark (1999) (82) tarafından yapılan deneysel sonuçlara göre ejektörlü soğutma sistemlerinde kondenser sıcaklığı $T_c=32^oC$, evaparatör sıcaklığı $T_e=8^oC$ iken jeneratör sıcaklıkları $T_g=80^oC$' kadar düşmektedir. Çizelge 3.1' e bakıldığında R12, R22 ve R134a için sistemin çalıştırılacağı jeneratör sıcaklıklarında diğer akışkanlarla

arşılaştırıldığında oldukça yüksek basınç değerleri ortaya çıkmaktadır. Bu yüzden bu akışkanların kullanımlarında dayanıklı konstrüksiyon gerekeceği için uygun değildir. R11, R113, R141b ve R123 kullanımı daha uygundur (Aphornratana ve ark., 2001).

Bu çalışmada düşük basınçlı soğutucu akışkan olarak R123 seçilmiştir. Bu akışkan Montreal Protokolü çerçevesinde kloroflorokarbonların (CFC) tamamen kullanımdan kaldırılıp hidroflorokarbonlara (HFC) geçilmesi sürecinde termodinamik özellikleri benzer olan R11 yerine kullanılan bir akışkandır. Ozona zararlı etkisi kloroflorokarbonların (CFC) yanında oldukça azdır (Çizelge3.1).

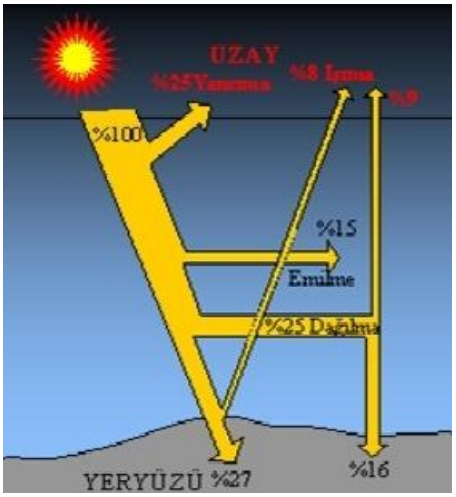
3.2. Güneş enerjisi ve temel kavramlar

3.2.1. Güneş enerjisi

Güneş dünyanın en önemli enerji kaynağıdır. Güneşin ışınım enerjisi, yer ve atmosfer sistemindeki fiziksel oluşumları etkiler. Dünyadaki madde ve enerji akışları güneş enerjisi ile gerçekleşmektedir. Rüzgâr, deniz dalgası, okyanusta sıcaklık farkı ve biyokütle enerjileri, güneş enerjisini değişim geçirmiş biçimleridir. Güneş enerjisi, doğadaki su döngüsünün gerçekleşmesinde de rol oynayarak, akarsu gücünü oluşturmaktadır. Fosil yakıtların da, biyokütle niteliğindeki materyallerde birikmiş güneş enerjisi olduğu kabul edilmektedir. Güneş enerjisi çevre açısından temiz bir kaynak özelliği taşıdığından da fosil yakıtlara alternatif olabilecek bir enerji kaynağıdır

Güneş 1.4 milyon km çapıyla dünyanın 110 katı büyüklüğünde ve dünyadan $1.5x10^{11}$ m uzaklıkta yüksek basınçlı ve yüksek sıcaklıklı bir yıldızdır. Yüzey sıcaklığı yaklaşık 6.000 °C olup iç bölgelerindeki sıcaklığın $8x10^{6}$ °C ile $40x10^{6}$ °C arasında değiştiği tahmin edilmektedir. Doğal ve sürekli bir füzyon reaktörü olan güneşin enerji kaynağı dört hidrojen atomunun bir helyum atomuna dönüşmesiyle ortaya çıkmaktadır. Dört hidrojen atomu toplam 4.032 birim ağırlıkta, bir helyum atomu 4.003 birim ağırlıktadır. Bu olay sonucu 0.029 birim ağırlık Einstein'ın madde-enerji bağıntısı sonucu enerjiye dönüşmektedir. Güneşte her saniyede 564 milyon ton hidrojen, 560 milyon ton helyuma dönüşmekte ve kaybolan 4 milyon ton kütle karşılığı $3.86x10^{26}$ J enerji açığa çıkmakta ve bu enerji ışınım şeklinde uzaya yayılmaktadır. Güneş enerjisi uzaya ve gezegenlere ışınım olarak yayılır. Dünya'ya güneşten gelen enerji, Dünya'da bir yılda kullanılan enerjinin 20 bin katıdır. Dünyaya gelen güneş ışınlarının %25'i atmosferin etkisiyle ve bulutlara çarparak uzaya geri yansır. %25'i atmosferde

dağılmaya uğrar (difüzyon). Atmosferin mavi görünmesini ve gölge yerlerin aydınlanmasını sağlar. Bu ışınların %9'u uzaya geri yansır. %16'sı da yeri dolaylı olarak ısıtır. %15'i atmosfer ve bulutlar tarafından emilir (absorbsiyon). %8'i yere çarpınca uzaya yansır. %27'si doğrudan yere ulaşır ve yeri ısıtır (Kıncay, 2010). Güneşten gelen ışının dağılımı Şekil 3.7.'de görülmektedir.

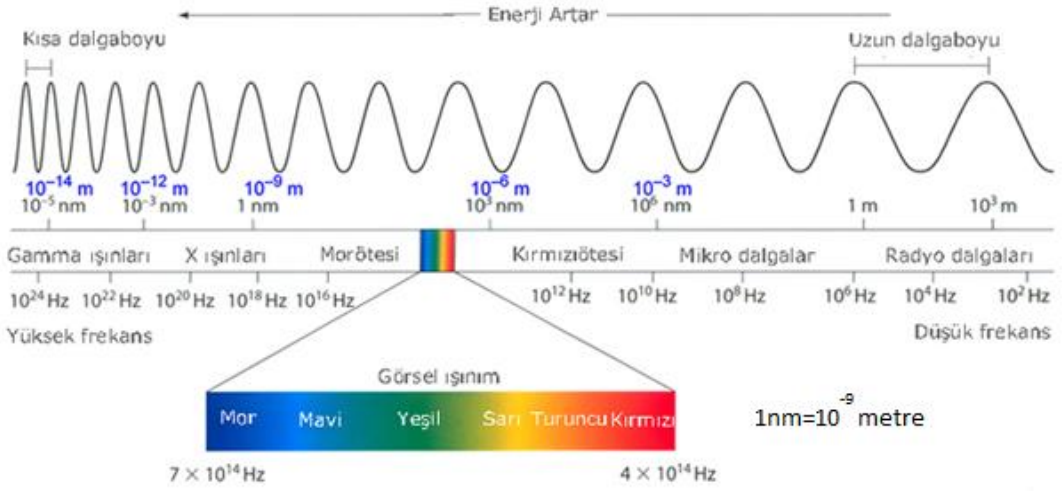


Şekil 3.7. Güneşten gelen ışının dağılımı (Kıncay, 2010).

Yeryüzünde herhangi bir bölgenin güneş ışınlarına maruz kalma durumu o bölgede güneş enerjisinden faydalanılması için önemli bir parametredir. Yıl boyunca yağmurlu iklime sahip olan yerlerde güneş enerjisinden daha az faydalanılır. Gün içerisinde güneşin görüldüğü saatler ve güneş ışınım değerleri meteoroloji istasyonlarında sürekli ölçülmektedir. Devlet Meteoroloji İşleri Genel Müdürlüğü tarafından 1966-1982 yılları arasında ölçülen güneşlenme süreleri ve ışınım şiddetleri verilerinden yararlanarak; Türkiye'nin ortalama yıllık toplam güneşlenme süresinin 2640 saat (günlük toplam 7.2 saat), ortalama toplam ışınım şiddetinin 1.311 kWh/m²-yıl (günlük toplam 3.6 kWh/m²) olduğu belirlenmiştir. Yapılan ölçümlere göre Türkiye'nin en fazla güneş enerjisi alan bölgesi Güneydoğu Anadolu Bölgesi olduğu, bunu Akdeniz Bölgesi izlediği görülmüştür. Genel olarak Türkiye'nin en çok ve en az güneş enerjisi üretilecek ayları sırası ile Haziran ve Aralık aylarıdır. Tüm dünya genelinde Türkiye güneş enerjisi açısından iyi bir potansiyele sahip ülkelerden birisidir.

3.2.2. Güneşin elektromanyetik spektrumu

Güneş ışınımı değişik dalga boylarında yayılır. Yayılan bu dalga boylarının sıralı görünümü güneş spektrumu olarak isimlendirilir. Bu spektrumda, güneş ışınımı dalga boylarına göre sıralanmıştır. Şekil 3.8' de güneşin elektromanyetik spektrumu görülmektedir.



Şekil 3.8. Güneşin elektromanyetik spektrumu

Bu spektrumda en kısa dalga boylu, en yüksek frekanslara ve en büyük foton enerjisine sahip ışınlar gama ışınlarıdır. Gama ışınları nükleer reaksiyonla üretilebilirler. Madde içinden geçtiklerinde maddenin atomları ve molekülleri dışındaki elektronların tamamına çarparlar. Yaşayan organizmaların, gama ışınlarına maruz kalması yok edici etkilere sebep olabilir. Spektrumda gama ışınlarını X-ışınları takip eder. Enerji seviyeleri ve frekansları gama ışınlarına göre daha düşük, dalga boyları daha yüksek ışınlardır. X ışınları da nükleer tepkimelerle ortaya çıkarlar ve ancak çok hızlı hareket eden elektronlar ile metal yüzeylerin bombardımanı ile de üretilebilirler. Güneş yüzeyinde oluşan fırtınalarda yoğun şekilde bulunurlar. Bu ışınlar elektronları ve atomik çekirdekleri saptırdığından, tıbbi uygulamalarda ve moleküllerin tam yapılarının araştırılması için kullanılırlar. X ışınları ve gama ışınları her ikisi de dünyayı sürekli bombardımana tutan kozmik ışınların parçasını oluştururlar. Morötesi ışınlar, güneş spektrumunun özel bir bölümüdür. Elektromanyetik spektrumun görünür ışıktan daha kısa dalga boylu ve daha yüksek enerjili olan belli bir parçasını oluştururlar. Morötesi ışından biraz daha uzun dalga boyuna sahip görünür ışık, elektromanyetik spektrumun

dar bir bölümünde yer almıştır. Görünür ışığın değişik dalga boylarının gözün retinasına ulaşması ile ortaya çıkan algılamaya renk denir. Bu algılama, ışığın maddeler üzerine çarpması ve kısmen soğurulup kısmen yansıması nedeniyle çeşitlilik gösterir Bu şekilde cisimleri değişik renk ve renk tonlarında algılarız. Görünür ışığın tüm dalga boyları birden aynı anda gözümüze ulaşırsa cismi beyaz, hiç ışık ulaşmazsa cismi siyah olarak algılarız. İnsan gözü 400 nm. ile 700 nm. arasında dalga boylarını algılayabilir. Kızılötesi ışınlar **e**lektromanyetik spektrumda görünür ışığa göre biraz daha uzun dalga boyuna sahip ve daha düşük enerjili bölümü oluştururlar. Bu ışınların enerjileri elektronların enerjilerini değiştirmek için çok küçüktür. Bunun yerine moleküllerin titreşim durumlarını değiştirme eğilimindedirler. Moleküller kızılötesi ışınları emdiklerinde atomları daha hızlı hareket eder ve böylece moleküllerin sıcaklıkları artar. Radyo dalgaları spektrumda en uzun dalga boyları sahiptirler. Elektromanyetik spektrumun bu bölümünü radyo haberleşmesinde, televizyonda ve radarda kullanılır. Radyo dalgaları elektromanyetik spektrumun geniş bir bölümünü kapsar. Genelde radyo dalgaları uhf, vhf, televizyon, radar, mikrodalga, milimetre dalga gibi alt bölümlere ayrılarak isimlendirilirler. (Devlet Meteo. İşl., 2010)

3.2.3. Güneş ışığı ve ozon tabakası

Ozonosfer (Ozon Tabakası), ozon gazından oluşan ve atmosferin yukarı seviyelerinde yer yüzeyinden 10-50 km yüksekte bulunan bir tabakadır. Ozon (O_3) üç adet oksijen atomundan oluşan şeffaf bir gazdır. Bu tabakanın temel rolü Morötesi ışınları olarak adlandırılan güneşin zararlı ışınlarına karşı bizleri korumaktır. Ozon tabakası yeryüzüne ulaşan bu zararlı ışınlara karşı korumak için bir filtre gibi davranır. Kloroflorokarbonlar (CFCs), hidrokloroflorokarbonlar (HCFCs) ve hidroflorokarbonlar (HFCs) gibi akışkanların ozon tabakasını tahrip edici özelliği vardır. Son on yılda yapılan araştırmalara göre kloroflorokarbonlardan serbest kalan klor stratosfere geçerek ozon moleküllerini tahrip ettiği belirtilmiştir (Jung ve Radermacher, 1991).

Ozonu tahrip eden başlıca kimyasal bileşikler kloroflorokarbonlar (CFC_2), karbon tetraklorür, metil kloroform, metan ve azot oksit gibi sanayide bolca kullanılan maddelerdir Bu maddeler Çizelge 3.2.' de gösterilmiştir. Bunların kullanım yerleri, toplam içindeki payı ve atmosfer içindeki ömürleri aşağıdaki tabloda verilmiştir.

Çizelge 3.2. Ozonu yok eden başlıca kimyasal bileşikler.(Devlet Meteo. İşl., 2010)

İsmi	Formülü	Kullanım Yeri	Yüzde (%) Payı	Ömrü (Yıl)
Halon-1301	$CBrF_3$	Yangın Söndürücüler	4	110
Metil kloroform	CH_3CCl3_3	Solventler	5	8
Karbon tetraklorür	CCl_4	Solventler	8	67
CFC-113	$C_2Cl_3F_3$	Solventler	12	90
CFC-11	CCl_3F	Aerosoller, Köpükler, Soğutucular	26	74
CFC-12	CCl_2F_2	Aerosoller, Köpükler, Soğutucular, Klimalar	45	111

Aşağıda CFC grubunda yer alan R-12 soğutucu akışkanının ozon tabakasını tahribinin kimyasal mekanizması açıklanmıştır. Yukarı stratosfere ulaşan R-12 gazı güneşten gelen dalga boyları 380-60 nm arasında olan morötesi ışınları tarafından parçalanarak klor atomunun ortaya çıkmasına neden olur.

$$CCl_2F_2 + UV \rightarrow CClF_2 + Cl \tag{3.8}$$

Daha sonra morötesi ışınları ile reaksiyona giren R-12 akışkanından ayrışan (*Cl*) atomu, ortamda bulunan ozon molekülü ile reaksiyona girer. Bu reaksiyon sonucunda ortaya klormonoksit (*ClO*) ve oksijen molekülü O_2 çıkar ve sonuçta ozon parçalanmış olur.

$$Cl + O_3 \rightarrow ClO + O_2 \tag{3.9}$$

$$ClO + O \rightarrow Cl + O_2 \tag{3.10}$$

Klormonoksit (*ClO*) serbest halde bulunan oksijen atomu (*O*) ile reaksiyona girerek klor (*Cl*) atomun tekrar serbest hale geçmesine neden olur ve bu işlem sürekli tekrarlanır (Onat ve ark.,2004).

Ozon tabakasının incelmesi, daha fazla UV ışınımının yer yüzeyine ulaşması anlamına gelmektedir. Bütün teorik ve deneysel çalışmalar göstermektedir ki, CFCs ve halonlar'ın atmosfere salınması, özellikle ilkbahar döneminde ozon tabakasının daha

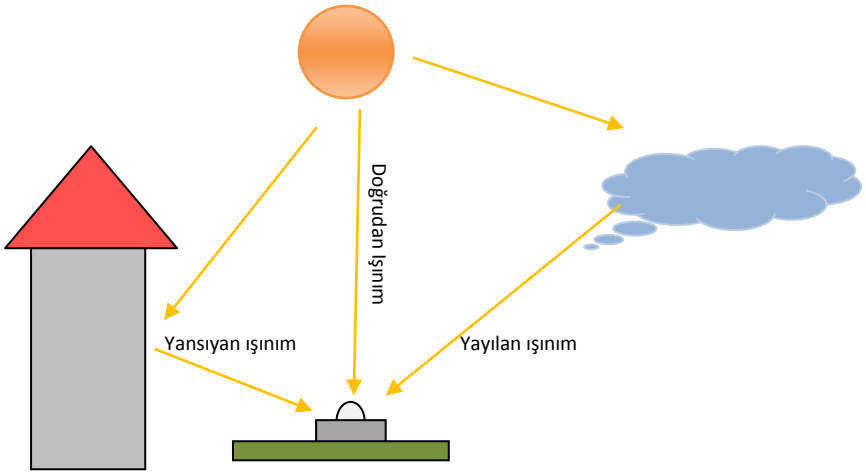
fazla yok olmasına ve Antartika ozon deliğinin daha belirgin olarak ortaya çıkmasına neden olmaktadır (Devlet Meteo. İşl., 2010).

Dünya Meteoroloji Teşkilatı (World Meteorological Organization-WMO), zaman içerisinde ozon tabakasının yok olması ile ilgili açıklama ve tartışmalarda lider bir rol üstlenmiştir. Ozon tabakasındaki tahribatın önlenmesi için tedbirler alınmasına yönelik gereken çalışmaları gündeme getirmek amacıyla, ilk defa 1975 yılında hükümetler arası ozon tabakası genel değerlendirme raporu yayınlanmıştır. O zamandan beri Dünya Meteoroloji Teşkilatı yedi büyük ozon değerlendirme çalışmasının hazırlıklarını organize etmiştir. En son yapılan değerlendirme çalışması 2002'de yayınlanmıştır. Bu değerlendirme çalışmalarına dayalı olarak, dünya ülkeleri 1985'te "Ozon Tabakasının Korunmasına İlişkin Viyana Sözleşmesi"ni ve 1987'de de "Ozon Tabakasının Korunmasına Dair Montreal Protokolü"nü imzalamışlardır. Bütün bu sözleşme ve protokoller, Birleşmiş Milletler şemsiyesi altında küresel çevre sorunlarının çözümüne yönelik yapılan çalışmaların başlangıcını oluşturmuştur (Devlet Meteo. İşl., 2010). 1987'de Ozon Tabakasını İncelten Maddeler İlişkin Montreal Protokolü kabul edilmiştir. 1985 yılında Antartika üzerindeki ozon deliğinin tespit edilmesi ile hükümetler, birçok CFC'nin üretimini ve tüketimini azaltacak katı önlemlere ihtiyaç olduğu yargısına varmışlardır (Merlin, 2002). 2015 yılına kadar tüm HCFC'ler mevcut sistemlerin servis ve bakımı için yasaklanacaktır.

3.2.4. Güneş ışınımı ve ölçülmesi

Güneş ışınımı güneşten elektromanyetik dalgalar halinde yayılan ışınımdır. Bu ışınımın, atmosferde soğurulma, dağılma ve yansıma gibi işlemlere maruz kalır. Güneşten, paralel ışınlar halinde yere ulaşan ışınıma doğrudan (direkt) ışınım, güneşten atmosfere girmiş olan güneş ışınımının bulutlar, kuru hava ve toz molekülleri tarafından çeşitli şekilde yansıtılıp dağıtıldıktan sonra tekrar yansıma sonucu yeryüzüne dönen kısmına yayılan (difüz) ışınım, çevredeki cisimlere çarparak cisimlerden yansıyan kısmına (reflected) ışınım denir. Bu ışınımların toplamına toplam ışınım veya global ışınım denir. Güneşten gelen ışınımın büyük bir kısmını direkt ışınım oluşturur. Daha az bir kısmını yayılan (difüz) ışınım ve yansıyan (reflected) ışınım oluşturur. Hava durumuna veya çevresel etkilere bağlı olarak yayılan (difüz) ışınım miktarı değişiklik gösterir. Bulutlu havalarda, karlı ortamlarda veya çevrede yansıtıcı bir cismin

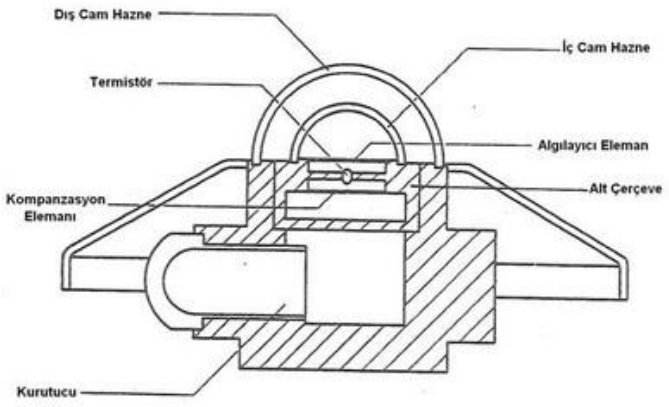
bulunmasına bağlı olarak yayılan (difüz) ışınım miktarı artar. Şekil 3.9' da doğrudan, yansıyan ve yayılan ışınımlar görülmektedir.



.

Şekil 3.9. Doğrudan, yansıyan ve yayılan ışınımlar

Global güneş ışınımını anlık olarak piranometre adı verilen cihazla ölçülür. Bu cihaz ölçüm yapılan yerde metrekareye düşen güneş global ışınım değerini watt olarak ölçer. Cihazın kesit resmi Şekil 3.10' da görülmektedir. Cihazın temel elemanlarını dış cam hazne, iç cam hazne, siyah kaplama (algılayıcı eleman) ve termik sensör (termistör) oluşturmaktadır. Cihaz 180^{o} açıda üzerine düşen tüm ışınımları alabilir (Devlet Meteo. İşl., 2010).



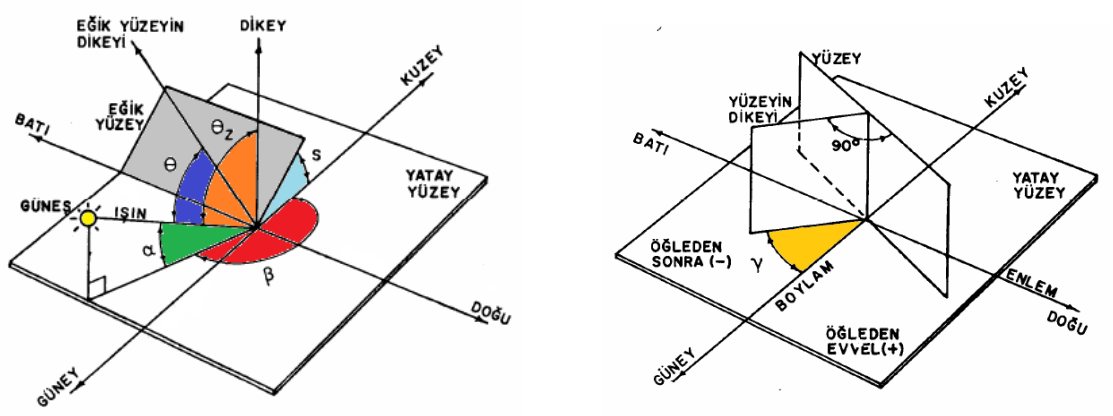
Şekil 3.10. Piranometre kesit resmi (Devlet Meteo. İşl., 2010)

Piranometrenin çalışma prensibi şöyledir: Termistör üzerindeki siyah kaplama tarafından güneş ışınımını absorbe edilir. Bu ışınım ısıya dönüşür. Meydana gelen ısı

piranometre içindeki termistöre geçer. Termistör cihaz üzerine düşen güneş ışınımı ile orantılı gerilim sinyali üretir. Bu gerilim neticesinde oluşan elektrik sinyalleri dönüştürücü bir cihazla okunur hale getirilir. Bu şekilde ölçüm yapılan yerde metrekareye düşen global ışınım ölçülmüş olur. Piranometrenin yerleştirildiği yüzeye göre yatay yüzeye veya eğik yüzeye gelen ışınım miktarını ölçmek mümkündür. Türkiye' de Devlet Meteoroloji İşleri tarafından pek çok istasyonda güneş ışınımı ölçümleri yapılmaktadır. Bu istasyonlarda piranometre ile global ışınım ölçülürken aynı zamanda farklı cihazlarla direkt ve yayılan ışınımlarda ölçülmektedir.

3.2.5. Güneş geometrisi

Dünyamız güneşi etrafında dönmesine rağmen, dünyanın kendi ekseni etrafında dönmesi bizim güneşin gün boyu dünya etrafında dönüyormuş gibi algılamamıza neden olur. Bu algı güneşle ilgili yapılan çalışmalar açısından herhangi bir yanlışlığa sebep olmadığından kabul edilebilir bir durumdur. Dünya üzerinde herhangi bir noktaya göre gökyüzünde güneş yıl boyunca her an farklı bir konumdadır. Aynı konuma tekrar ancak bir yıl sonra gelir. Buna bağlı olarak insanlar güneşin dünyada herhangi bir noktaya göre gökyüzündeki konumunu belirlemek ve buna bağlı hesaplamalar yapabilmek amacıyla güneşin konumunu çeşitli açılarla belirlemeye çalışmışlardır. Bu açılar Şekil 3.11 ve Şekil 3.12' de görülmektedir. Bu açılar yardımıyla geliştirilen trigonometrik bağıntılarla dünyada belirli bir noktaya göre yılın her hangi bir anında güneşin bulunduğu konum belirlenebilir. Bu açılar şu şekilde açıklanabilir:



Şekil 3.11. Yükseklik (α), azimut açısı (β), zenit (θ_z), geliş (θ), yüzey azimut açısı (**γ**) ve eğim (s) açılarının görünümü

Yükseklik açısı (α): Güneş ışınımı ile yatay yüzey arasındaki açıdır.

Güneş azimut açısı (β): Güneş ışınlarının kuzeye göre, saat dönüş yönünde sapmasını gösteren açıdır.

Zenit açısı (θ_z): Yatay yüzeyin normali ile güneş ışınları arasında oluşan açıdır.

Geliş açısı (θ): Eğik yüzeyin dikeyi ile ışın arasındaki açıdır.

Eğim açısı (S): Yatay yüzey ile eğik yüzey arasında kalan açıdır.

Yüzey azimut açısı (γ): yüzeyin dikeyinin, yerel boylama göre, sapmasını gösteren açıdır. -180º ile 180º arasında değişebilir. Güneye bakan yüzey için sıfır olur. Doğuya yönelen yüzeyde artı, batıya yönelen yüzeyde ise eksi değer alır.

Enlem açısı (Φ): Ekvator düzlemi ile yerden dünyanın merkezine olan radyal çizgi arasındaki açıdır. Enlem kuzey yarım küre için artı değerli olup -90º ile 90º arasında değişir.

Saat açısı (w): Zamanın açısal ölçüsüdür ve bir saat 15º boylama eşittir. Öğleden evvel açı artı ve öğleden sonra eksi değer alır. Örneğin saat 10.00 için açı +30º ve saat 15.00 için - 45º olur.

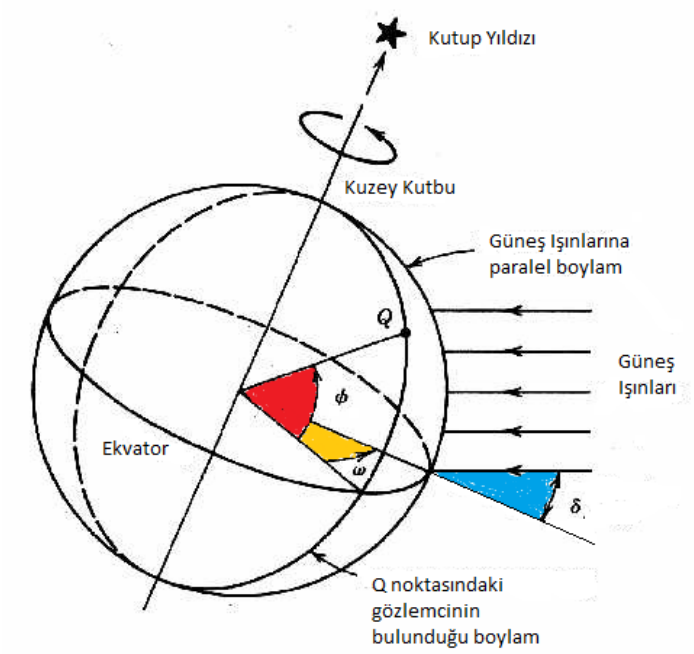
Deklinasyon açısı (δ): Dünya-güneş doğrultusunun yerin ekvator düzlemi yaptığı açıdır.. Deklinasyon açısı – 23.45º (21 Aralık kış gündönümünde) ile + 23.45º (21 Haziran yaz gündönümünde) arasında değişir. İlkbahar ekinoksunda (21 Mart) ve sonbahar ekinoksunda (21 Eylül) deklinasyon açısı sıfır olur. Ocak 1 'den itibaren gün sayısı n olmak üzere; Bu açı

$$\delta = 23.45 \sin [360.(284 + n) / 365)] \quad (3.11)$$

ampirik Cooper formülü ile bulunabilir (Kıncay, 2010).

Güneş kış ve yaz aylarında farklı noktalardan doğar, farklı yükseklik açılarına kadar yükselir ve batar. 21 Aralık'ta öğlen saatindeki yükseklik açısı en düşük seviyesine düşer. O gün güneş en kısa yörüngesinde hareket eder. Bu gün yılın en kısa günüdür ve kış gün dönümü olarak isimlendirilir. 21 Mart ve 21 Eylül günleri gece ve gündüzün eşit olduğu ekinoks adı verilen günlerdir. Pusulalarla tespit ettiğimiz doğu ve batı yönleri gerçekte bu günlerde güneşin doğduğu ve battığı noktaları gösterir. 21 Haziran günü yılın en uzun günüdür. Bu günde güneş en uzun yörüngede hareket eder. O gün güneşin öğlen saatindeki yükseklik açısı en büyük seviyesine çıkar ve yaz gün dönümü olarak isimlendirilir. Konya için güneş takip sisteminde kolektör eğim açısının

en yüksek ve en düşük değerini belirlemek amacıyla yükseklik açısı değerleri hesaplanmıştır.



Şekil 3.12. Deklinasyon (δ), enlem (Φ) ve saat (w) açılarının görünümü

Konya ili için enlem açısı (Φ):38^{o}'dir.

Öğlen vaktinde saat açısı(w):0^{o}'dir.

21 Mart yılın 80. günüdür ve deklinasyon açısı (δ): 0^{o} olarak bulunur.

21 Eylül yılın 254. günüdür ve deklinasyon açısı (δ): 0^{o} olarak bulunur.

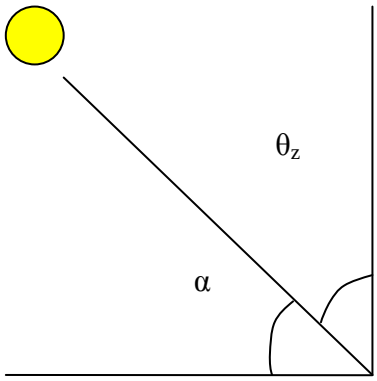
21 Haziran yılın 172. günüdür ve deklinasyon açısı (δ): 23.45^{o} olarak bulunur.

21 Aralık yılın 355. günüdür ve deklinasyon açısı (δ):- 23.45^{o} olarak bulunur.

Zenit açısı (θ_z), enlem açısı (Φ), saat açısı(w) ve deklinasyon açısı (δ) arasında aşağıdaki trigonometrik bağıntı vardır.

$$\cos\theta_Z = \sin\Phi \sin\delta + \cos\delta \cos\Phi \cos w \qquad (3.12)$$

Şekil 3.13' de görüldüğü gibi zenit açısı (θz) ile yükseklik açısı (α)' nın toplamı 90^{o}'dir.



Şekil 3.13. Zenit açısı (θ_z) ile yükseklik açısı (α)' nın toplamı

Elde edilen veriler formüllere uygulandığında Şekil 3.13' de görüldüğü gibi Konya ili yılın ekinoks günlerinde (21 Mart-21 Eylül) yükseklik açısı(α) 52^o, en uzun gününde (21 Haziran) 75.37^o ve en kısa gününde (21Aralık) 28.72 olarak bulunur. Hesaplanan bu değerlere göre deney sisteminde kolektör eğim açısının 15 ile 62 derece arasında değişimini sağlayan bir mekanizma kullanılmıştır.

Güneş kolektörleri ile güneş ışığı arasındaki açının dik olduğu pozisyon enerjisinden en çok faydalanıldığı durumdur. Güneş enerjisi sistemlerinden en çok faydayı sağlayabilmek için kolektörlerin eğiminin güneş ışığını daima dik veya dike yakın şekilde konumlandırılması gerekir. Bunu sağlamanın en iyi yolu sisteme güneş takibi uygulamaktır. Bunun yapılamadığı sabit kolektör sistemlerinde kolektörler sistemin yaz, kış ve yıllık uygulamaları için azimut açısı 180^o olacak şekilde güneye tam döndürülür ve uygun kolektör eğim açısında sabitlenir.

Duffie ve Beckmann (1980) , S kolektör eğim açısı, Φ enlem açısı olmak üzere

Sistem yıl boyunca kullanılacaksa S=Φ

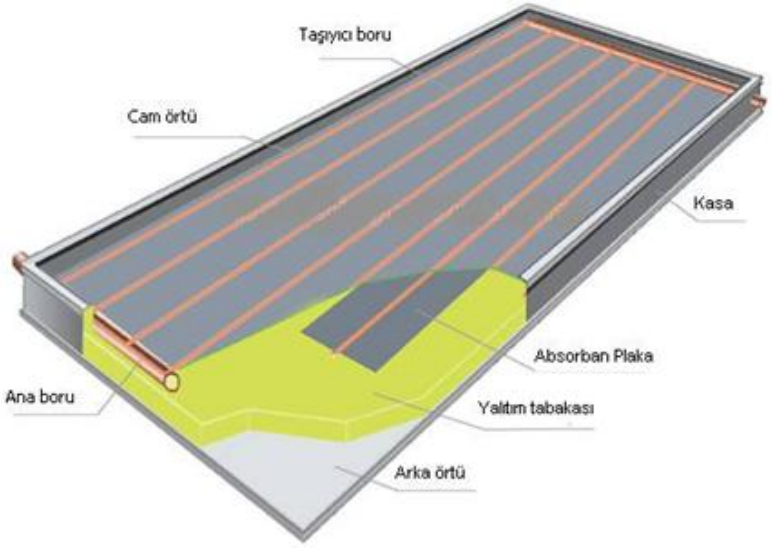
Sistem yaz aylarında kullanılacaksa S=Φ-15

Sistem kış aylarında kullanılacaksa S=Φ+15 alınabileceğini ifade etmiştir.

3.2.6. Güneş kolektörü çeşitleri

3.2.6.1. Düzlemsel Güneş Kolektörleri

Düzlemsel güneş kolektörleri, güneş enerjisinin toplandığı ve herhangi bir akışkana aktarıldığı çeşitli tür ve biçimlerdeki aygıtlardır. Düzlemsel güneş kolektörleri, üstten alta doğru, camdan yapılan üst örtü, cam ile absorban plaka arasında yeterince boşluk, kolektörün en önemli parçası olan absorban plaka, arka ve yan yalıtım ve yukarıdaki bölümleri içine alan bir kasadan oluşmuştur.



Şekil 3.14. Düzlem yüzeyli kolektör kesit resmi

Üst örtü: Kolektörlerin üstten olan ısı kayıplarını en aza indirgeyen ve güneş ışınlarının geçişini engellemeyen bir maddeden yapılmıştır. Cam, güneş ışınlarını geçirmesi ve ayrıca absorban plakadan yayınlanan uzun dalga boylu ışınları geri yansıtması nedeni ile örtü maddesi olarak son derece uygun bir maddedir. Bilinen pencere camının geçirme katsayısı 0.88'dir. Son zamanlarda özel olarak üretilen düşük demir oksitli camlarda bu değer 0.95 seviyesine ulaşmıştır. Bu tür cam kullanılması verimi % 5 mertebesinde artırmaktadır.

Absorban Plaka: Absorban plaka kolektörün en önemli bölümüdür. Güneş ışınları, absorban plaka tarafından yutularak ısıya dönüştürülür ve sistemde dolaşan sıvıya aktarılır. Absorban plaka tabanda ve üstte birer manifold ile bunların arasına

yerleştirilmiş akışkan boruları ve yutucu plakadan oluşur. Yutucu plaka ışınları yutması için koyu bir renge genellikle siyaha boyanmıştır. Kullanılan boyanın yutma katsayısının (absorptivite) yüksek uzun dalga boylu ışınımı yayma katsayısının (emissivite) düşük olması gerekmektedir. Bu nedenle de bu özelliklere sahip seçici yüzeyler kullanılır. Mat siyah boyanın yutuculuğu 0.95 gibi yüksek bir rakam iken yayıcılığı da 0.92 gibi istenmeyen bir değerdedir. Yapılan seçici yüzeylerde yayma katsayısı 0.1'in altına inmiştir. Seçici yüzey kullanılması halinde kollektör verimi ortalama % 5 artar. Absorban plaka, borular ile sıkı temas halindedir. Alüminyumda olduğu gibi, akışkan borularının kanatlarla bir bütün teşkil etmesi en iyi durumdur. Bakır ve sacda bu mümkün olmadığı için akışkan boruları ile plakanın birbirine temas problemi ortaya çıkar. Bu problem ya tamamen ya da belli aralıklarla lehim veya kaynak yapmakla çözülür.

Isı Yalıtım: Kolektörün arkadan olan ısı kayıplarını en aza indirmek için absorban plaka ile kasa arası uygun bir yalıtım maddesi ile yalıtılır. Absorban plaka sıcaklığı, kolektörün boş kalması durumunda 150°C' a kadar ısınması nedeniyle kullanılacak olan yalıtım malzemesinin yüksek sıcaklığa dayanıklı olması gerekir. Isı iletim katsayıları düşük ve soğuk yalıtım malzemesi olarak bilinen poliüretan kökenli yalıtım malzemeleri tek başına kullanılmaz. Bu tür yalıtım malzemeleri, absorban plakaya bakan tarafı sıcak yalıtım malzemesi ile takviye edilerek kullanılır.

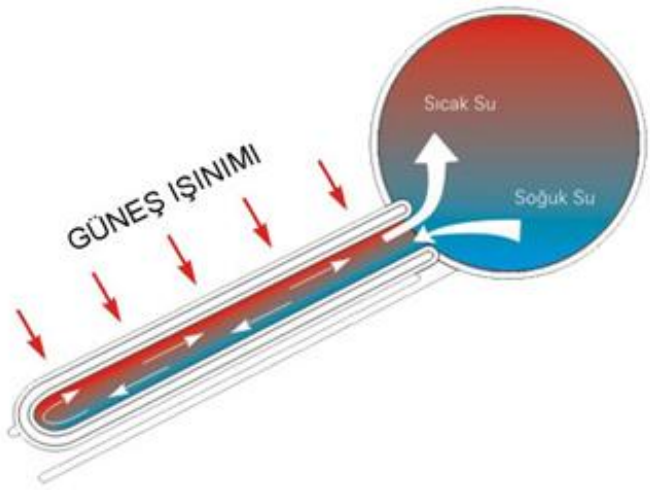
Kolektör Kasası: Kasa, yalıtkanın ıslanmasını önleyecek biçimde yapılır. Özellikle kolektör giriş ve çıkışlarında kasanın tam sızdırmazlığı sağlar. Kasanın her yanı 100 kg/m^2 (981 Pa=N/m^2) basınca dayanıklı olmalıdır (TSE-3680). Sıvılı kolektörlerde sızdırmazlığın yüzde yüz sağlanamadığı durumlarda camda yoğunlaşan su buharını dışarıya atmak amacıyla kasanın iki yan kenarına tam karşılıklı ikişer adet 2-3 mm çapında delik açılır.

3.2.6.2. Vakum tüplü güneş kolektörleri

Vakum tüp, iç içe geçmiş iki cam tüpün üst kısımlarından birbirlerine kaynatılması ve büyük tüpün alt kısmının kapatılması ile oluşur. İki tüp arasındaki hava büyük tüpün alt kısmından emilerek dışarı atılır ve sızdırmazlığı sağlanır. İç içe geçmiş bu iki tüpün arasındaki vakum oluşturulur. İki tüp arasındaki vakumu muhafaza etmek için baryumdan yararlanılır. Vakum tüp kolektörlerin uç kısmı baryum tabakası ile kaplanır. Bu tabaka vakum tüpün durumu net bir şekilde gösterir. Eğer iki tüp

arasındaki vakum kaybolmuşsa baryum tabakası gümüş beyaz renge döner. Bu şekilde tüpün iyi durumda olup olmadığı kontrol edilir.

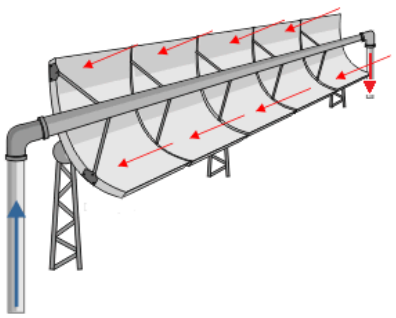
Bu tüpler oldukça sağlam bir yapıya sahiptir. Yüksek kalitede borosilikatlı camdan (borcam) imal edilir. İçteki tüpün dış yüzeyi özel bir seçici yüzeyle kaplanmıştır. Seçici yüzey kaplaması olarak kullanılan Alüminyum-Azot/ Alüminyum (AL/N/AL) %93 yutma (α) ve %8 yayma (ε) özelliğine sahiptir. Vakum tüpler, güneş ışınımını yutma oranının (absorption, α) büyük olması ve yayma (emission, ε) düşük olması nedeniyle çok verimlidir ve en ileri teknolojidir. Kolektörlerde en önemli sorun olan güneş ışınımının geri neşredilmesi vakum tüpler sayesinde minimuma indirgenmiştir. Vakum tüplü kolektörler güneş ışığını günün her saatinde dik olarak alırlar ve çok verimlidirler. Vakum tüplü kolektörler, güneş ışınımını çok yüksek verimle ısı enerjisine dönüştürür ve depo ederler. Depolanan ısı, vakum tüpün özelliği sayesinde sistem dışına çıkamaz. Tüplerin bir birinden bağımız oluşundan dolayı farklı sayıda vakum tüplü güneş enerji sistemi oluşturabilir (Öz ve ark., 2007). Şekil 3.15' de vakum tüplü kolektör sistemi ile sıcak su elde ediliş yöntemi görülmektedir. Vakum tüplü kolektörlerde her bir tüp için kolektör alanı iç kısmındaki siyah borunun dairesel çevresi ile boru uzunluğunun çarpımıyla bulunur. Ölçüleri 47mm x 1500mm olan vakum tüpünün kolektör alanı 0.22 m^2'dir



Şekil 3.15. Vakum tüplü kolektör sisteminin çalışması

3.2.6.3. Konsantre güneş kolektörleri

Parabolik Oluk Kolektörler: Doğrusal yoğunlaştırıcı termal sistemlerin en yaygınıdır. Kolektörler, kesiti parabolik olan yoğunlaştırıcı dizilerden oluşur. Kolektörün iç kısmındaki yansıtıcı yüzeyler, güneş enerjisini, kolektörün odağında yer alan ve boydan boya uzanan siyah bir absorban boruya odaklarlar. Kolektörler genellikle, güneşin doğudan batıya hareketini izleyen tek eksenli bir izleme sistemi üzerine yerleştirilirler. Enerjiyi toplamak için absorban boruda bir sıvı dolaştırılır. Toplanan ısı, kullanılacak sisteme gönderilir. Bu kolektörler yoğunlaştırma yaptıkları için kolektör içerisinden geçen akışkan sıcaklıkları 350°C-400°C sıcak seviyelerine ulaşabilmektedir.



Şekil 3.16. Parabolik oluk kolektör

3.2.7. Kolektör veriminin hesaplanması

Kolektör üzerine gelen güneş ışınımının bir kısmı saydam örtüde yansır, bir kısmı yine saydam örtüde yutulur ve geri kalan kısmı yutucu yüzeye ulaşır. Yutucu plakaya gelen enerjinin, bir kısmı ısı taşıyıcı akışkana geçerken bir kısmı yutucu plakada depolanır, geri kalan kısmı ışınım, taşınım ve iletimle çevreye gider.

3.2.7.1. Kolektör verimi

Kolektörlerde ısı taşıyıcı akışkanda toplanan güneş enerjisinin, kolektöre gelen güneş enerjisine oranına kolektör verimi denir. Kolektör giriş suyu sıcaklığı arttıkça verim düşme eğiliminde olacağından genel bir verim yerine anlık verim değerleri vardır. Kolektör verimi ısı taşıyıcı akışkanın giriş, çıkış sıcaklıkları ve debi değerlerinin sağlıklı ölçülebildiği durumlarda ve en önemlisi çevre sıcaklığının sabit olduğu durumlarda

$$\eta_c = (\quad .C_p .(T_{çık}-T_{gir}))_{kol} / A*I \qquad (3.13)$$

denklemiyle hesaplanır. Fakat verim eğrisi oluşturulurken çevre sıcaklığı da değişeceğinden verim bağıntısında $T_ç$ çevre sıcaklığı da değişken parametre olarak bulunmalıdır. Buna bağlı olarak verim,

*A*I* kolektöre gelen toplam güneş enerjisi, Q_{gir} kolektörlerden elde edilen ısı ve Q_{kay} kayıp ısı olmak üzere;

$$\eta_c = Q_{gir} / A.I \qquad (3.14)$$

$$\eta_c = (A*I *F_R(\tau.\alpha) - Q_{kay}) / A.I \qquad (3.15)$$

$$\eta_c = F_R (\tau.\alpha) - (Q_{kay} / A.I) \qquad (3.16)$$

$$\eta_c = F_R (\tau.\alpha) - (F_R U_L.A.(T_{gir} - T_ç)) / A.I \qquad (3.17)$$

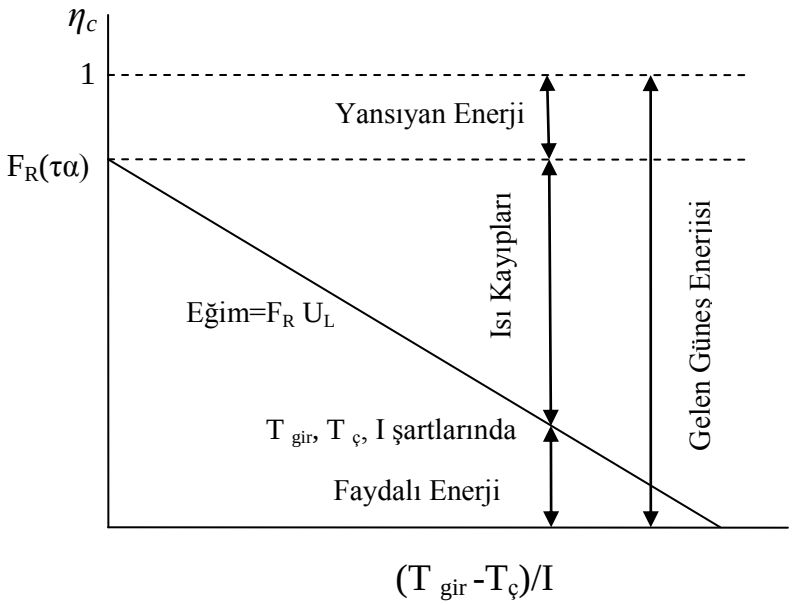
$$\eta_c = F_R (\tau.\alpha) – F_R U_L.(T_{gir} - T_ç) / I \qquad (3.18)$$

ifadesiyle hesaplanır (Hottel-Whillier-Bliss denklemi). Bu ifadede, F_R kolektör ısı kazanç faktörü, (τ.α) yutma–geçirme katsayısı, U_L kolektör toplam ısı kayıp katsayısı, T_{gir} suyun kolektöre giriş sıcaklığı, $T_ç$ çevre sıcaklığı olarak tarif edilmiştir. Kolektör veriminin eğrisi değişen şartlara bağlı olarak Şekil 3.17' de görülmektedir (Pridasawas, 2006).

F_R (τ.α) ve F_R U_L değerleri kolektör tipine, kolektör örtüsüne ve yutucu yüzey cinsine bağlı olarak farklı değerlerdedir. Bu değerler Çizelge 3.3' de değişik kolektör tiplerine göre görülmektedir.

Çizelge 3.3 Farklı kolektör tipine göre F_R (τ.α) ve F_R U_L değerleri (Pridasawas, 2006)

Kolektör tipi	F_R (τ.α)	F_R U_L(W/m^2K)
Düzlem yüzey, seçici yüzey, tek camlı kolektör	0.8	5.0
Düzlem yüzey, seçici yüzey, çift camlı kolektör	0.8	3.5
Vakum tüp kolektör	0.8	1.0-2.0 arası
Parabolik oluklu konsantre kolektör	0.7	2.5

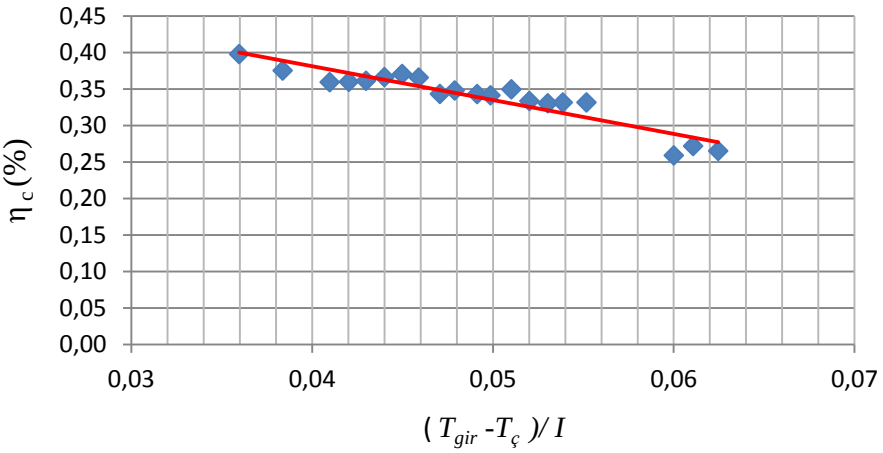


Şekil 3.17. Kolektör verim eğrisi (Pridasawas, 2006)

3.2.7.2. Deneyde kullanılan kolektörlerinin veriminin hesaplanması

Yapılan tüm deney verilerinin ortalama değerlerinden yararlanarak kullanılan kolektörler için Hottel-Whillier-Bliss denklemi ile verim eğrisi çizilmiştir. Verim eğrisi Şekil 3.18'de gösterilmiştir. Kolektörler için F_R (τ.α) değeri 0.566, (eğim) F_R U_L(W/m^{2}K) 4.673 değeri olarak bulunmuştur.

Tüm deneylerde güneş ışınımı I=785-1118 W/m^2, kolektör giriş sıcaklığı T_{gir}=65-91 ^{o}C, çevre sıcaklığı $T_ç$=24-35 ^{o}C aralığında değişmiştir. Deneylerde % 26-40 arasında kolektör verimi (η_c) elde edilmiştir.



Şekil 3.18. Deneylerde kullanılan kolektörlerin verim eğrisi

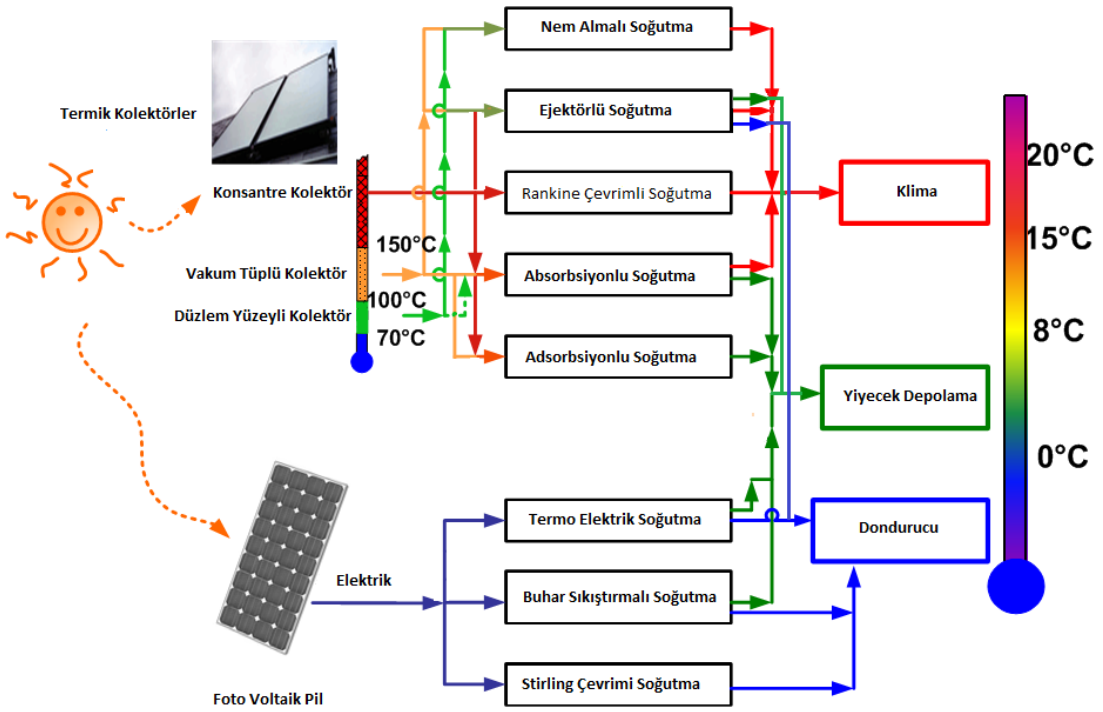
3.3 Güneş Enerjisi Kaynaklı Soğutma Sistemleri

Güneş enerjisi kaynaklı soğutma uygulamaları farklı yöntemlerle ve amaçlarla yapılmaktadır. Sistemlerde güneş enerjisinden faydalanma termik kolektörler ve foto voltaik piller olmak üzere iki temel yöntemle gerçekleştirilmektedir.

Termik kolektörler düzlem yüzeyli, vakum tüplü ve konsantre kolektörlerden oluşmaktadır. Bu kolektörlerin işleyişindeki temel esas kolektörün içerisinden akışkan dolaşması sağlanarak güneş ışınımının akışkanı ısıtılmasıdır. Soğutma sisteminin yapısına bağlı olarak kolektörlerden soğutucu akışkan, su veya yağ dolaştırılmaktadır. Kolektörden soğutucu akışkanın geçirildiği sistemlerde ısınan soğutucu akışkan doğrudan soğutma sistemine girmektedir (Huang ve ark., 1998). Bu şekilde soğutma sisteminin daha yüksek sıcaklıkta jeneratör sıcaklığında ve daha iyi verimle çalışması mümkün olmaktadır. Kolektörlerden suyun dolaşması durumunda oluşan su buharı ya doğrudan soğutma sistemine girmekte (Pollerberg ve ark., 2008; Nguyen ve ark., 2001; Meyer ve ark., 2009; Khattab ve Barakat, 2005) ya da pek çok uygulamada görüldüğü gibi soğutma sisteminin jeneratöründe bulunan ısı değiştiricisi ile ısısını soğutucu akışkana aktararak dolaylı ısıtma sağlamaktadır. Suyun kaynama noktasının yağa göre düşük olmasına bağlı olarak yüksek sıcaklık gerektiren soğutma sistemlerinde kolektörlerin içinden yağ geçirilmektedir (Al Khalidy, 1997). Farklı kolektör tiplerine göre kolektör içerisinden geçen akışkanın ulaşacağı sıcaklık seviyeleri de farklıdır. Düzlem yüzeyli kolektörlerde sistemlerin çalışabileceği sıcaklık 70^{o}C-100^{o}C arasındadır. Bu sıcaklık aralığında çalışabilecek soğutma sistemleri nem almalı, ejektörlü, rankine çevrimli ve absorbsiyonlu soğutma sistemleri olduğundan bu sistemlerde düzlem yüzeyli kolektörlerin kullanımı mümkündür. Vakum tüplü kolektörlerde sistemlerin çalışabileceği sıcaklık 150^{o}C seviyesine kadar çıkabilmektedir. Bu yüzden vakum tüplü kolektörler nem almalı, ejektörlü, rankine çevrimli ve absorbsiyonlu soğutma sistemlerine ilave olarak adsorbsiyonlu sistemlerde de kullanılabilmektedir. Konsantre güneş kolektörleri ile akışkan sıcaklığı 150^{o}C' nin üzerine çıkabilmektedir. Bu yüzden bu tip kolektörleri daha yüksek sıcaklıklarda çalışan rankine çevrimli, absorbsiyonlu, adsorbsiyonlu soğutma sistemlerinde kullanmak mümkündür.

Kolektör olarak foto voltaik pillerin kullanıldığı durumda soğutma sistemlerinde pillerden elde edilen elektrik enerjisi kullanılmaktadır. Bu sistemler termoelektrik, buhar sıkıştırmalı ve stirling soğutma sistemleridir.

Farklı soğutma sistemlerini elde edilen soğutma kapasitesine ve soğutma sıcaklığına bağlı olarak farklı amaçlarla kullanmak mümkündür. Nem almalı, ejektörlü, rankine çevrimli ve absorbsiyonlu soğutma sistemleri klima uygulamalarında, absorbsiyonlu, adsorbsiyonlu, termoelektrik ve buhar sıkıştırmalı soğutma yiyecek depolama uygulamalarında, termoelektrik buhar sıkıştırmalı ve stirling soğutma sistemlerini dondurucu uygulamalarında kullanılabilir. Güneş enerjisi kaynaklı soğutma uygulamaları toplu halde Şekil 3.19' da gösterilmiştir



Şekil 3.19. Güneş Enerjisi Kaynaklı Soğutma Uygulamaları (Prisadawas (2006)' dan adapte edilmiştir.)

3.3.1. Güneş enerjisi kaynaklı termal soğutma sistemleri

Termik soğutma sistemlerinde temel esas kolektörün içerisinden akışkan dolaşması sağlanarak güneş ışınımının bu akışkanı ısıtılmasıdır. Bu sistemlerde farklı ısı ihtiyaçlarına göre düzlem yüzeyli, vakum tüplü ve konsantre kolektörler kullanılır. Bu sistemler absorbsiyonlu, adsorbsiyonlu, nem almalı, , rankine çevrimli ve ejektörlü soğutma sistemlerinden oluşmaktadır. Termik soğutma sistemlerinin jeneratör sıcaklıkları, COP değerleri, bu sistemlerde kullanılan kolektör tipleri ve uygulama alanları Çizelge 3.4' de toplu olarak gösterilmiştir.

Çizelge 3.4. Güneş Enerjisi Kaynaklı Termal Soğutma Sistemleri (Pridasawas, 2006)

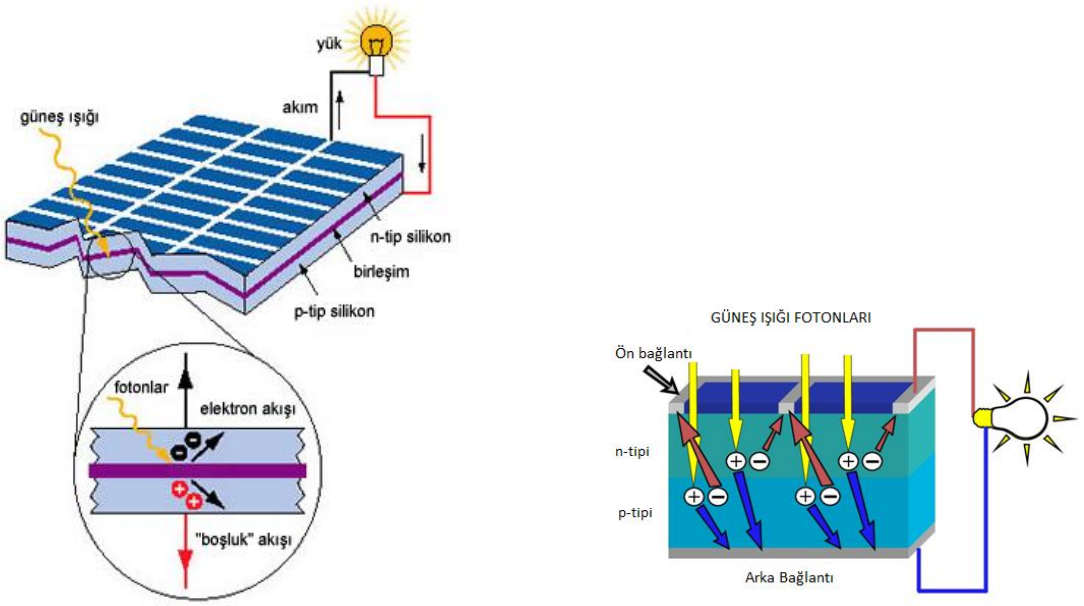
Soğutma Sistemi	T_g(°C)	COP	Kullanılan Kolektör	Uygulama Alanı
Absorbsiyonlu	80-190	0.6-0.8 (Tek kademeli)	K-VT-DY	Klima –Soğutma- Dondurma
Adsorbsiyonlu	80-300	0.3-0.8	K-VT	Soğutma
Nem Almalı	40-80	0.3-1.5	VT-DY	Klima
Rankine Çevrimli	>120	0.3-0.5	K	Klima
Ejektörlü	80-150	0.3-0.8	K-VT-DY	Klima –Soğutma- Dondurma

K: Konsantre kolektör-VT: Vakum Tüplü Kolektör-DY: Düzlem Yüzeyli Kolektör

3.2.2. Güneş enerjisi kaynaklı elektrikli soğutma sistemleri

Güneş enerjisi kaynaklı elektrikli soğutma sistemleri temel olarak fotovoltaik paneller (güneş pilleri) içerirler. Günümüz elektronik ürünlerinde kullanılan güneş pilleri yarı-iletken maddelerden yapılırlar. Yarı iletkenler elektrik iletkenliği bakımından, iletken ile yalıtkan arasında kalan maddelerdir. Normal durumda yalıtkan olan bu maddeler ısı, ışık, manyetik etki veya elektriksel gerilim gibi dış etkiler uygulandığında bir miktar değerlik elektronlarını serbest hale geçirerek iletken duruma gelirler. Uygulanan bu dış etki veya etkiler ortadan kaldırıldığında ise yalıtkan duruma geri dönerler. Yarı-iletken özellik gösteren birçok madde arasında güneş pili yapmak için en elverişli olanlar, silisyum germanyum gibi maddelerdir. Silisyum ve germanyum devre elemanı üretiminde saf olarak kullanılmaz. Bu maddelere katkı katılarak değerlik bandı enerji seviyesi yukarıya veya iletkenlik bandı enerji seviyesi aşağıya çekilir. Değerlik bandının yukarı çekildiği yarı iletkenlere P tipi yarı iletken, iletkenlik bandının aşağıya çekildiği yarı iletkenlere ise N tipi yarı iletken denir. P tipi yarı iletkende yüklü boşluk derişimi, N tipi yarı iletkende ise elektron derişimi nispeten daha yüksektir. P ve N tipi katkılandırılmış malzemeler bir araya getirildiğinde yarıiletken eklemler oluşturulur. N tipi yarıiletkende elektronlar, P tipi yarıiletkende holler çoğunluk taşıyıcısıdır. P ve N tipi yarı iletkenler bir araya gelmeden önce, her iki madde de elektriksel bakımdan nötrdür. Yani P tipinde negatif enerji seviyeleri ile hol sayıları eşit, N tipinde pozitif enerji seviyeleri ile elektron sayıları eşittir. PN eklem oluştuğunda, N tipindeki çoğunluk taşıyıcısı olan elektronlar, P tipine doğru akım oluştururlar. Bu olay her iki tarafta da yük dengesi oluşana kadar devam eder. PN tipi maddenin ara yüzeyinde, yani eklem bölgesinde, P bölgesi tarafında negatif, N bölgesi tarafında

pozitif yük birikir. Bu eklem bölgesine "geçiş bölgesi" ya da "yükten arındırılmış bölge" denir. Bu bölgede oluşan elektrik alan "yapısal elektrik alan" olarak adlandırılır. Şekil 3.20' da fotovoltaik pillerle elektrik üretimi görülmektedir (Usta ve Kırmacı, 2002).



Şekil 3.20. Fotovoltaik panellerle elektrik üretimi

Fotovoltaik panellerin verimleri ve fiyatları üretildikleri malzemeye ve üretim metotlarına bağlı olarak değişiklik gösterirler. Silikondan üretilen panelleri piyasada çokça görmek mümkündür. Laboratuvarlarda geliştirilmiş yüksek verimli güneş panelleri olmakla birlikte, ticari olarak üretilen panellerin verimleri açık güneşli havalarda %15 seviyesine ulaşmaktadır (Kim ve Infante Ferreira, 2008).

Fotovoltaik pillerden elde edilen elektrik enerjisi ile soğutma yapılan sistemlerin COP değerleri ve uygulama alanları Çizelge 3.5' de toplu olarak gösterilmiştir.

Çizelge 3.5. Güneş Enerjisi Kaynaklı Elektrikli Soğutma Sistemleri (Pridasawas, 2006)

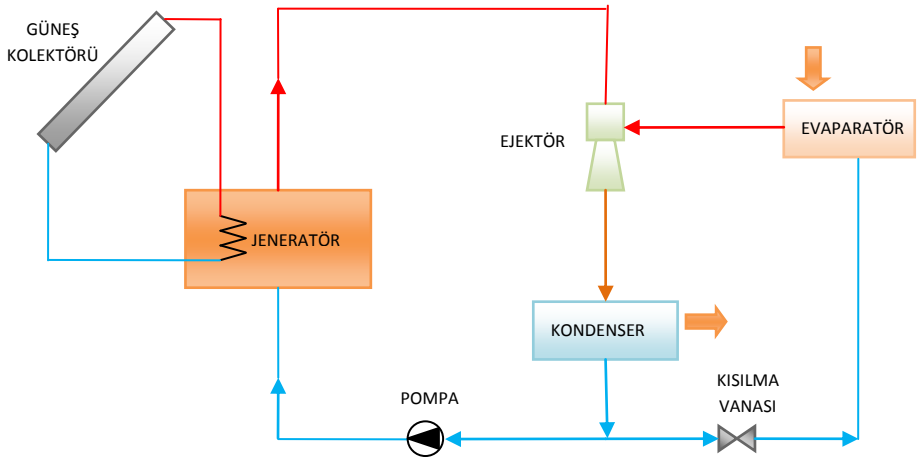
Soğutma Sistemi	COP	Kullanılan Kolektör	Kullanım Alanı
Buhar Sıkıştırmalı	3.5	Fotovoltaik pil	Soğutma- Dondurma
Termo Elektrik	0.5	Fotovoltaik pil	Soğutma- Dondurma
Stirling	3	Fotovoltaik pil	Dondurma

3.3.3. Güneş enerjisi kaynaklı ejektörlü soğutma sistemleri

Güneş enerjisi kaynaklı ejektörlü soğutma sistemleri ile ilgili pek çok araştırma yapılmıştır ve halen yapılmaktadır. Araştırmaların temel amacı buhar sıkıştırmalı soğutma sistemlerine göre verimleri daha düşük olan bu sistemlerin verimini artırmak ve sistem maliyetini düşürmektir. Bu amaçla yapılan araştırmaları tek kademeli, çok kademeli ve hibrit sistemler olarak sınıflandırmak mümkündür. Bütün bu sistemler araştırmacılar tarafından teorik hesaplamalarla, bilgisayar simülasyonuyla ve deneysel olarak incelenmiştir. Bu bölümde ejektörlü soğutma sistemleri ile ilgili yapılan çalışmaların ayırıcı özellikleri ve işleyişleri açıklanmıştır.

3.3.3.1. Tek kademeli ejektörlü soğutma sistemleri

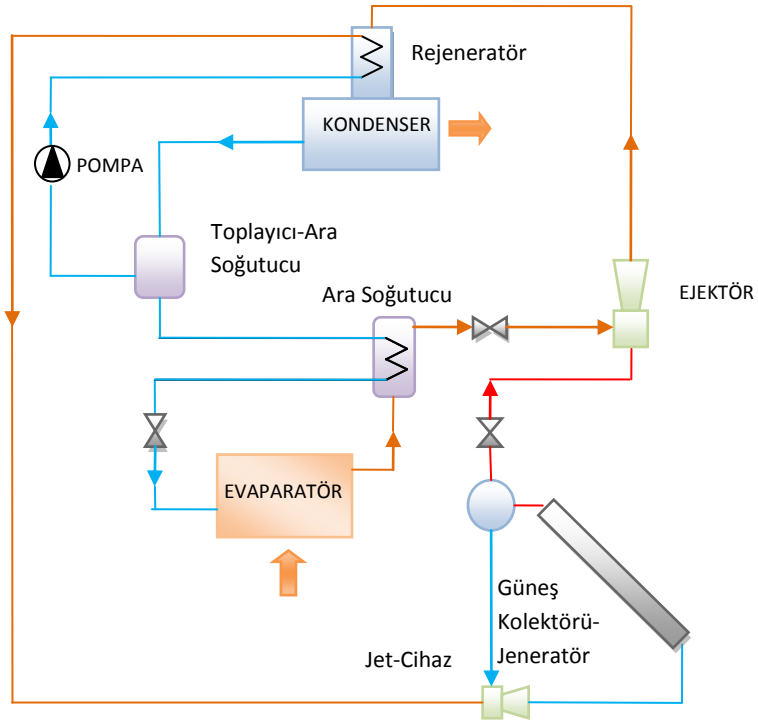
Güneş enerjisi kaynaklı ejektörlü soğutma sistemleri ile ilgili yapılan araştırmaların büyük bir kısmını tek kademeli sistemler oluşturmaktadır. Teorik hesaplamalara, bilgisayar simülasyonlarına ve deneysel çalışmalara bağlı olarak pek çok araştırma gurubu tarafından veriler ortaya konmuştur. Yapılan deneysel ve teorik araştırmalar arasındaki temel farklar sistem verimini artırmak amacıyla sisteme ön ısıtıcı ve ön soğutucular ilave edilmesi, farklı soğutucu akışkan kullanılması, ejektör geometrisinin değiştirilmesi, farklı kolektör tiplerinin kullanılması şeklinde özetlenebilir. Farklı çalışma şartlarında bulunan sistem verimleri de çeşitlilik göstermektedir. Yapılan araştırmaların genelinde sistemin çalışma mantığı benzerdir. Şekil 3.21' de tipik güneş enerjisi kaynaklı ejektörlü soğutma sistemi görülmektedir.



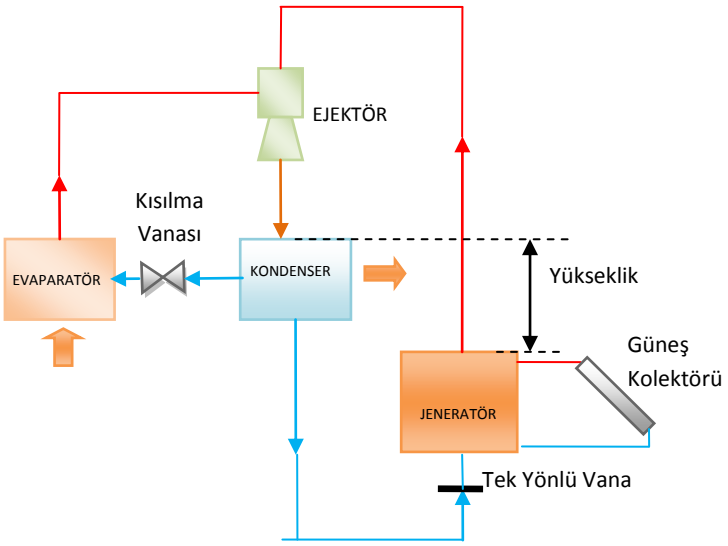
Şekil 3.21. Tipik Tek Kademeli Güneş Enerjisi Kaynaklı Soğutma Sistemi

Çalıştığımız soğutma sistemi tek kademeli ejektörlü soğutma sistemleri grubuna girmektedir. Bu gruba giren soğutma sistemleri incelendiğinde sistemimizle ve birbirleriyle farklılıkları olduğu görülmüştür. Ersoy ve ark., (2007) 'nın yapmış olduğu çalışma sistemimize en yakın çalışmadır.Çalışma soğutucu akışkan olarak R123 kullanılmasıyla, Konya' da yapılmasıyla, çalışma şartlarının yaklaşık aynı olmasıyla ve sistem olarak aynı sistemde çalışılmasıyla benzerlik göstermektedir. Sistemde kolektör olarak vakum tüp kolektörler kullanılması, kolektörlerin 23^o kolektör eğim açısıyla güney yönde sabit tutulması ve çalışmanın teorik bir çalışma olması çalışmayı sistemimizden ayıran özelliklerindendir. Pridasawas ve ark. (2007)'nın yapmış olduğu teorik bir çalışma olarak soğutucu akışkan olarak Iso-bütan (R600a) kullanılmıştır. Sistemde düşük güneş ışınımı durumlarında devreye giren destek ısıtıcısı ve sıcak su deposu; soğutma sistemi ve soğutulan ünite arasında soğutmanı devamlılığını dengeleyen soğuk su deposu bulunmaktadır. Vidal ve ark. (2006) tarafından yapılan çalışma saatlik simülasyonu içermektedir. Ejektörlü çevrimde R141b akışkanı kullanılan sistemde, sıcak su deposu ve destek ön ısıtıcısı kullanılmıştır. Pollerberg ve ark. (2008) tarafından klima amaçlı soğuk su üreten parabolik oluklu güneş enerjisi kolektörlü buhar jet ejektör sistemi deneysel olarak incelenmiştir. Khattab (2005) güneş enerjisi kaynaklı buhar jetli soğutucusunun tasarımının ve performansının matematiksel modeli açıklamıştır. Sistem güneş kolektörleri, sıcak su deposu, destek ısıtıcısı ve buhar jetli soğutma çevriminden oluşmaktadır. Nehdi ve ark. (2008) tarafından güneş enerjisi kaynaklı ejektörlü soğutma sisteminin performansı pek çok çevre dostu akışkan (R134a, R141b, R142b, R152a, R245fa, R290, R600, R717) ile araştırılmıştır. Tek camlı düzlem yüzeyli, çift camlı düzlem yüzeyli ve vakum tüp kolektör olmak üzere üç farklı ejektör tipi için 30^o kolektör eğim açısı ile sistem performansları hesaplanmıştır. Alexis ve Karayiannis (2005) soğutucu akışkan olarak R134a kullanılan güneş enerjisi kaynaklı ejektörlü soğutma çevriminin performansı vakum tüp kolektörleri düşünülerek teorik olarak incelemiştir. Al Khalidy (1997) ejektörlü soğutma makinesinde R113 soğutucu akışkanı kullanarak sisteme kolektörlerden sağlanan ısı miktarı ve güneş enerjisi kolektör verimini deneysel olarak incelemiştir. Soğutma sisteminin solar alt sisteminde ısı transferi akışkanı olarak yağ kullanılmıştır. Sistemde jeneratör sıcaklığını yüksek tutmak ve sistem verimini artırmak amacıyla paslanmaz çelikten imal edilen konsantre kolektör sistemi kullanılmıştır. Wolpert ve ark. (2000) yapmış oldukları sistemde ticari parabolik konsantre kolektör, soğutucu akışkan olarak su kullanılmıştır. Sisteme güneş

ışınımının düşük olması durumları için gazlı ısıtıcı bağlanmıştır. Jeneratörde su-yağ akışkan çifti dolaştırılmıştır. Huang ve ark. (1998) ejektörlü soğutma sisteminde soğutucu akışkan olarak R141b kullanmışlar. Soğutucu akışkanın doğrudan kolektörler tarafından ısıtıldığı kolektörler jeneratör olarak kullanılmıştır. Sistemde verimi artırmak amacıyla rejeneratör ve ara soğutucular bulunmaktadır. Sistemde çift camlı seçici yüzeyli güneş enerjisi kolektörleri kullanılmıştır. Sistem Şekil 3.22' de görülmektedir. Nguyen ve ark. (2001) 'nın geliştirdikleri soğutma sisteminde kondenserden jeneratöre soğutucu akışkanın geri dönüşünü sağlayan pompa elemine edilmiştir. Sistem Şekil 3.23.' de görülmektedir. Sistemde hareketli parça olmadığı için sistem pasif bir sistem olarak tanımlanmıştır. Kondenser ile jeneratör arasında yükseklik farkı oluşturarak akışkanın yer çekimi ile iletilmesiyle gerçekleştirilmiştir. Sistemde vakum tüp kolektör ve soğutucu akışkan olarak su kullanılmıştır. Güneş ışınımlarının azalması durumu için sistemde propan gaz yakan bir ısıtıcı bulunmaktadır.



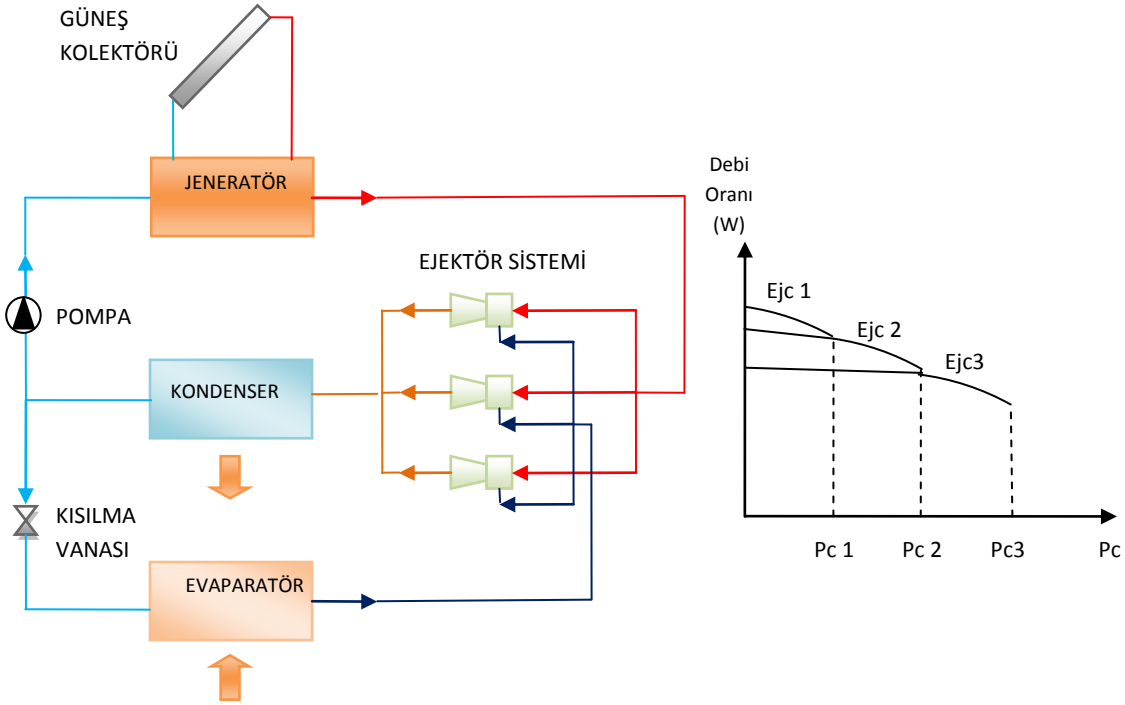
Şekil 3.22. Güneş enerjisi kaynaklı Soğutma Sistemi (Huang ve ark., 1998)



Şekil 3.23. Pasif Güneş Enerjisi Kaynaklı Soğutma Sistemi (Nguyen ve ark., 2001)

3.3.3.2.Çok kademeli sistemler ejektörlü soğutma sistemleri

Tek kademeli güneş enerjisi kaynaklı ejektörlü soğutma sistemleri basit olmasına rağmen, çalışma şartlarının değişimine bağlı olarak sistemi optimum çalışma şartlarında tutmak zordur. Çevre sıcaklığının artması veya düşük güneş ışınımı gibi etkenler sistemin optimum şartlarda çalışmasına engel olur. Çoklu ejektör sistemi bu çeşit problemleri aşmak için geliştirilmiştir. Paralel olarak yerleştirilmiş ejektörlerin her birisi için kritik kondenser basıncı farklıdır. Kondenser basıncının değişimine bağlı olarak sistemin boğulmalı çalışmasını sağlayacak olan ejektör devreye girer. Şekil 3.24' deki sisteme bağlı olarak kondenser basıncı P_{c1} basıncın altında ise ejektrör1, P_{c1} ve P_{c2} arasında bir değerde ise sistem ejektrör 2, kondenser basıncı P_{c2} ve P_{c3} arasında bir değerde ise sistem ejektrör 3 ile çalışır (Sokolov ve Hershgal, 1993).



Şekil 3.24. Çok kademeli ejektörlü soğutma sistemi ve debi oranı- kondenser basıncı grafiği (Sokolov ve Hershgal, 1993)

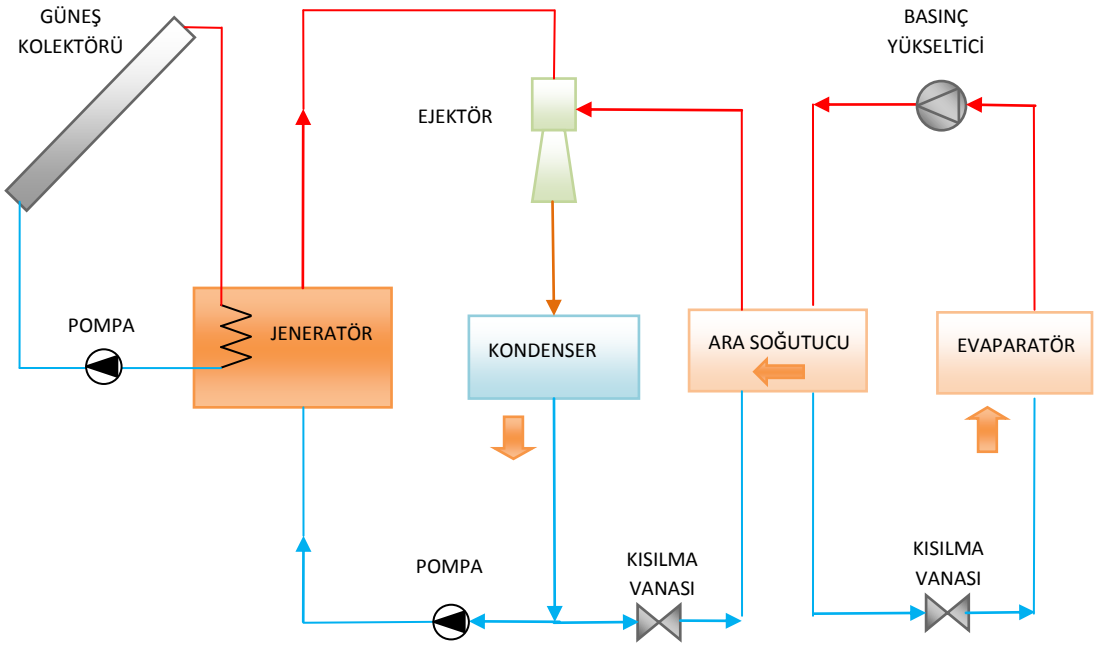
3.3.3.3. Ejektörlü hibrit soğutma sistemleri

3.3.3.3.1. Ejektörlü basınç yükselticili sıkıştırmalı sistemler

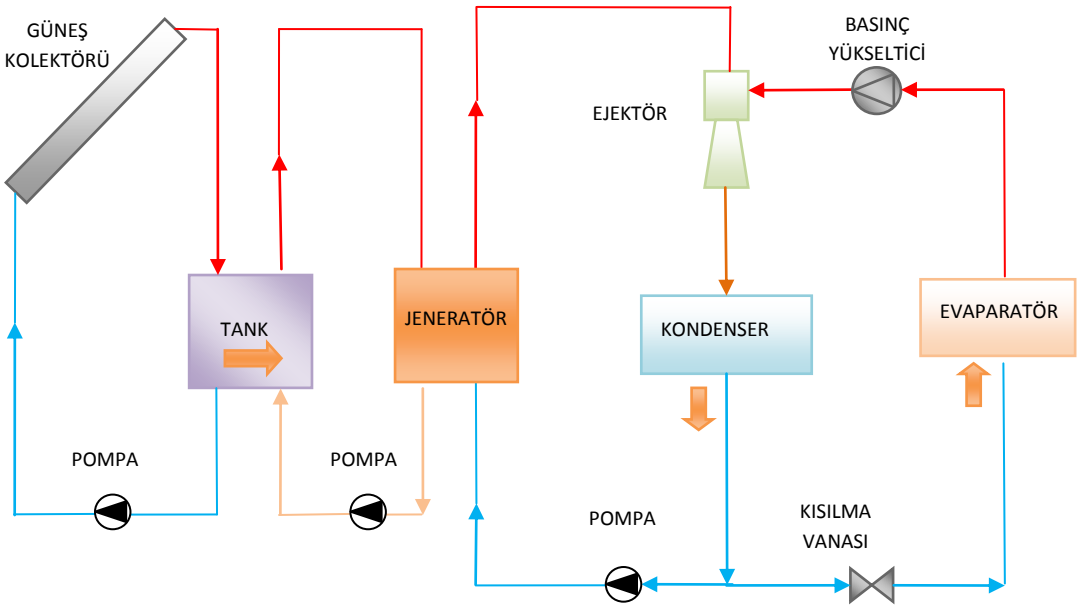
Düşük COP değeri ejektörlü soğutma sistemlerinin temel dezavantajıdır, bu yüzden sistem performansını artırmak amacıyla çeşitli çalışmalar yapılmıştır. Sisteme basınç yükseltici ilavesi enerji tüketimiyle birlikte sistem performansını artıran yöntemlerdendir. Basınç yükseltici kullanımı evaporatörden çıkan soğutucu akışkanın basıncını artırarak sistemin COP değerini artırıcı bir etki meydana getirir. Bejan ve ark.(1995)' nın çalışmış oldukları sistem Şekil 3.25' de görülmektedir. Sistemde tipik ejektörlü soğutma çevrimine basınç yükseltici ve ara soğutucu eklenmiştir. Evaparatörden çıkan soğutucu akışkan buharı basınç yükseltici ile sıkıştırılarak ara soğutucu basıncına yükseltilir. Ara soğutucudan sonra soğutucu akışkan buharı ejektöre gönderilir. Böylelikle düşük basınç ve sıcaklıklarda evaparatörle çevreden ısı çekilerek daha yüksek basınç ve sıcaklıkta kondenserden çevreye ısı atılabilmiş olunur. Kondenser ile evaparatör arasındaki basınç oranının basınç yükseltici ve ara soğutucu

ile artırılması COP değerini artırır. Yazarların yapmış oldukları bu çalışma ile kışın ısıtma yazın soğutma ve sıcak su temini amaçlanmıştır. Sistem güneş enerjisi kaynaklı sıkıştırma artırmalı ejektörlü klima olarak adlandırılmıştır. Sistemde soğutucu akışkan olarak R114 kullanılmıştır. 3.5 kW soğutma kapasitesi, 4^{o}C evaparatör sıcaklığı, 50^{o}C kondenser sıcaklığı için teorik olarak ejektör alt sisteminin COP değeri 0.85' e kadar, tüm sistem veriminin 0.5' e kadar yükseldiği ifade edilmiştir. 2004 yılında aynı sistem HCFC soğutucu akışkan R142b kullanılarak Arbel ve Sokolov (2004) tarafından revize edilmiştir. Revize çalışmasında aynı soğutma şartları için daha az kolektör alanı ihtiyacı olduğu sonucuna ulaşılmış ve R142b kullanımının sadece çevreye faydalı olduğu değil, aynı zamanda sistem verimini artırıcı etkiye sahip olduğu ortaya çıkmıştır.

Soğutucu akışkan olarak R142b kullanılan benzer bir çalışma Dorantes ve ark. (1996) tarafından yapılmıştır. Şekil 3.26' da görülen sistem güneş enerjisi alt sistemi ile soğutma alt sisteminden oluşmaktadır. Güneş enerjisi alt sisteminde vakum tüp kolektörlerin kullanılmıştır. Güneş enerjisi alt sisteminde ayrıca sıcak su deposu bulunmaktadır. Soğutma alt sisteminde ejektör girişinden önce evaparatörden gelen soğutucu akışkanın sıkıştıran basınç yükseltici bulunmaktadır. Sistemde evaparatörden çıkan soğutucu buharı doğrudan ejektöre girmektedir. Soğutucu akışkan olarak soğutma sisteminde Freon R142b kullanılmıştır.



Şekil 3. 25. Güneş enerjisi kaynaklı sıkıştırma artırmalı ejektörlü klima kullanılarak (Arbel ve Sokolov, 2004)



Şekil 3.26. Basınç yükselticili güneş enerjisi kaynaklı ejektörlü soğutma sistemi (Dorantes ve ark., 1996)

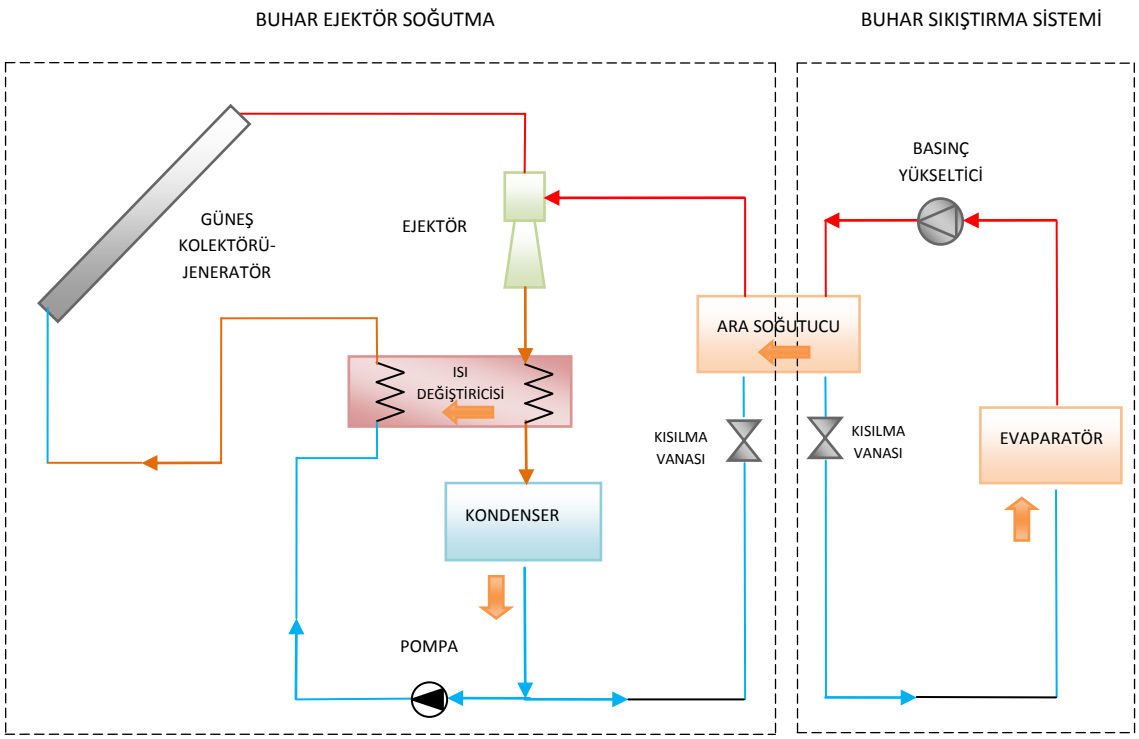
Da-Wen Sun (1995) tarafından çalışmada güneş enerjisinin ejektörlü ve buhar sıkıştırmalı alt sistemlerden oluşan birleştirilmiş soğutma sistemi Şekil 3.27' de görülmektedir. Birleştirilmiş sistemde her iki alt sistemin avantajları bir araya getirilmiş ve dezavantajları yok edilmiştir. Ejektörlü alt sistemde akışkan olarak su, buhar sıkıştırmalı alt sistemde akışkan olarak HCF 134a kullanılmıştır. İki sistem arasındaki bağlantı ara soğutucu ile sağlanmıştır. Ara soğutucu ejektörlü alt sistem için evaparatör, buhar sıkıştırmalı alt sistem için kondenser olarak görev yapmaktadır. Sistemde güneş kolektörleri jeneratör olarak kullanılmıştır. Birleştirilmiş sistem için bilgisayarlı simülasyon programı geliştirilmiştir.

3.3.3.3.2. Ejektörlü absorbsiyonlu sistemler

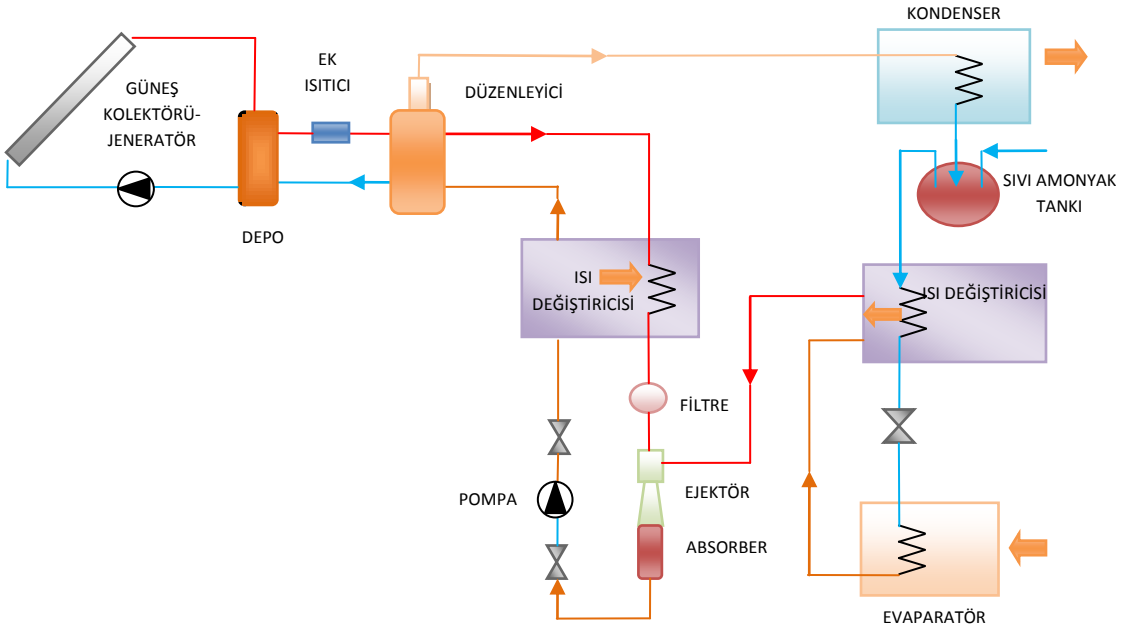
Geleneksel absorbsiyonlu soğutma sistemleri iki basınç kademesinden oluşur. Kondenser ve jeneratör yüksek basınç kademesini, evaparatör ve absorber düşük basınç kademesini oluştururlar. Bir kısılma vanası veya basınç düşürücü vana yüksek ve düşük basınç kademelerini birbirinden ayırmak için sıklıkla kullanılan cihazlardır. Her iki vana tipi verimde düşüşlere sebep olan daralma esasına göre çalışır. Bu yüzden verim kayıplarını ortadan kaldırmak için absorbsiyonlu soğutma sistemine ejektör ilave

edilmiştir. Bu sistemlerde ejektör yüksek basınçlı jeneratördeki zayıf çözeltinin enerjisinden faydalanmayı sağlar. Jeneratördeki yüksek basınçlı zayıf çözelti ejektöre girdikten sonra ejektörün karışma odasında vakum alanı meydana getirir. Oluşan bu vakum alanı evaparatörden çıkan soğutucu akışkan buharının ejektöre çekilmesini sağlar. Jeneratörde ve evaparatörden gelip ejektörde karışan akışkanlar daha sonra absorbere geçiş yapar. Şekil Şekil 3.28' de Sözen ve Özalp (2005) tarafından ortaya konan ejektör- absobsiyonlu soğutma sistemi görülmektedir. Yapılan çalışmada Türkiye'de ejektör-absorbsiyonlu sistemin kullanılabilirliği meteorolojik veriler kullanılarak araştırılmıştır. Su- amonyak ikilisi ile çalışan sistem klasik absorbsiyonlu sisteme iki tane ısı değiştiricisi ve ejektör ilave edilmesiyle oluşturulmuştur.

Alexis ve Rogdakis (2005) tarafından yapılan teorik çalışmada güneş enerjisi kaynaklı CH_4O-H_2O akışkanlı birleştirilmiş ejektör-absobsiyonlu çalışma performansı ve endüstriyel alanlarda ısı pompası olarak çalışması incelenmiştir. Bilgisayar programında ve Atina' nın yirmi yıllık meteorolojik verileri kullanılarak simule edilmiştir.



Şekil 3.27. Birleştirilmiş ejektör ve buhar sıkıştırmalı sistem (Da-Wen Sun, 1995)

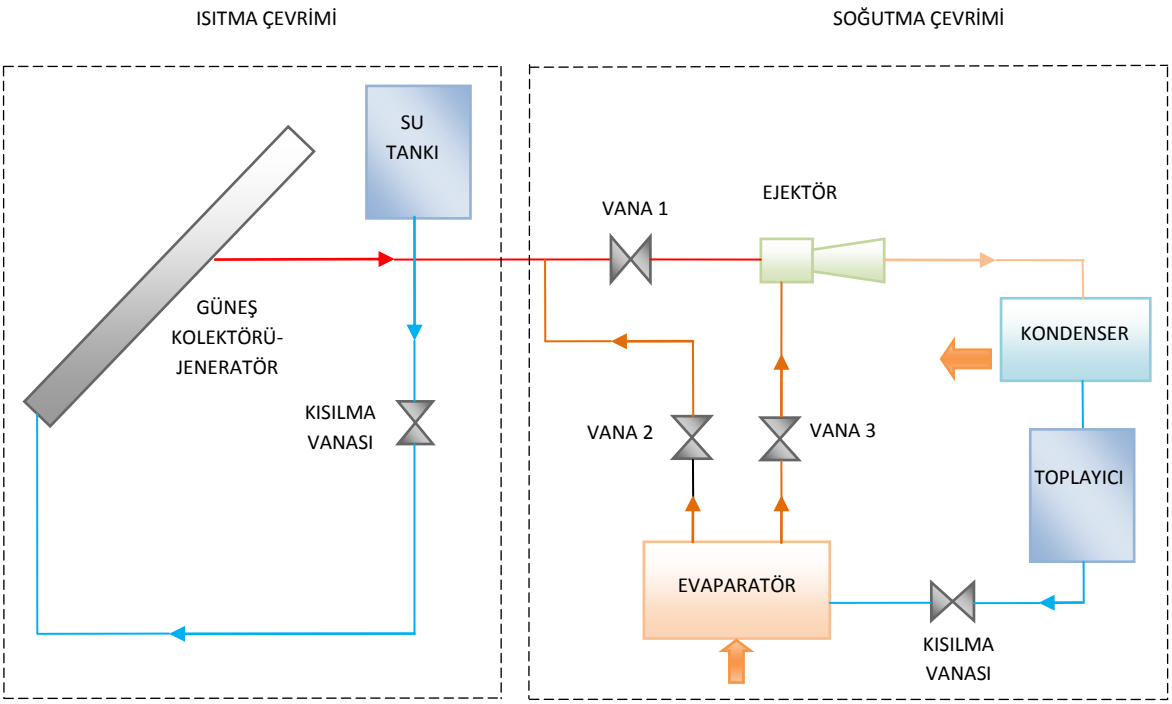


Şekil 3.28. Güneş enerjisi kaynaklı ejektör- absobsiyonlu soğutma sistemi (Sözen ve Özalp, 2005)

3.3.3.3.3. Ejektörlü adsorbsiyonlu sistemler

Birleşik ejektör adsorbsiyon sistemi iki bölümden oluşmaktadır. Zhang ve Wang (2002) tarafından sunulan Şekil 3.29' da görülen sistemde zeolit ve su çifti kullanılmıştır. Sisteminin adsorberi olan konsantre güneş kolektöründe güneş enerjisiyle su desorbe edilir. Sıcaklık ve basınç T_{g1} ve P_g belirli bir değere ulaştığında adsorberden ejektöre olan vana1 ile olan bağlantı açılır, adsorberden evaparatöre olan vana2 ile olan bağlantı kapanır ejektörlü soğutma başlar. Zeolitten gelen yüksek basınç ve sıcaklıktaki su buharı ejektöre girer ve yakınsak ıraksak lülede yüksek hıza ulaşır. Lüle çıkışında karışma odasında bir vakum bölgesi oluşur ve vana3 ün açılmasıyla evaparatörden karışma odasına su buharı çekilir. Her iki yönden gelen su buharı karışma odasından sonra difüzörde basıncı yükselerek kondensere geçer. Kondenserde yoğuşan su buharı toplama kabında toplanır. Toplama kabında toplanan su kısılma vanasından geçerek evaparatöre ulaşır Öğlenden sonra adsorberdeki sıcaklık en yüksek değerine ulaştığında vanaların yönleri değişir adsorber ejektör arasındaki vana1 kapanır absorber evaparatör arasındaki vana2 açılır. Su vanasının açılmasıyla su tankındaki soğuk su ısıtılmak için adsorbere gelir sıcaklığı yükselir adsorber ve tank arasında su doğal çevrimle hareket eder. Tankta oluşan sıcak su akşamları bina içerisinde kullanılabilir. Su ile adsorber arasındaki ısı transferiyle adsorberdeki sıcaklık ve basınç belirli bir değere düştüğü

zaman adsorbsiyonlu soğutma başlar. Evaparatörden su buharlaşır ve zeolit tarafından adsorbe edilir. Ejektör ve adsorber sistemde soğutucu akışkan buharını evaparatörden kondansere sıkıştırmak için mekanik kompresörün yerine kullanılır. Sistemde adsorber, sıcaklığın 200^{o}C -300^{o}C' a kadar çıktığı yüksek verimli parabolik konsantre kolektörle çalışmaktadır.

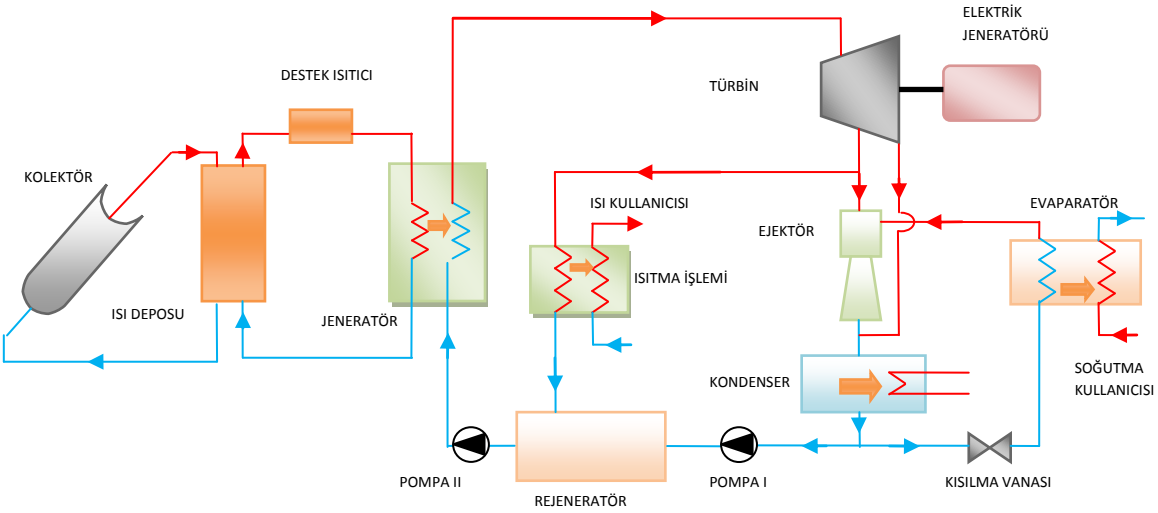


Şekil 3.29. Birleşik ejektör - adsorbsiyon soğutma sistemi (Zhang ve Wang, 2002)

3.3.3.3.4. Ejektörlü birleşik sistemler

Güneş enerjisi kaynaklı soğutma, ısıtma ve elektrik üretiminin birleşik yapıldığı ejektörlü sistem Şekil 3.30' da görülmektedir (Wang ve ark., 2009). Sistem Rankine çevrimi ve ejektörlü sistemin birleşiminden oluşmaktadır. Güneş enerjisi alt sistemi konsantre güneş kolektörü, ısı deposu ve destek ısıtıcısından oluşmuştur ve içerisinde su dolaşmaktadır. Sistemin diğer kısmında R123 akışkanı dolaşmaktadır. Güneş enerjisi kısmında elde edilen ısı ile jeneratörde yüksek basınç ve sıcaklıkta R123 buharı üretilmektedir. Jeneratörde üretilen buhar ilk olarak türbine gönderilerek jeneratörde elektrik üretilmektedir. Türbin çıkışında buhar iki kola ayrılmakta bir kısmı ısıtma işleminde kullanılmak üzere ısıtıcıya gönderilmekte diğer bölümü ejektöre girmektedir. Ejektörde lüle ucunda oluşan düşük basınçla evaparotörden akışkan çekilmekte ve

soğutma işlemi yapılmaktadır. Ejektör çıkışında kondensere geçen soğutucu akışkan ısısını dışarı atarak sıvı hale geçmektedir. Kondenser sonrasında akışkanın bir kısmı kısılma vanasından geçerek evaparatöre gitmekte diğer kısmı da rejeneratöre pompalanmaktadır. Kondenserden ve ısıtıcıdan gelen akışkan rejeneratörde birleştikten sonra ikinci bir pompa ile jeneratöre basılarak çevrim tamamlanmaktadır.



Şekil 3.30. Güneş enerjisi kaynaklı birleşik ejektörlü sistem (Wang ve ark., 2009)

4. ARAŞTIRMA SONUÇLARI VE TARTIŞMA

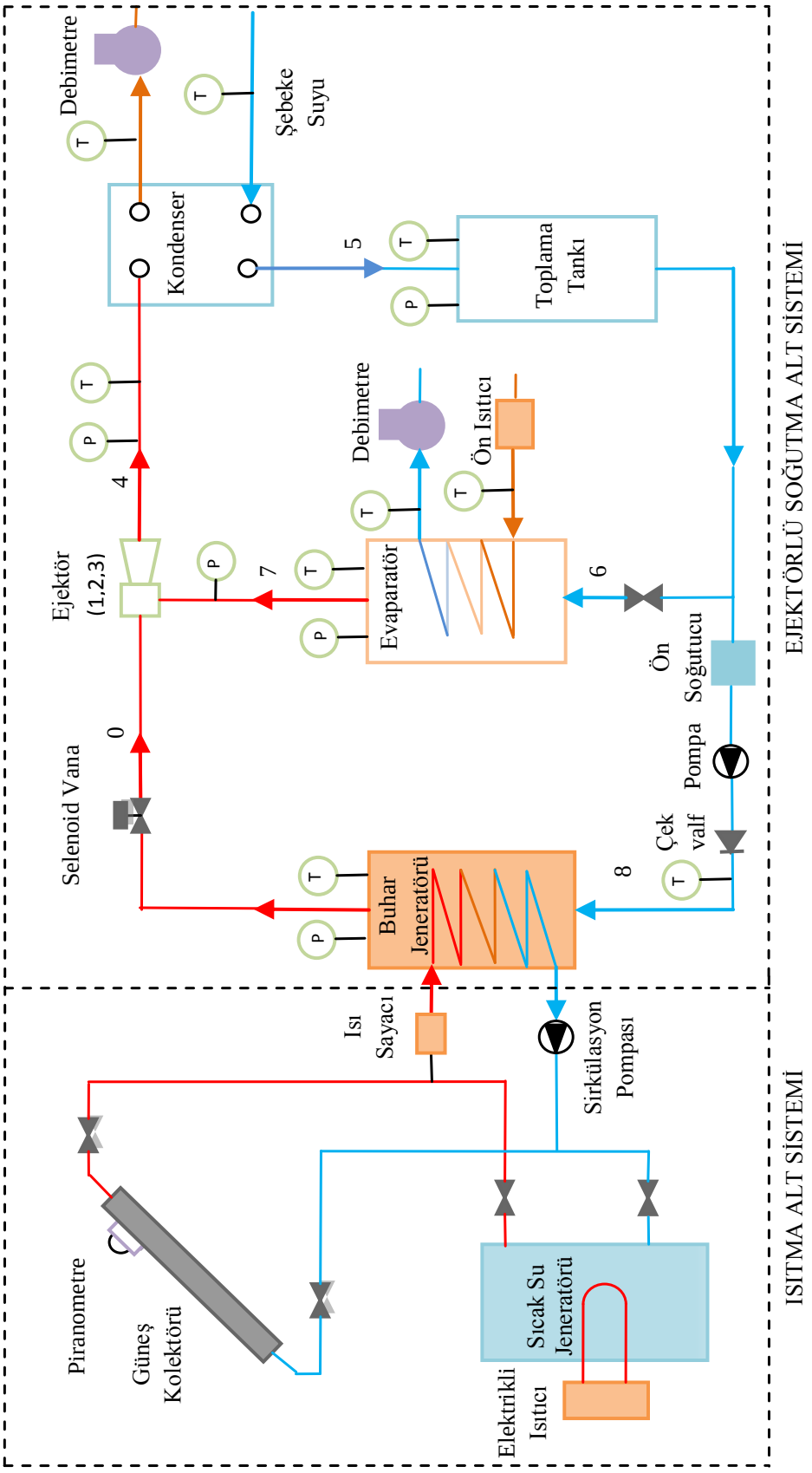
4.1. Deney Setinin Tanıtılması

Yapılan çalışmada kullanılan güneş enerjisi kaynaklı ejektörlü soğutma sisteminin şeması Şekil 4.1'de görülmektedir. Sistem ısıtma ve ejektörlü soğutma olmak üzere iki alt sistemin birleşiminden oluşmaktadır. Isıtma alt sisteminde çevrimde su, ejektörlü soğutma alt sisteminde R123 soğutucu akışkanı dolaştırılmaktadır.

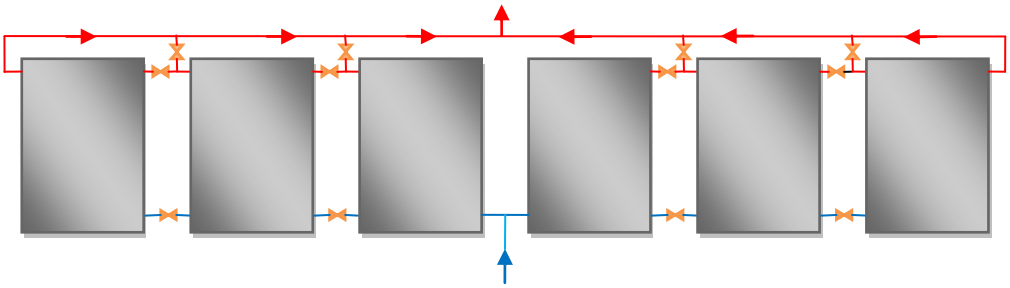
Isıtma alt sisteminde suyun ısıtılması vanalarla suyun akış yönü değiştirilerek hem elektrikli ısıtıcı ile hem de güneş enerjisi kaynaklı yapılabilmektedir. Suyun elektrikle ısıtılması, içerisinde her biri 2 kW' lık üç adet ısıtıcı bulunan sıcak su jeneratörü ile yapılmaktadır. Elektrikli ısıtmada sıcaklık kontrol elemanıyla istenilen sıcaklıkta sıcak suyun ejektörlü soğutma alt sistemine gönderilmesi mümkün olmaktadır. Güneş enerjisi kaynaklı ısıtma ise her biri 2.3 m^2 yüzey alanına sahip altı adet tek çamlı seçici yüzeyli kolektör sistemi ile yapılmaktadır. Kolektörler arasına vanalar konularak güneş enerjisi sisteminin değişik sayıda kolektörle çalıştırılması mümkün olmaktadır. Kolektörlerin içindeki suyun akışının dengeli olması ve kolektörlerin verimli çalışması amacıyla kolektör bağlantıları Şekil 4.2'de görüldüğü gibi iki tane üç kolektörlü paralel grubun yine paralel olarak bağlanması şeklinde tasarlanmıştır.

Güneş kolektörlerinin bağlı olduğu sehpa mekanizması Şekil 4.3'de görülmektedir. Kolektörler, altında tekerlekler bulunan ve merkezi etrafında 360^o çevrilebilen sehpa üzerine yerleştirilmiştir. Sehpanın ortasında kolektörlere bağlı dişli kriko sistemi bulunmaktadır. Kriko ile kolektörler yukarı aşağı hareket ettirilerek kolektörün istenilen eğim açısına getirilmesi sağlanmaktadır. Sehpayı çevirme ve kolektörlerin yukarı aşağı hareket ettirme işlemleri manüel olarak yapılmaktadır. Bu şekilde kolektörlerin güneşi hem belirli açıda tek eksenli doğudan batıya hem de iki eksenli tam takibi mümkün olmaktadır.

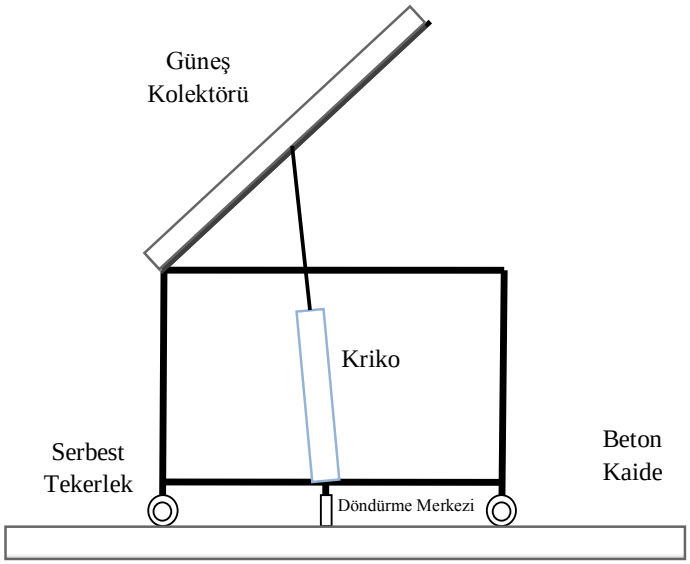
Kolektörlerin üzerinde güneş ışınımını ölçmek amacıyla piranometre konulmuştur. Isıtma alt sisteminde elde edilen sıcak su, ısı sayacından geçirilerek ejektörlü soğutma alt sistemine gönderilen ısı miktarı ölçülmektedir. Deneylerde piranometre ve ısı sayacından elde edilen veriler cihazlara ait göstergelerden okunmuştur. İki alt sistem arasında suyun dolaştırılması sirkülasyon pompası ile yapılmaktadır.



Şekil 4.1. Güneş Enerjisi Kaynaklı Ejektörlü Soğutma Sistemi



Şekil 4.2. Güneş Kolektörlerinin Bağlantısı



Şekil 4.3. Güneş Kolektörleri Sehpa Mekanizması

Ejektörlü soğutma alt sisteminin temel elemanları ejektör, buhar jeneratörü, evaparatör, kondenser, toplama tankı, kısılma vanası ve kayar kanatlı pompadan oluşmaktadır. Buhar jeneratöründe ısıtma alt sisteminden gelen sıcak su serpantin içerisinden geçirilerek ısısını soğutucu akışkana aktarmaktadır. Buhar jeneratöründe soğutucu akışkan giriş çıkış sıcaklıkları ve jeneratör basıncı ölçülmektedir. Sistemde buhar jeneratöründen sonra selenoid vana bulunmaktadır. Sistem çalıştırılmaya başladıktan sonra buhar jeneratörü sıcaklığının yeterli sıcaklığa yükselmesiyle selenoid vana kumanda panelinden açılmaktadır. Selenoid vana sonrasında ejektör bulunmaktadır.

Çalışmalarda ses üstü lülesi karışma odasının başlangıcına getirilmiştir. Bu durumda ejektör sisteminde Bölüm 3.1.2., Şekil 3.2' de gösterilmiş olan L_n uzunluğu sıfır olduğu için bu pozisyon ''0'' lüle pozisyonu olarak adlandırılmaktadır. Tüm deneyler ''0'' lüle pozisyonunda yapılmıştır. Tüm ejektör parçaları, pirinç malzemeden imal edilmiştir.

Kondensere geçişinden önce soğutucu akışkanın basıncı ve sıcaklığı ölçülmektedir. Soğutma sisteminde 1.75 m^2 yüzey alanına sahip su soğutmalı plakalı kondenser bulunmaktadır. Kondenserde soğutucu akışkan ve soğutma suyu giriş çıkışı çapraz akışla gerçekleştirilmiştir. Soğutma suyu şebekeden sağlanmıştır. Şebeke suyu giriş debisi kondenser girişinde debimetre ile ölçülmektedir. Kondenser basıncı, bir manüel ayarlama vanasıyla soğutma suyunun debisi değiştirilerek ayarlanabilmektedir.

Evaparatörde şebekeden alınan su soğutulmaktadır. Sistemin soğutma kapasitesi, evaparatörden geçen su debisi ve suyun giriş çıkış sıcaklıkları ölçülerek belirlenmektedir. Sisteme istenilen soğutma kapasitesini sağlamak amacıyla evaparatöre su girişinden önce bir ön ısıtıcı yerleştirilmiştir. Ön ısıtıcı sistem kumanda edilerek evaparatör sıcaklığı sabit tutulabilmekte, böylelikle sabit evaparatör sıcaklığında soğutma sisteminin diğer parametrelerinin sisteme etkileri belirlenebilmektedir.

Toplama tankı sonrası akışkanın bir kısmı evaparatöre bir kısmı da buhar jeneratörüne gitmektedir. Buhar jeneratörüne giden kısımda kayar kanatlı pompa kullanılmıştır. Pompa öncesinde bir ön soğutucu, sonrasında ise bir çekvalf bulunmaktadır. Pompa öncesinde ön soğutucunun bulunması pompanın kavitasyonlu çalışmasına, pompa sonrasında çekvalfin bulunması ise sistemin çalışması durdurulduğu zaman pompanın içine buhar jeneratöründen ters akışı olmasına önlem olarak konulmuştur.

Sistemde verilerin kaydedilmesi için bir kişisel bilgisayar data logger olarak kullanılmıştır. Eş zamanlı ölçmeler elde etmek için sıcaklık ve basınç ölçme cihazları bir veri toplama borduna bağlıdır. Bu bord bilgisayara bağlanarak, sıcaklık ve basınç ölçmeleri bilgisayar tarafından otomatik olarak kaydedilmekte ve görüntülenmektedir. Sistemin soğutma kapasitesi ve COP değeri anında monitör üzerinde gözlenmektedir. Soğutucu akışkanın basınçları 4-20 mA çıktılı basınç trasmiterleri ile ölçülmektedir. Kondenser ve evaparatörden geçen suyun debileri, 4-20 mA çıktılı türbinli debimetreler ile tüm sıcaklıklar ise Pt-100 sensörler kullanılarak ölçülmektedir.

Yapılan tüm çalışmalarda buhar jeneratör basıncı ±5 kPa doğruluğunda ölçülürken diğer basınç değerleri ±0.5 kPa doğruluğunda ölçülmüştür. Buhar jeneratör sıcaklığı ±0.5ºC doğruluğunda ölçülürken diğer sıcaklık değerleri ±0.3ºC doğruluğunda ölçülmüştür. Pranometrede güneş ışınımı ve ısı sayacında buhar jeneratörüne aktarılan ısı değerleri sırasıyla ±2.5% ve ±0.6% doğruluğunda ölçülmüştür.

4.2. Ön Çalışmalar

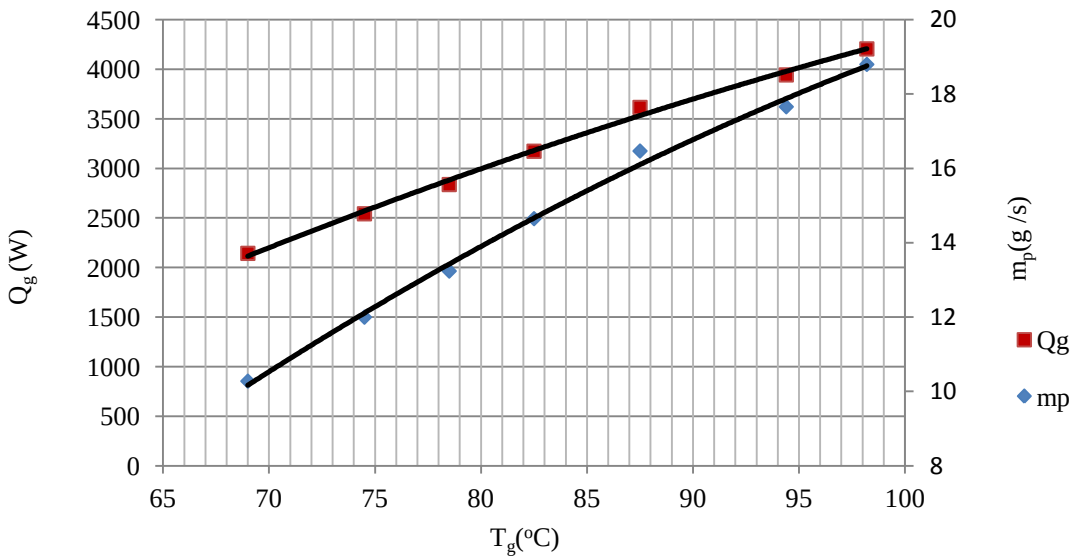
Çalışmaların ilk aşamasında, düşük jeneratör sıcaklıklarında ejektörlü soğutma sisteminin uygulanabilirliği araştırılmıştır. Ejektörlü soğutma sistemine daha önce çalışılmamış ses üstü lüle çapı d_t=3.21 mm, karışma odası çapı d_m=8 mm, alan oranı A_r=7.17 olan ejektör takılmıştır. Sisteme takılan ejektörle önce elektrikli ısıtıcı kullanılarak A_r=7.17 için çalışma şartlarının soğutma kapasitesi ve COP değeri üzerindeki etkileri araştırılmıştır. Sonra aynı ejektör alan oranında bir ön çalışma olarak evaparatör sıcaklığı T_e=10^{o}C için güneş enerjisi kaynaklı soğutma uygulaması yapılarak soğutma kapasitesinin, COP değerinin, tüm sistem COP değerinin, kolektör veriminin ve jeneratör veriminin gün boyu değişimi incelenmiştir.

4.2.1. Çalışmada COP değerinin hesaplanması

Soğutma sisteminin performans katsayısının hesaplanması Bölüm 3.1.4' de anlatılmıştı. Yapılan çalışmalarda ise değeri Denklem 3.2' den farklı olarak 4.1 denklemi ile bulunmuştur. Bu ifadede evaparatörde soğutulan musluk suyunun giriş debisini, T_g giriş sıcaklığını $T_ç$ çıkış sıcaklığını ifade etmektedir.

$$= \quad c_p \, (T_{gir} - T_{çık})_e \tag{4.1}$$

Çalışmada COP değeri Bölüm 3.1.4' de Denklem 3.1 ile hesaplanmıştır. Denklemde jeneratöre aktarılan ısı miktarı değerinin hesaplanabilmesi için farklı jeneratör sıcaklılarında ejektöre giren birincil soğutucu akışkan debisinin bilinmesi gerekmektedir. Birincil akışkan debisi jeneratörde belirlenmiş hacimde soğutucu akışkanın buharlaşma süresi ölçülerek bulunmuştur. Jeneratöre aktarılan ısı miktarı ve birincil soğutucu akışkan debisinin jeneratör sıcaklığının artışına bağlı olarak değişimi Şekil 4.4' de görülmektedir.



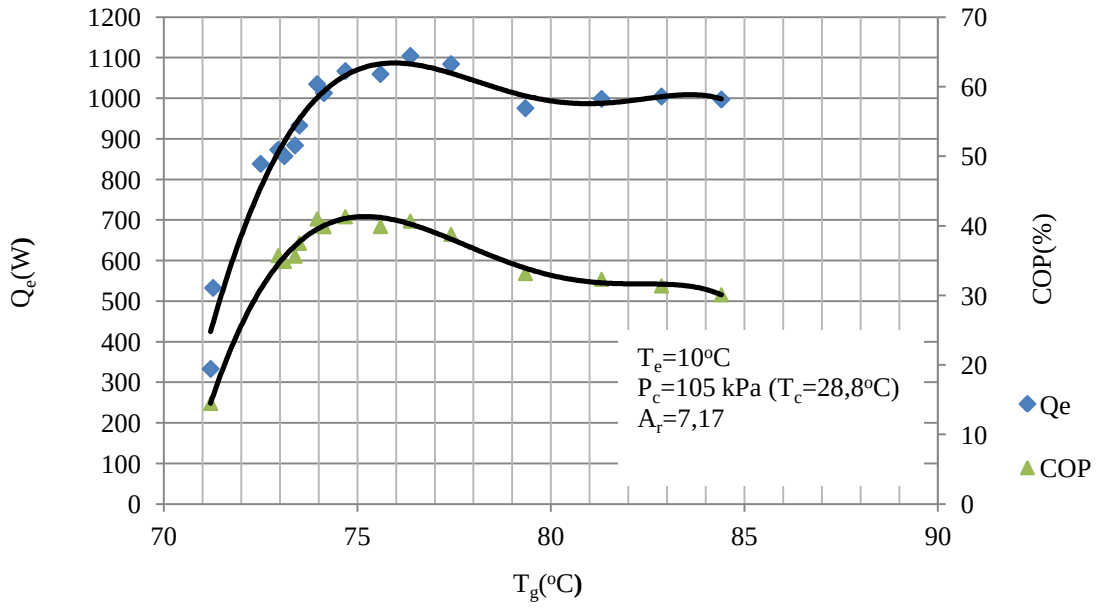
Şekil 4.4. Jeneratöre aktarılan ısı miktarının ve birincil soğutucu akışkan debisinin jeneratör sıcaklığına bağlı olarak değişimi

4.2.2. Optimum çalışma şartlarının belirlenmesi

Belirli bir ejektör alan oranı için ejektörlü soğutma sisteminin performansını belirleyen üç temel parametre olduğu, bunların jeneratör sıcaklığı T_g, evaparatör sıcaklığı T_e ve kondenser basıncı P_c veya bu basınca karşılık gelen doyma sıcaklığı T_c olduğu Bölüm 3.1.5.1.' de belirtilmişti. Bu parametrelere göre COP değerini maksimum yapan çalışma şartlarına optimum çalışma şartları denir. Sistemin optimum çalışma şartlarını belirlemek için parametrelerden ikisi sabit tutularak diğer parametrenin etkisini belirleyen deneyler yapılmıştır.

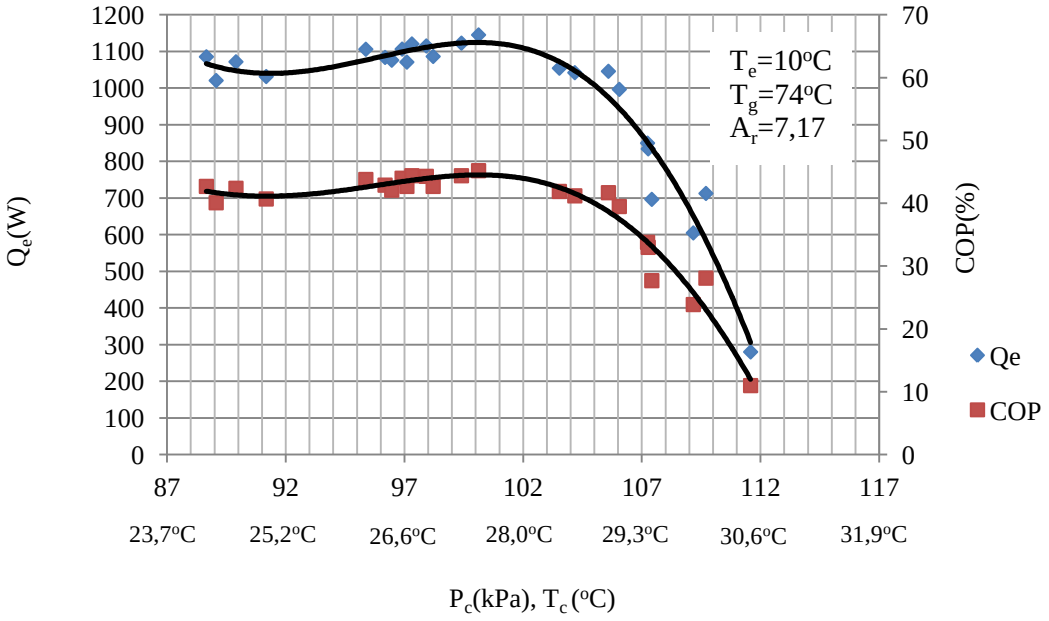
Optimizasyon çalışmasının ilk aşamasında ejektör alan oranı A_r = 7.17 olan sistem için kondenser basıncı P_c=105 kPa (T_c=28.8^{o}C) ve evaparatör sıcaklığı T_e=10^{o}C şarlarında jeneratör sıcaklığının değişiminin soğutma kapasitesine ve COP değerine etkisi incelenmiştir. Şekil 4.5'e göre jeneratör sıcaklığı T_g=74^{o}C için soğutma kapasitesi ve COP değerinin maksimum seviyede olduğu görülmüş, COP değeri % 42.5 ve maksimum soğutma kapasitesi 1080 W olarak tespit edilmiştir. Bu sıcaklık verilen çalışma şartları için optimum jeneratör sıcaklığı olarak belirlenmiştir. Bu sıcaklıkta evaparatörden gelen ikincil akışkan boğulmaktadır. Optimum jeneratör sıcaklığının üzerindeki sıcaklıklarda soğutma kapasitesi yaklaşık sabit bir seyir izlemiştir. Jeneratör sıcaklığının artışına bağlı olarak ejektörden geçen birincil akışkan miktarı artar. COP değeri ikincil akışkan debisinin birincil akışkan debisine oranı ile ifade edilen debi

oranıyla doğru orantılı olduğu için optimum jeneratör sıcaklığını üzerindeki sıcaklıklarda debi oranının azalmasına bağlı olarak COP değerinde düşüş görülmüştür.



Şekil 4.5. Jeneratör sıcaklığına bağlı olarak COP ve soğutma kapasitesinin değişimi

Kondenser basıncı veya sıcaklığı soğutma sisteminin kapasitesini belirleyen en önemli parametredir. Jeneratör sıcaklığının T_g=74^{o}C ve evaparatör sıcaklığının T_e=10^{o}C sabit olduğu çalışma şartları için soğutma kapasitesi ve COP değerinin kondenser basıncı ve sıcaklığına bağlı olarak değişimi Şekil 4.6'da görülmektedir. Şekilde kondenser basıncının P_c=105 kPa, (T_c=28.8^{o}C) olduğu noktanın kritik kondenser basıncı değerleri olduğu görülmektedir. Bu basınç değerinde COP değeri % 42.5 ve soğutma kapasitesi 1080 W olarak tespit edilmiştir. Kritik kondenser basıncı ejektördeki ikincil akışkanın boğulduğu basınç değeridir. Bu değerin altındaki basınçlarda ejektör boğulmalı çalıştığı için soğutma kapasitesi ve COP değeri sabit bir seyir izlemektedir. Kritik kondenser basıncının üzerinde soğutma kapasitesi ve COP değeri çok hızlı bir şekilde düşmektedir ve daha büyük kondenser basıncı değerleri ejektörde ters akışa sebep olmaktadır.

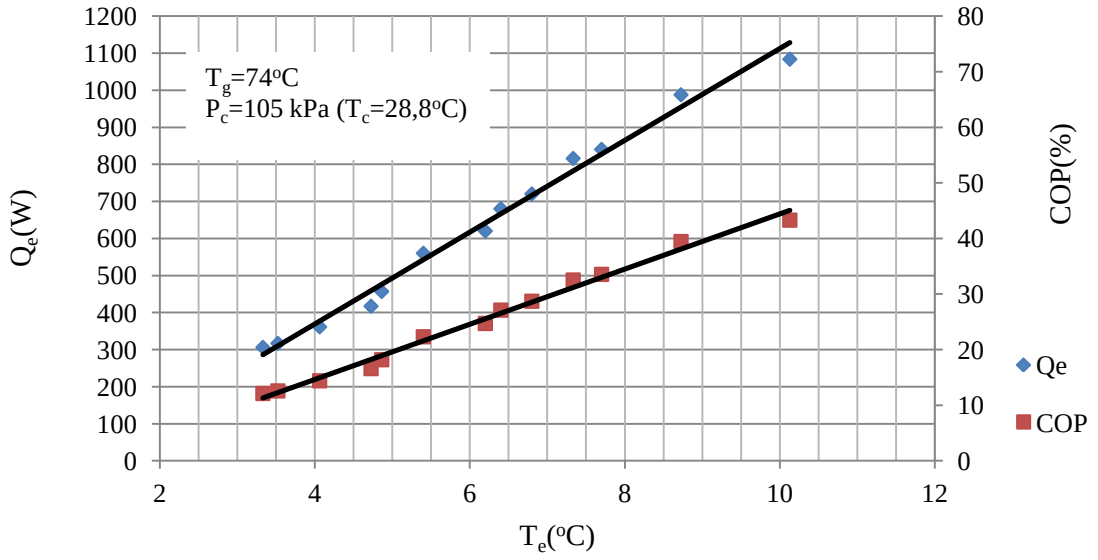


Şekil 4.6. Kondenser basıncı ve sıcaklığına bağlı olarak COP ve soğutma kapasitesinin değişimi

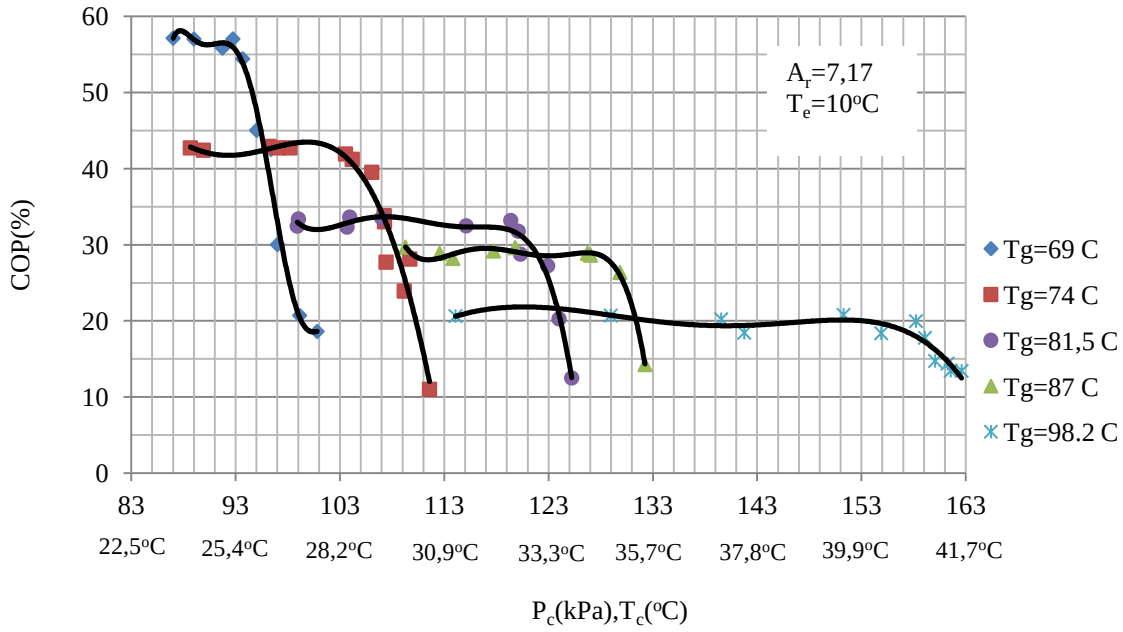
İkinci aşamada jeneratör sıcaklığı T_g=74^{o}C ve kondenser basıncı P_c=105 kPa (T_c=28.8^{o}C) çalışma şartları için evaparatör sıcaklığının değişiminin soğutma kapasitesi ve COP değerine etkisi incelenmiştir. Sistemde sabit jeneratör sıcaklığından dolayı ejektöre giren birincil akışkan debisi sabit kalırken evaparatör sıcaklığının artışıyla ikincil akışkan debisi artmaktadır. Buna bağlı olarak Şekil 4.7'de görüldüğü gibi evaparatör sıcaklığının artışı ile COP değeri ve soğutma kapasitesi artırmaktadır. Yapılan deneyde evaparatör sıcaklığı T_e=3^{o}C için COP değeri % 11 soğutma kapasitesi 300 W. iken evaparatör sıcaklığının T_e=10^{o}C'e yükselmesiyle COP değerinin % 42.5 değerine soğutma kapasitesinin 1080 W değerine yükseldiği görülmüştür.

Çalışmanın üçüncü aşamasında soğutma sisteminin güneş enerjisi ile çalıştırılması durumunda jeneratör sıcaklığının güneş ışınımını değişimine bağlı olarak gün boyu değişecektir. Gün boyu değişen jeneratör sıcaklığı için sistemin boğulmalı çalışıp çalışmayacağını anlayabilmek için sabit bir evaparatör sıcaklığında değişik jeneratör sıcaklıkları için kondenser basıncının değişiminin sistem üzerindeki etkisinin bilinmesi gerekmektedir. Bu amaçla evaparatör sıcaklığını T_e=10^{o}C' de sabit tutarak A_r=7.17 için T_g=69^{o}C, T_g=74^{o}C, T_g=81.5^{o}C, T_g=87^{o}C ve T_g=98.2^{o}C jeneratör sıcaklıkları için kondenser basıncı ve sıcaklığına göre COP değerinin değişimi belirlenmiştir. Deney sonuçları Şekil 4.8' de görülmektedir. Buradaki sonuçlara göre jeneratör sıcaklığı arttıkça kritik kondenser basıncı veya sıcaklığı artmaktadır. Daha

düşük jeneratör sıcaklıklarında daha yüksek COP değerleri elde edilebilmektedir, ancak bunun sağlanabilmesi için kondenser basıcının oldukça düşürülmesi gerekmektedir.

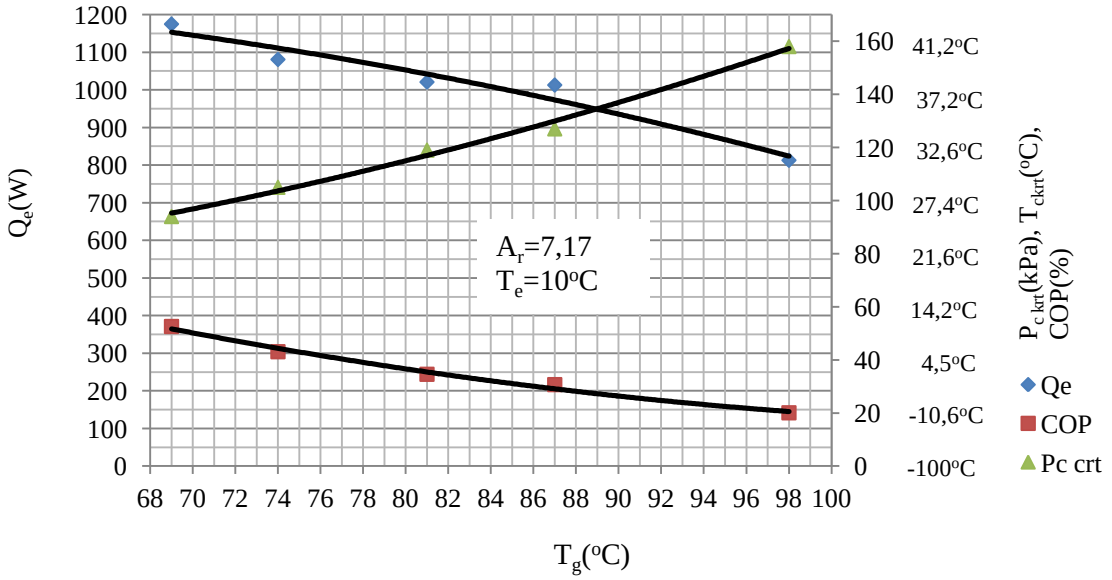


Şekil 4.7. Evaparatör sıcaklığına bağlı olarak COP ve soğutma kapasitesinin değişimi



Şekil 4.8. Farklı jeneratör sıcaklıkları için kondenser basıncı ve sıcaklığına bağlı olarak COP değerinin değişimi

Optimizasyon çalışmasının son aşamasında artan jeneratör sıcaklığı ile soğutma kapasitesinin değişimi incelenmiştir. Çıkan deney sonuçlarına göre artan jeneratör sıcaklığı ile soğutma kapasitesinin, COP değerinin ve kritik kondenser basıncı ve sıcaklığı değerlerinin değişimi Şekil 4.9'da görülmektedir. Deney sonuçlarına bakıldığında sabit bir alan oranı ve evaparatör sıcaklığı için jeneratör sıcaklığının artışıyla, sistemin soğutma kapasitesi ve COP değerlerinin azaldığı, bununla birlikte kritik kondenser basıncı ve sıcaklığı değerlerinin arttığı görülmektedir.

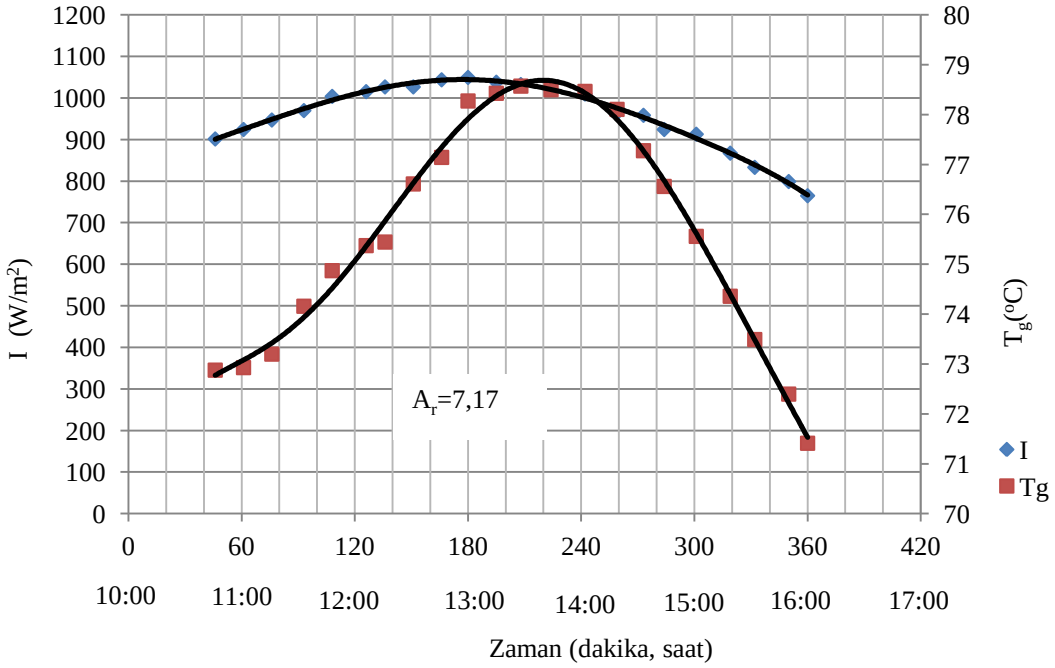


Şekil 4.9. Jeneratör sıcaklığına bağlı olarak soğutma kapasitesi, COP ve kritik kondenser basıncı ve sıcaklığı değerinin değişimi

4.2.3. Güneş enerjisi kaynaklı ön çalışma deneyi

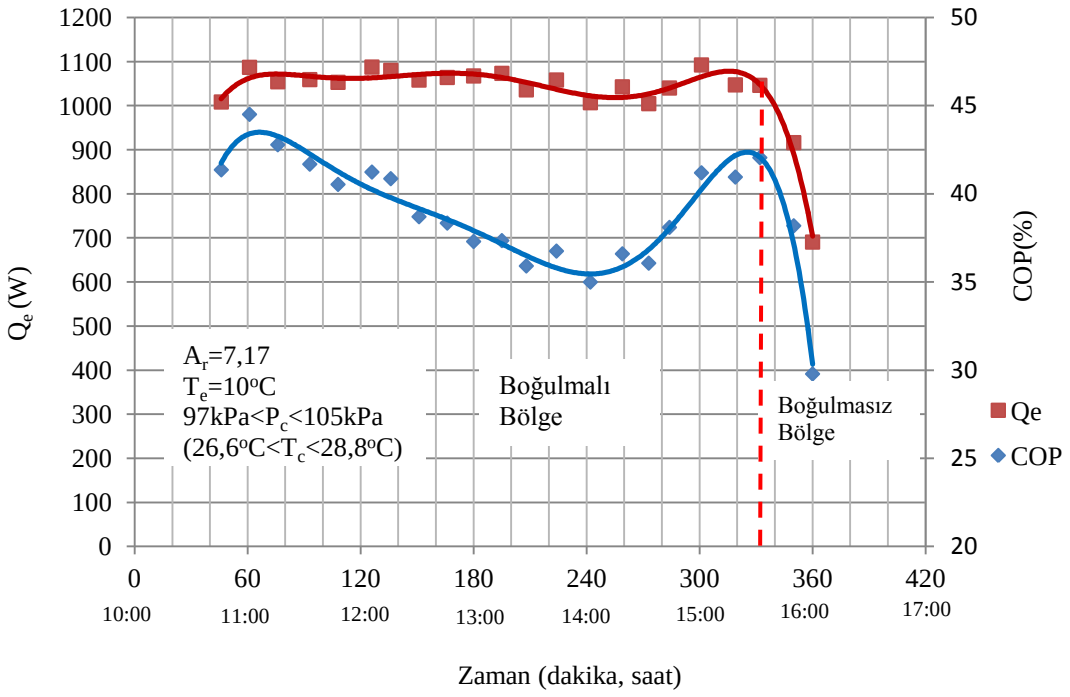
Güneş enerjisi kaynaklı soğutma için bir ön çalışma olarak ejektör alan oranı A_r =7.17 olan sistemde evaparatör sıcaklığı T_e=10°C' de deney yapılmıştır. Çalışma bulutsuz bir günde Konya'da 27 Temmuz saat 10:00 ile 16:00 arasında yapılmıştır. Çalışmada toplam yüzey alanı 9.2 m^2 olan kolektör eğim açısı 0°'de tutulan dört adet kolektör kullanılmıştır. Çalışma boyunca kondenser basıncı P_c=97kPa (T_c=26.6°C) ile P_c=105 kPa (T_c=28.8°C) değerleri arasında seyretmiştir. Güneş ışınımının ve jeneratör sıcaklığının çalışma süresi boyunca değişimi Şekil 4.10' da görülmektedir. Güneş ışınımı çalışmanın başında 900 W/m^2 iken gün ortasında 1080 W/m^2 değerine ulaşmış çalışmanın sonunda 765 W/m^2 değerine düşmüştür. Jeneratör sıcaklığı çalışmanın

başında T_g=72.9 ^oC' de başlamış gün ortasında T_g=78.6 ^oC değerine ulaşmış, çalışma sonunda T_g=71.4^oC değerine düşmüştür.



Şekil 4.10. Güneş Işınımının ve jeneratör sıcaklığının zamana bağlı değişimi (Konya, 27 Temmuz)

Güneş enerjisi uygulamasında soğutma kapasitesinin ve COP değerinin çalışma süresi boyunca değişimi Şekil 4.11' de görülmektedir. Çalışmanın başlangıcında 1080 W olarak başlayan soğutma kapasitesi jeneratör sıcaklığı T_g=73^oC' nin altına düşünceye kadar yaklaşık sabit seyretmiştir. Jeneratör sıcaklığı T_g=73^oC altına indiğinde ejektörün boğulmalı çalışma durumunun sona ermesiyle soğutma kapasitesi aniden düşmüştür. Çalışmada başlangıçtan itibaren gün ortasına doğru artan jeneratör sıcaklıklarına göre kondenser basıncı değerleri daima o anki jeneratör sıcaklığına ait kritik kondenser basıncı değerinin altında kaldığı için ejektör daima boğulmalı çalışmıştır. COP değeri çalışma başlangıcında %42.5 seviyesindedir. Gün içinde jeneratör sıcaklığının artışıyla jeneratörde soğutucu akışkana aktarılan ısı miktarı artmaktadır. Soğutma kapasitesinin sabit seyir izlemesi ile birlikte jeneratörde soğutucu akışkana aktarılan ısı miktarının gün içinde artan jeneratör sıcaklığıyla artması COP değerinin gün ortasında düşmesine neden olmuştur. Gün ortasında COP değeri %37 değerine düşmüş, öğleden sonra jeneratör sıcaklığının azalmasıyla tekrar % 42.5 seviyesine yükselmiş, ejektörün boğulmasız çalışmaya başlamasıyla çalışma sonunda COP değeri iyice azalarak %30 değerine inmiştir.



Şekil 4.11. COP ve soğutma kapasitesinin zamana bağlı değişimi

4.2.3.1. Sistem COP değerinin, kolektör ve jeneratör veriminin hesaplanması

Güneş enerjisi kaynaklı soğutma sisteminin tüm sistem COP değeri 4.2 denklemi ile bulunmuştur. Bu denklemde η_c kolektör verimini, η_g jeneratör verimini ve COP' da soğutma alt sisteminin verimini ifade etmektedir.

$$COP_{ts} = \eta_c . \eta_g . COP \qquad (4.2)$$

Bu ifade kullanılan kolektör verimi Bölüm 3.2.7.1' de belirtilmiş olan denklem 3.14 ile bulunur.

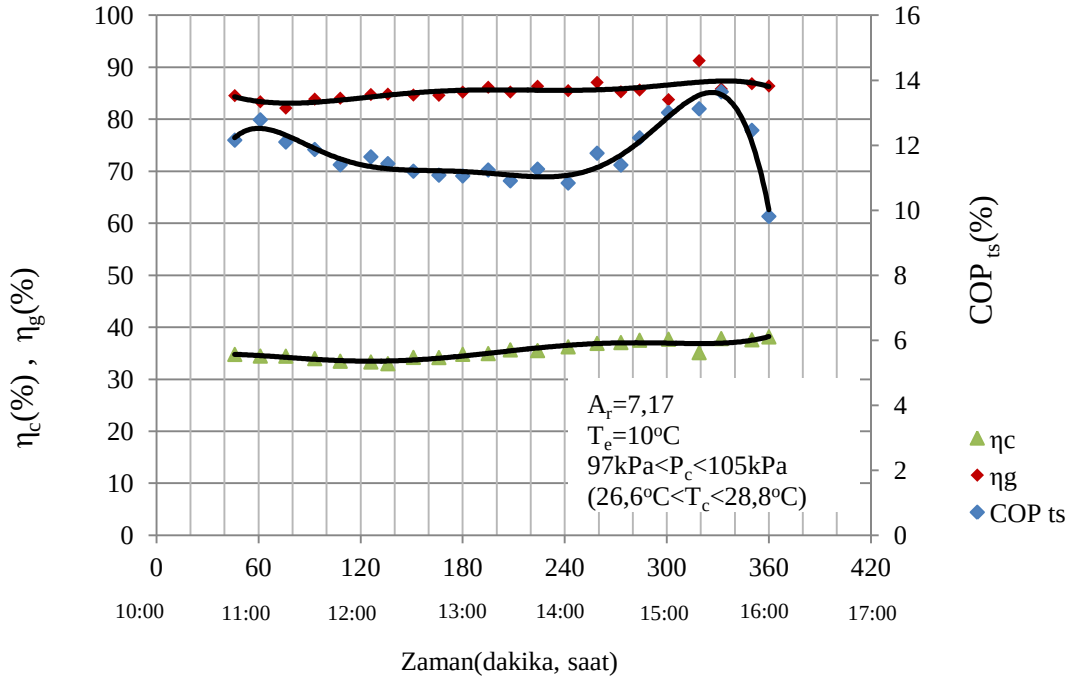
$$\eta_c = \quad /A.I \qquad (3.14)$$

Denklem 3.14 de , kolektörlerden elde edilen ve jeneratöre aktarılan ısı miktarıdır. Isı sayacından okunarak ölçülmüştür. A, toplam kolektör alanı ve I, piranometre ile ölçülen metrekare alana düşen güneş ışınımı değeridir.

Jeneratör verimi η_g, 4.4 denklemi ile bulunmuştur. Bu denklemde jeneratörde soğutucu akışkana aktarılan ısı miktarıdır.

$\eta_g =$ / (4.3)

Çalışmada elde edilen kolektör verimi, jeneratör verimi ve tüm sistem COP değerinin çalışma süresi boyunca izlediği seyir Şekil 4.12'de görülmektedir. Çalışma süresi boyunca kolektör verimi % 33-38, jeneratör verimi % 82-87, tüm sistem COP değeri %11-14 arasında seyretmiştir. COP değerinin artan jeneratör sıcaklığı ile gün ortasında azalmasına bağlı olarak tüm sistem COP değerinde gün ortasında azalma olduğu görülmüştür.



Şekil 4.12. Kolektör verimi, jeneratör verimi ve tüm sistem COP değerinin zamana bağlı değişimi

4.3. Güneş Enerjisi Kaynaklı İleri Aşama Çalışmaları

Çalışmanın ileri aşamalarda Haziran, Temmuz ve Ağustos ayları boyunca havanın bulutsuz olduğu günlerde saat 10:00 ile 16:00 arasında deneyler yapılmıştır. Deneyler farklı sayıda kolektörün farklı yön ve kolektör açılarında konumlandırılmasına ve kullanılan ejektörlerin geometrisine göre belirli bir sınıflandırmayla gerçekleştirilmiştir. Birinci tür deneyler **sabit yön** deneyleri olarak adlandırılmıştır. Bu deneylerde kolektörler tam güneye sabitlenmiştir. Sabit yön deneyleri üç, dört ve altı adet kolektörle 0^o kolektör eğim açısında ve dört kolektörle 15^o, 35^o kolektör eğim açılarında yapılmıştır.

İkinci tür deneyler **çevirmeli** deneyler olarak adlandırılmıştır. Bu deneylerde kolektörler sabit kolektör eğim açısıyla doğudan batıya tek eksende çevirerek ve güneşi tam takip ederek yapılmıştır. Çevirmeli deneyler üç ve dört adet kolektörle; 15^ove 35^o sabit kolektör açılarında kolektörleri tek eksenli olarak doğudan batıya çevirerek ve kolektörleri iki eksenli olarak güneşi tam takip ettirerek yapılmıştır. **Sabit yön** ve **çevirmeli** deneylerin tümünde alan oranı A_r=7,17 olan ejektör kullanılmış ve evaparatör sıcaklığı T_e=8^{o}C'de sabit tutulmuştur. Deneylerde kolektör alanının değişiminin ve güneş takibinin soğutma sistemi üzerindeki etkileri araştırılmıştır.

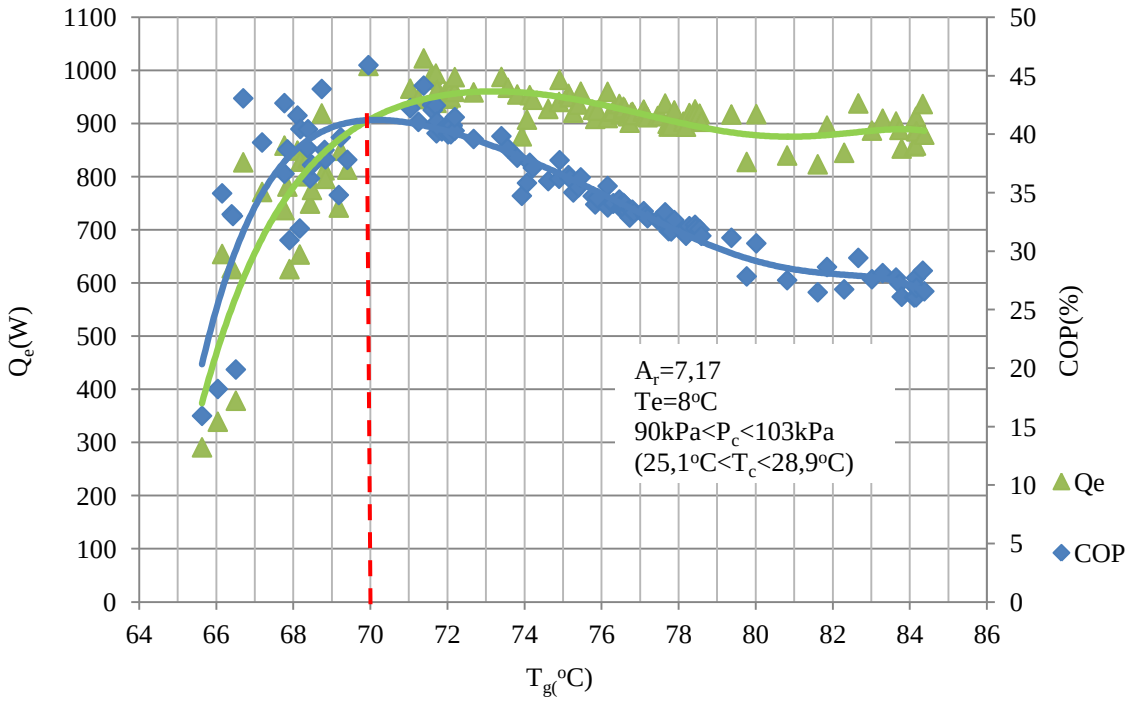
Üçüncü tür deneylerde ejektör alan oranı küçültülerek ve büyültülerek **ejektör alan oranın** değişiminin soğutma sistemi üzerindeki etkileri incelenmiştir. Ejektör alan oranı A_r=6.56 için aynı evaparatör sıcaklığında iki kolektörle güneşi tam takip, üç ve dört kolektörle kolektör eğim açısı 35^o de doğudan batıya tek eksenli çevirme deneyleri yapılmıştır. Ejektör alan oranı A_r=7.86 için ise aynı evaparatör sıcaklığında dört kolektörle eğim açısı 35^o' de doğudan batıya tek eksenli çevirme deneyi yapılmıştır.

Çalışmada kullanılan şekillerde kolektör sayısı K, kolektör eğim açısı D, çevirme durumu Ç, güneşi iki eksende tam takip durumu TT olarak kodlanmıştır.

Araştırmada yapılan deneylerin 0^o kolektör eğim açısında yapılmasının nedeni bu açı değerinin ölçüm istasyonlarında toprak yüzeyine gelen direk ışınımın ölçüldüğü ve kolektör eğimine bağlı olarak herhangi bir düzeltme faktörüne ihtiyaç duyulmayan genel bir açı olmasıdır. 15^o kolektör eğim açısında yapılmasının nedeni deneylerin yapıldığı aylarda öğlen saatlerinde güneşin dik geldiği yaz uygulamaları için uygun bir açı olmasıdır. 35^o kolektör eğim açısında yapılmasının nedeni ise Konya ili için yıl boyu uygulamalar için kullanılan açı olmasıdır. Bu açı değerleri deneyler sırasındaki

ölçümlere ve Bölüm 3.2.5' de yapılan sayısal hesaplamayla uyumlu olarak uygulanmıştır.

Sabit yön deneylerinin tümünde kondenser basınç değerleri P_c=90 kPa (T_c=25,1°C) ile P_c=100 kPa (T_c=28.1°C) arasında seyretmiştir. Çevirmeli deneylerinin tümünde ise kondenser basınç değerleri P_c=90 kPa (T_c=25.1°C) ile P_c=103 kPa (T_c=28.9°C) arasında seyretmiştir. Kondenser basıncının bahsedilen aralıklarda çalıştırıldığı tüm sabit yön ve çevirmeli deney verileri incelendiğinde T_g=70°C jeneratör sıcaklığında ejektörün boğulmalı çalışmaya başladığı görülmüştür. Bu deneylere ait soğutma kapasitesi ve COP değerlerinin sıcaklığa göre değişimi Şekil 4.13'de görülmektedir.



Şekil 4.13. Sabit yön ve çevirmeli deneyleri için jeneratör sıcaklığına bağlı olarak soğutma kapasitesi ve COP değerlerinin değişimi

Yapılan her deney hakkında genel bir sonuç elde etmek amacıyla gün içinde deney süresince kaydedilen tüm soğutma kapasitesi ve güneş ışınımı verilerinin ortalaması alınarak bahsedilen değerlerin gün boyu ortalamaları hesaplanmıştır.

Deneyler sabit yön deneylerinden başlayarak sırasıyla çevirmeli ve farklı alan oranlarıyla yapılan deneylerle devam etmiştir. Bu süreç içerisinde sistemden elde edilen soğutma kapasitesi, birim alanda soğutma kapasitesi miktarlarına, buların gün

içerisindeki sürekliliğine, ekonomik açıdan kolektörlerin farklı yön ve kolektör açılarında konumlandırılması için gerekli olan tahrik motoru sayısına bakarak sistem için en avantajlı uygulamalar karşılaştırılmalarla belirlenmiştir. Avantajlı görülmeyen deney alternatifleri denenmemiştir.

4.3.1. Sabit yön deneyleri

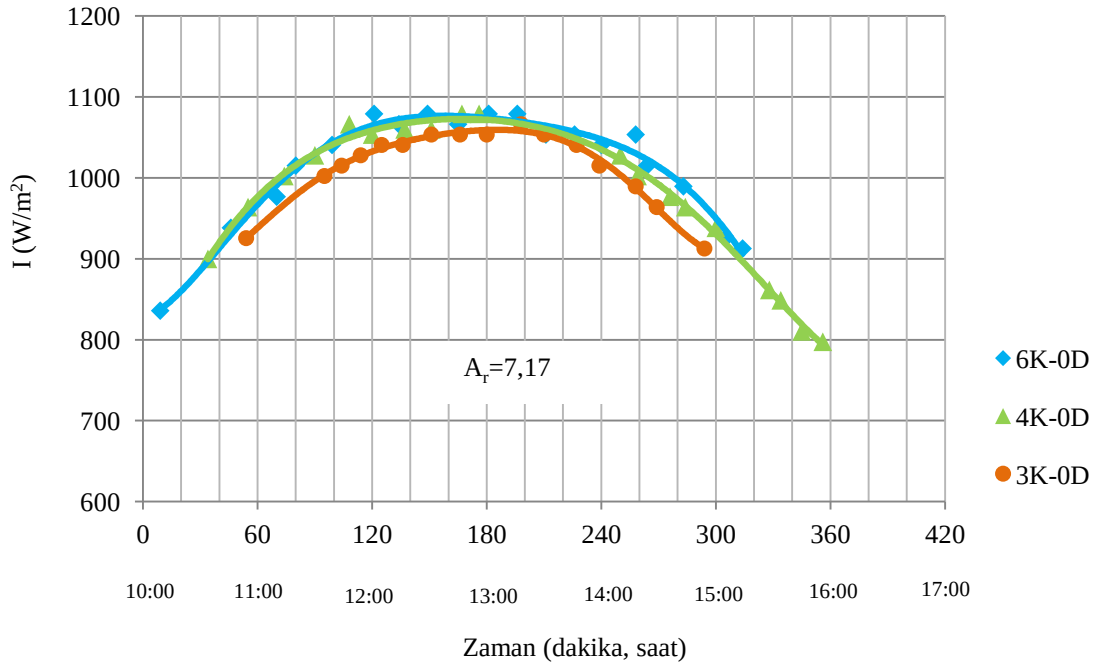
İleri aşama çalışmaları ilk olarak sabit yön deneyleriyle başlamıştır. Deneylerde kolektörler öncelikle kolektör eğim açısını 0^o'de tutulmuştur. Üç, dört ve altı adet kolektörle deneyler yapılarak kolektör sayısının soğutma sistemi üzerindeki etkisi ve mevcut sistem ve çalışma şartları için en uygun kolektör sayısı araştırılmıştır**.** Deneylerde kullanılan bir kolektör alanı 2.3 m^2 olduğundan altı kolektör 13.8 m^2 dört kolektör 9.2 m^2, üç kolektör 6.9 m^2 kolektör alanına karşılık gelmektedir. Yapılan bu deneylerde sistem için en uygun kolektör sayısı belirlendikten sonra belirlenen en uygun sayıda kolektör uygulamasında kolektör eğim açısının etkisini araştırmak amacıyla 0^o' kolektör eğim açısına ilave olarak 15^o ve 35^o kolektör eğim açılarında deneyler yapılmıştır. Deneylerin sonucunda soğutma sisteminin belirtilen çalışma şartları için sabit yön deneylerinde en avantajlı kolektör sayısı ve eğim açısı uygulaması belirlenmiştir.

4.3.1.1. Sabit yön deneylerinde farklı kolektör sayılarında yapılan çalışmalar

Kolektör eğim açısının 0^o olduğu durum için üç, dört ve altı adet kolektörle yapılan deneylere ait sonuçlar Şekil 4.14.a-e' de görülmektedir.

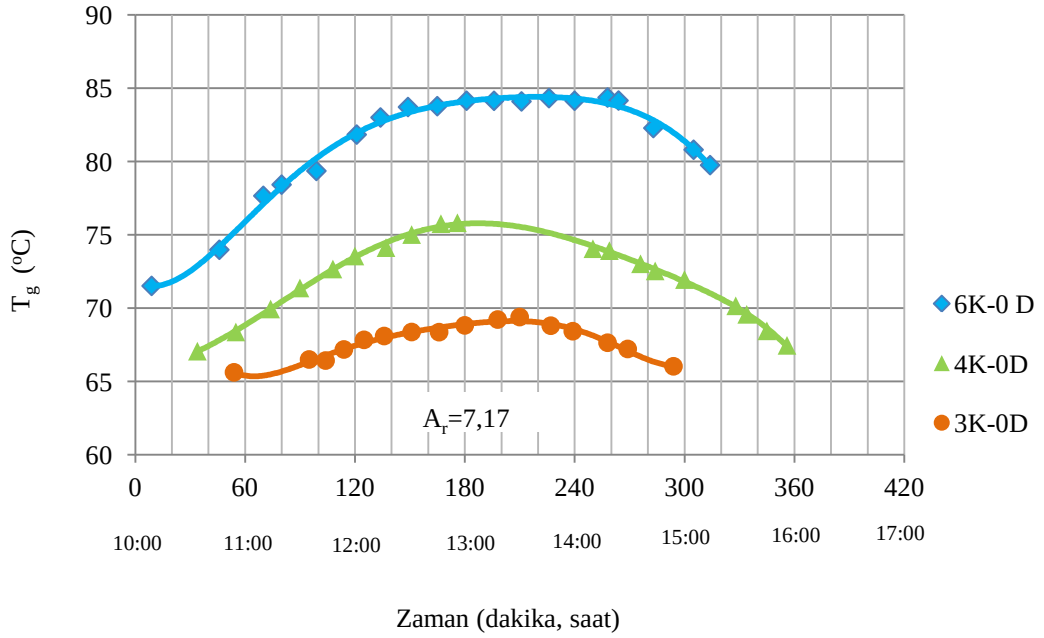
Şekil 4.14.a.'da güneş ışınımının deney süreleri boyunca değişimi görülmektedir. Altı kolektör için elde edilen sonuçlara göre güneş ışınımı değeri verilerin kaydedilmeye başlandığı anda 836 W/m^2 değerinden başlamış, gün ortasında 1079 W/m^2 değerine yükselmiş, deney sonunda 913 W/m^2 değerine kadar düşmüştür. Güneş ışınımının gün boyu ortalaması 1016 W/m^2 olarak hesaplanmıştır**.** Dört kolektörle yapılan deneyde güneş ışınımı değeri 900 W/m^2 değerinden başlamış, gün ortasında 1079 W/m^2 değerine yükselmiş, deney sonunda 798 W/m^2 değerine kadar düşmüştür. Güneş ışınımının gün boyu ortalaması 975 W/m^2 olarak belirlenmiştir. Üç kolektörle yapılan deneyde 926 W/m^2 değerinden başlamış, gün ortasında 1066 W/m^2

değerine yükselmiş, deney sonunda 913 W/m^2 değerine kadar düşmüştür. Güneş ışınımının gün boyu ortalaması 1016 W/m^2 olarak belirlenmiştir. Güneş ışınımı değerleri sistemden bağımsız olarak o günkü hava şartlarına bağlı olduğundan her üç uygulama için de yaklaşık benzer seyrettiği görülmektedir.



Şekil 4.14.a. Sabit yönde 0^o kolektör eğim açısında üç-dört-altı kolektörle yapılan deneylerde güneş ışınımının zamana bağlı değişimi

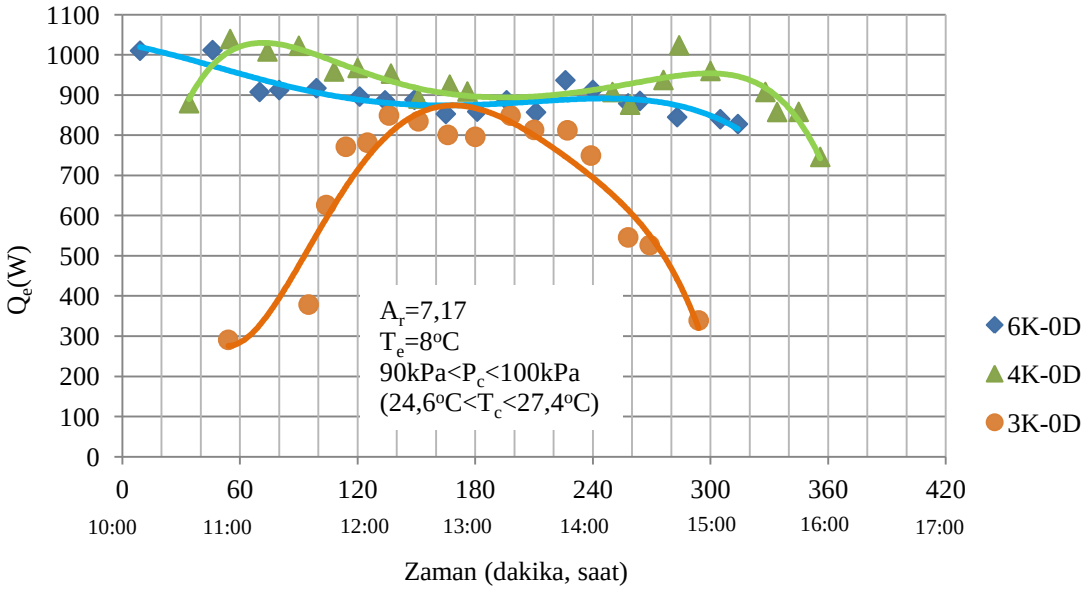
Şekil 4.14.b.'de güneş ışınımına ve kolektör sayısına bağlı olarak jeneratör sıcaklığının gün içindeki değişimi görülmektedir. Altı kolektörle yapılan deneyde jeneratör sıcaklığı T_g=71^{o}C den başlayarak gün ortasında T_g=84.5 ^{o}C' ye ulaşmıştır ve çalışma sonunda T_g=80^{o}C' ye inmiştir. Dört kolektörle yapılan deneyde jeneratör sıcaklığı T_g=67^{o}C den başlayarak gün ortasında T_g=76^{o}C' ye ulaşmıştır ve çalışma sonunda T_g=67.5^{o}C' ye inmiştir. Üç kolektörle yapılan deneyde jeneratör sıcaklığı T_g=65.6^{o}C den başlayarak gün ortasında en fazla T_g= 68.8^{o}C' ye ulaşmıştır. Deney sonunda 66^{o}C değerine kadar inmiştir. Kolektör sayısının jeneratör sıcaklığı üzerindeki etkisi her üç deney için jeneratör sıcaklıkları seyrinin birbirinden hayli farklı olmasıyla açık olarak görülmektedir.



Şekil 4.14.b. Sabit yönde 0° kolektör eğim açısında üç-dört-altı kolektörle yapılan deneylerde jeneratör sıcaklığının zamana bağlı değişimi

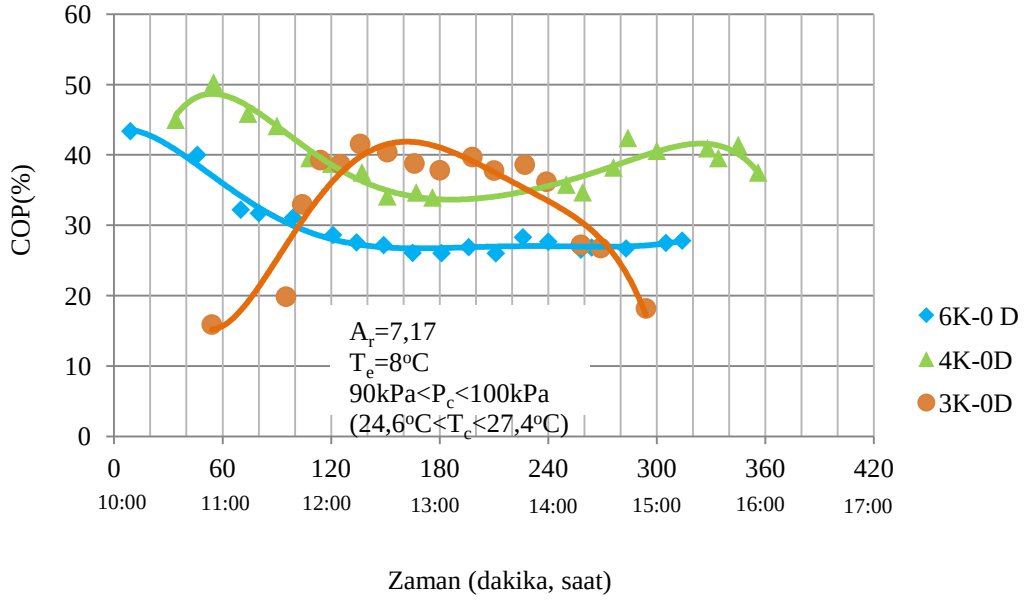
Şekil 4.14.c.' de elde edilen soğutma kapasitesi değerleri görülmektedir. Her üç deney için jeneratör sıcaklığının T_g=70°C'den yüksek olduğu durumda ejektör daima boğulmalı çalışmıştır. Altı kolektör için elde edilen sonuçlara göre soğutma kapasitesi 1000 W seviyelerinden başlayarak sıcaklığın artışıyla birlikte öğle saatlerinde 870 W seviyelerine inmiştir. Deney sonunda daha da azalarak 827 W soğutma kapasitesiyle deney tamamlanmıştır. Sistemden deney süresince ortalama 895 W soğutma kapasitesi elde edilmiştir. Bu değer kolektörün toplam alanına bölünerek sistemden gün boyu ortalama birim kolektör alanı için 64 W/m^2 soğutma kapasitesi elde edildiği belirlenmiştir. Öğlen saatlerinde jeneratör sıcaklığının artması ile ejektörün boğulmalı çalışmasına rağmen soğutma kapasitesinde azalma görülmüştür. Dört kolektörde yapılan deneyde jeneratör sıcaklığı 71°C değerine geldiğinde soğutma kapasitesi 1040 W değerine ulaşmıştır. Bu durum soğutma kapasitesi eğrisinde iki pik noktası olarak görülmektedir. Altı kolektör çalışmasına benzer şekilde dört kolektörde de sıcaklığın öğlen saatlerinde artmasıyla soğutma kapasitesi 875 W değerlerine düşmüştür. Deney sonunda ejektörün boğulalı çalışma durumunun sona ermesiyle soğutma kapasitesi 745 W değerine düşmüştür. Sistemden deney süresince ortalama 927 W, birim kolektör alanı için ise ortalama 100.76 W/m^2 soğutma kapasitesi elde edilmiştir. Üç kolektörle yapılan deneyde soğutma kapasitesi 290 W değerinden başlamış ve en fazla gün

ortasında 840 W seviyesine yükselebilmiş, deney sonunda azalarak 338 W soğutma kapasitesiyle deney tamamlanmıştır. Sistemden deney süresince ortalama 672 W, birim kolektör alanı için ortalama 97.39 W/m^2 soğutma kapasitesi elde edilmiştir. Üç kolektör çalışmasında deney süresi boyunca ejektör daima boğulmasız çalışmıştır.



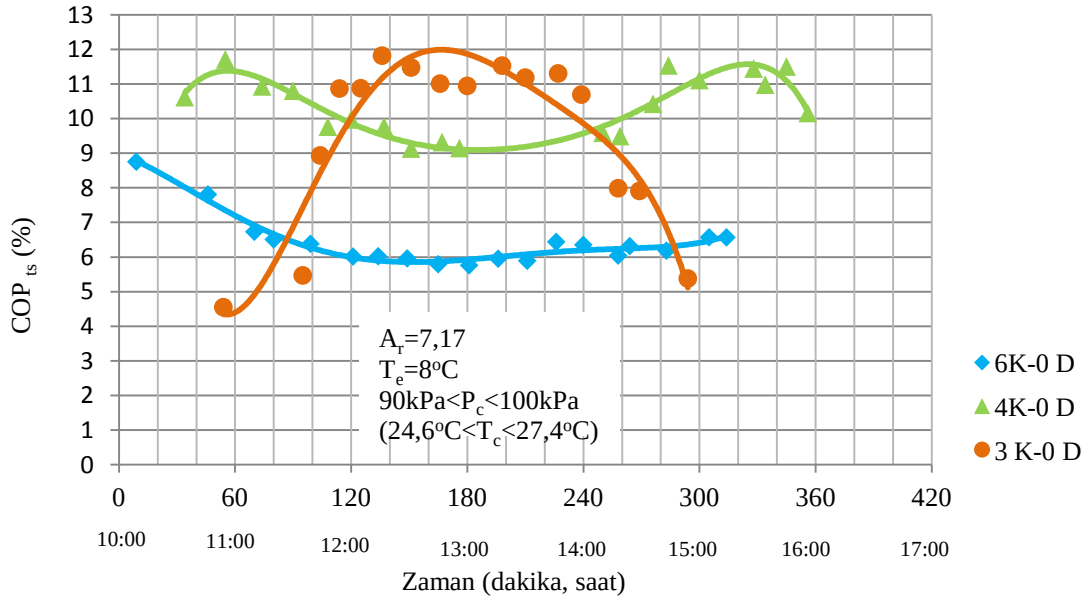
Şekil 4.14.c. Sabit yönde 0^o kolektör eğim açısında üç-dört-altı kolektörle yapılan soğutma kapasitesinin zamana bağlı değişimi

Şekil 4.14.d.'de deneyler için sistemin COP değerleri görülmektedir. Altı kolektör için elde edilen sonuçlara göre sistemin COP değeri % 40 seviyesinden başlamış sıcaklığın yükselmesiyle öğlen saatlerinde % 26 seviyesine kadar inmiş, deney sonunda biraz yükselerek % 28 COP değerinde deney tamamlanmıştır. COP değerinin öğlen saatlerinde düşmesi evaparatörden çekilen ikincil akışkanın ejektörün boğulmalı çalışmasıyla sabit kalmasına karşılık artan jeneratör sıcaklığıyla ejektöre giren birincil akışkanın artarak ejektördeki debi oranının azalmasından kaynaklanmaktadır. Dört kolektör deneyinde Jeneratör sıcaklığı T_g=71^{o}C için COP değeri % 50 değerine ulaşmıştır. Bu durum soğutma ve COP eğrilerinde iki pik noktası olarak görülmektedir. Sıcaklığın öğlen saatlerinde artmasıyla COP değeri % 34.7 değerlerine düşmüştür. Deney sonunda % 37.5 COP değerleriyle deney tamamlanmıştır. Üç kolektör uygulamasında COP değeri % 15'den başlamış, öğlen saatinde % 41 değeriyle diğer iki uygulamanın üzerinde en yüksek değerine ulaşmış, deney sonunda % 18 değerine inmiştir.



Şekil 4.14.d. Sabit yönde 0^o kolektör eğim açısında üç-dört-altı kolektörle yapılan deneylerde COP değerinin zamana bağlı değişimi

Tüm sistem COP değerleri Şekil 4.14.e' de görülmektedir. Tüm sistem COP değerlerinin oluşturduğu eğriler COP eğrilerine benzerlik göstermektedirler. Deneylerde altı kolektör deneyinde tüm sistem COP değeri % 6 ile % 9, dört kolektör deneyinde % 9 ile % 12 arasında seyretmiş. Üç kolektör deneyinde ise % 4.5 değerinden başlayarak öğlen saatinde %11.5 değerine ulaşmış sonra tekrar düşerek deney sonunda % 5'e inmiştir.



Şekil 4.14.e. Sabit yönde 0^o kolektör eğim açısında üç-dört-altı kolektörle yapılan deneylerde. tüm sistem COP değerinin zamana bağlı değişimi

Kolektör eğim açısının 0^o olduğu altı, dört ve üç kolektör uygulamaları değerlendirildiğinde; üç kolektör uygulamasında sistemin soğutmaya daha geç başlamasına, gün ortasında bile diğer iki uygulamaya göre ejektörün boğulmasız çalışmasına bağlı olarak çok düşük soğutma kapasitesi sağladığı görülmüştür (Şekil 4.14.c). Her ne kadar COP değeri ve tüm sistem COP değeri açısından gün ortasında yüksek değerler elde edilmiş olsa bile (Şekil 4.14.d,e) sistemin temel amacı olan soğutmayı yeterince karşılayamadığından üç kolektör uygulaması yetersiz olduğu açıktır. Altı kolektör uygulamasında jeneratör sıcaklığının dört kolektör uygulamasına göre daha yüksek sıcaklık değerine daha erken ulaştığı, sistemden daha erken saatlerde soğutma elde edileceği görülmüştür (Şekil 4.14.b). Lakin jeneratör sıcaklığının gün içinde yüksek değerlere çıkmasının bu alan oranı için soğutma kapasitesi, COP ve tüm sistem COP değerlerini artırıcı bir etkisi olmamıştır. Ayrıca birim kolektör alanı için daha düşük soğutma kapasitesi değeri elde edilmiştir. Dört kolektör uygulamasında ise sisteminin COP, tüm sistem COP değerleri ve özellikle birim kolektör alanı için altı kolektör uygulamasına göre üstünlük sağladığı görülmüştür (Şekil 4.14.d,e). Bu durumda belirtilen alan oranı ve evaparatör sıcaklığı için dört kolektör kullanılmasının daha uygun olduğu görülmektedir.

4.3.1.2. Sabit yön deneylerinde farklı kolektör eğim açılarında yapılan çalışmalar

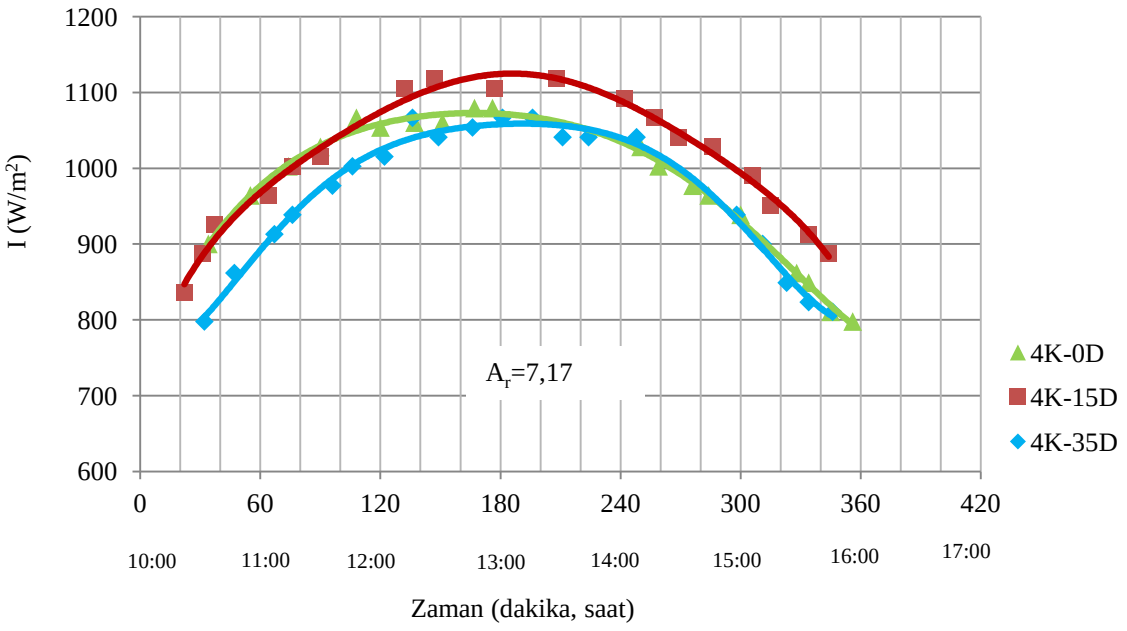
Sabit yönde yapılan deneylerle kolektör eğim açısının değişiminin sistem üzerindeki etkileri incelenmiştir. Bu amaçla Bölüm 4.3.1.1.' de yapılan karşılaştırılmada en uygun uygulama olarak tespit edilen dört kolektör uygulaması olduğu sonucuna göre kolektör eğim açısının soğutma sistemi üzerindeki etkisi sistemde dört kolektör kullanılarak araştırılmıştır. Bunun için 0^o kolektör eğim açısında yapılan deneye ilave olarak dört kolektörle 15^o ve 35^o kolektör açılarında yapılan deneyler yapılmıştır. Dört kolektörle farklı kolektör açılarında yapılan deneylere ait sonuçlar Şekil 4.15.a-e' de görülmektedir.

Sabit yönde dört kolektörle 0^o kolektör eğim açısında elde edilen sonuçlar Bölüm 4.3.1.1.' de verilmişti. Kolektör eğim açısının değişiminin etkisini karşılaştırmak amacıyla veriler Şekil 4.15.a-e' de tekrar kullanılmıştır.

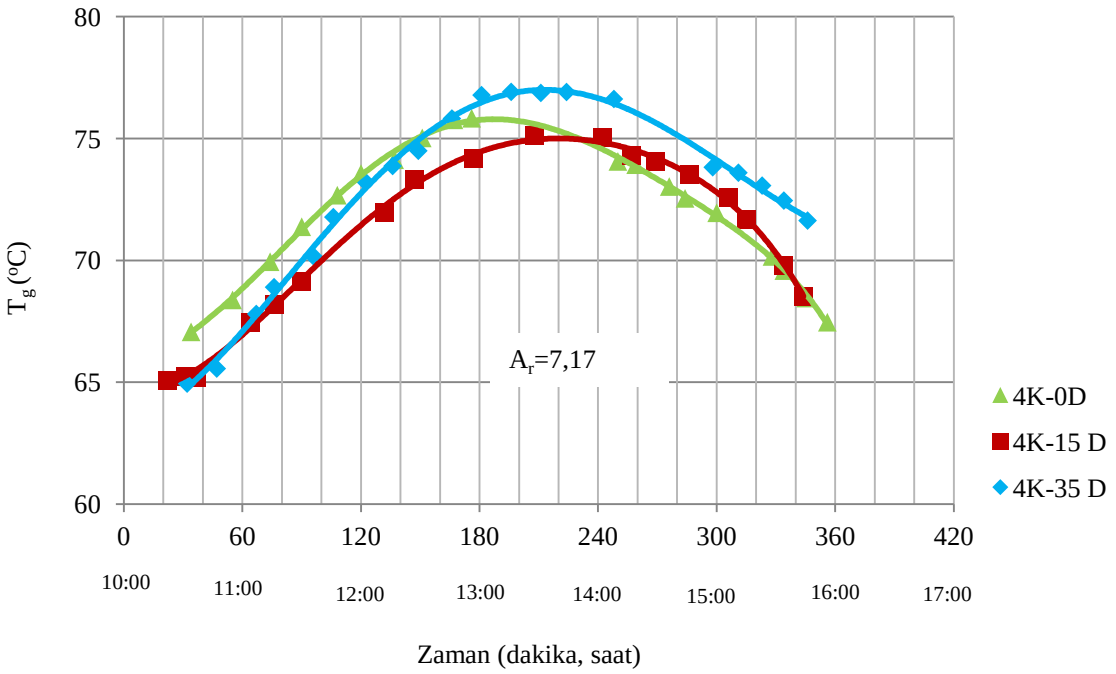
Şekil 4.15.a' da görüldüğü gibi dört kolektörle 15^o kolektör eğim açısında yapılan deneyde güneş ışınımı değeri 836 W/m^2 değerinden başlamış, gün ortasında

1118 W/m^2 değerine yükselmiş, deney sonunda 887 W/m^2 değerine kadar düşmüştür. Güneş ışınımının gün boyu ortalaması 1002 W/m^2 olarak belirlenmiştir. 35^o kolektör eğim açısında yapılan deneyde güneş ışınımı değeri 798 W/m^2 değerinden başlamış, gün ortasında 1066 W/m^2 değerine yükselmiş, deney sonunda 810 W/m^2 değerine kadar düşmüştür. Güneş ışınımının gün boyu ortalaması 962 W/m^2 olarak belirlenmiştir. Kolektör eğim açısının 35^o'' de olması güneş ışınlarının günün erken ve geç saatlerinde güneş ışınlarının kolektör yüzeyine daha eğik açılarda gelmesine neden olmuştur. Bu yüzden şekilde görüldüğü gibi güneş ışınımı değerleri diğer uygulamalara göre daha geç yükselmiş ve daha erken azalmıştır. 0^o eğim açında ise bu durum tam tersidir. 15^o eğim açında ise deney yapılan aylar için güneş ışınlarının gün ortasında kolektör yüzeyine dik geldiğinden o saatlerde bu açıda daha fazla güneş ışınımı değeri ölçülmüştür.

Şekil 4.15.b' de jeneratör sıcaklığının gün içindeki değişimi görülmektedir. Dört kolektörle 15^o kolektör eğim açısında yapılan deneyde jeneratör sıcaklığı T_g=65.1^{o}C den başlayarak gün ortasında T_g=75.1^{o}C' ye ulaşmış, çalışma sonunda T_g=68.5^{o}C' ye inmiştir. 35^o kolektör eğim açısında yapılan deneyde jeneratör sıcaklığı T_g=65^{o}C den başlamış, gün ortasında T_g=76.9^{o}C' ye ulaşmış ve çalışma sonunda T_g=71.6^{o}C' ye inmiştir. 0^o eğim açında güneş ışınımlarının günün erken saatlerinde daha dik gelmesinin etkisiyle jeneratör sıcaklığının daha erken yükseldiği görülmektedir.



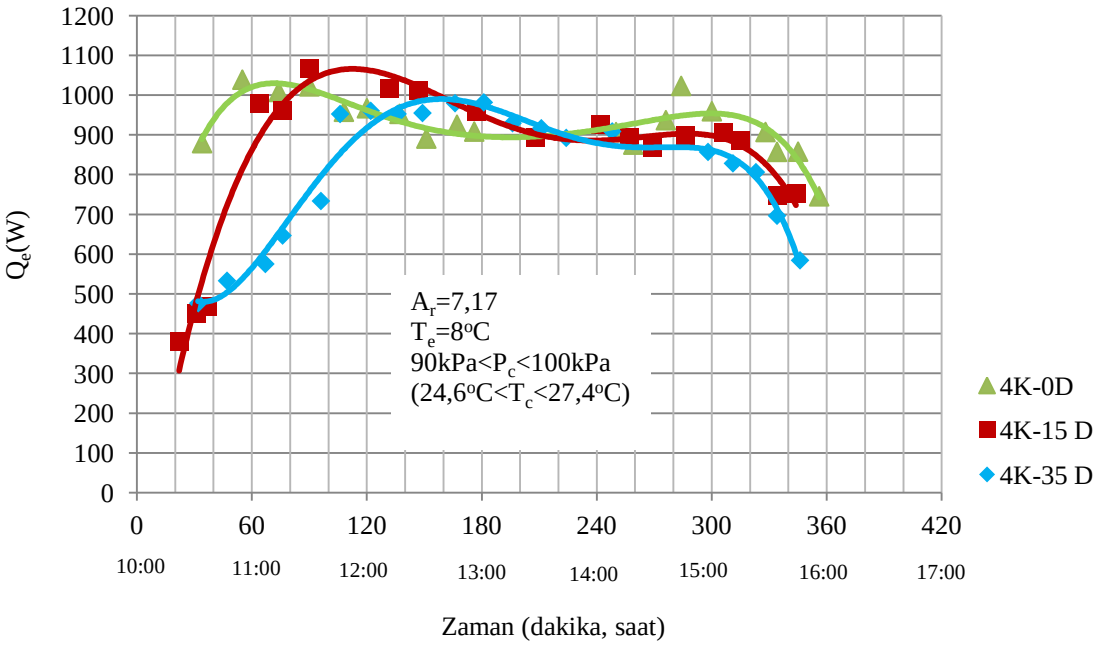
Şekil 4.15.a. Sabit yönde dört kolektörle 0-15-35 derece kolektör eğim açılarında yapılan deneylerde güneş ışınımının zamana bağlı değişimi



Şekil 4.15.b. Sabit yönde dört kolektörle 0-15-35 derece kolektör eğim açılarında yapılan deneylerde jeneratör sıcaklığının zamana bağlı değişimi

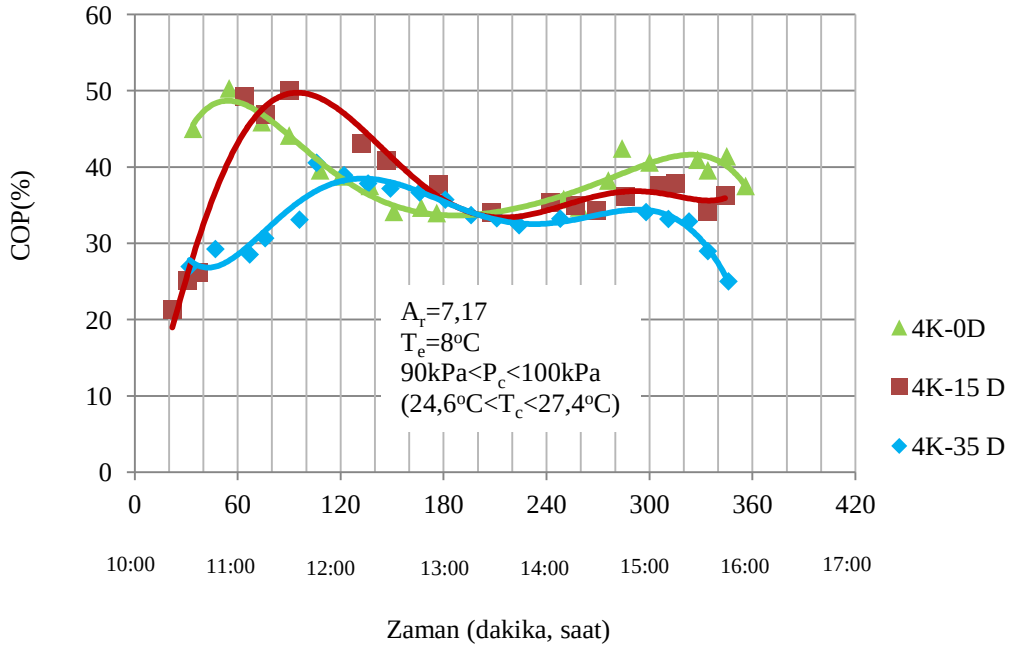
Şekil 4.15.c' deki soğutma kapasitesi değerleri verilmiştir. Çıkan sonuçlara bakıldığında 15^o kolektör eğim açısında yapılan deneyde jeneratör sıcaklığı ejektörün boğulmalı çalışmaya başladığı sıcaklığa 0^o kolektör eğim açısına göre daha geç ulaştığı görülmektedir. Ejektörün boğulmalı çalışmaya başladığı anda soğutma kapasitesi 1060 W olarak elde edilmiştir. Gün ortasında sıcaklığın yükselmesiyle soğutma kapasitesi 892 W değerine inmiştir. Deney sonunda sıcaklığın düşmesiyle ejektörün boğulmalı çalışması sona ermiş, 753 W soğutma kapasitesi değeriyle deney tamamlanmıştır. Sistemden deney süresince ortalama 837W, birim kolektör alanı için ortalama 91 W/m^2 soğutma kapasitesi değerleri elde edilmiştir. 35^o kolektör eğim açısında yapılan deneyde de jeneratör sıcaklığı daha geç yükselmiş ve ejektör daha geç boğulmalı çalışmaya başlamıştır. Soğutma kapasitesi 476 W değerinden başlamış Jeneratör sıcaklığı T_g=71.8^{o}C değerine geldiğinde soğutma kapasitesi 952 W değerine ulaşmıştır. Gün ortasında sıcaklığın yükselmesiyle soğutma kapasitesi 892 W değerine inmiştir. Deney sonunda kondenser basıncının P_c=102 kPa (T_c=28.6^{o}C) değerine yükselmesiyle ejektörün boğulmalı çalışması sonlanmış ve 584 W soğutma kapasitesi değerlerinde deney tamamlanmıştır. Sistemden deney süresince ortalama 809W soğutma kapasitesi elde edilmiştir. Birim kolektör alanı için ortalama soğutma kapasitesi 88 W/m^2

hesaplanmıştır. 0^o kolektör eğim açısında yapılan deneyde deney süresince ortalama 927 W, birim kolektör alanı için ise ortalama 100.76 W/m^2 soğutma kapasitesi elde edildiği Bölüm 4.3.1.1.' de verilmişti.



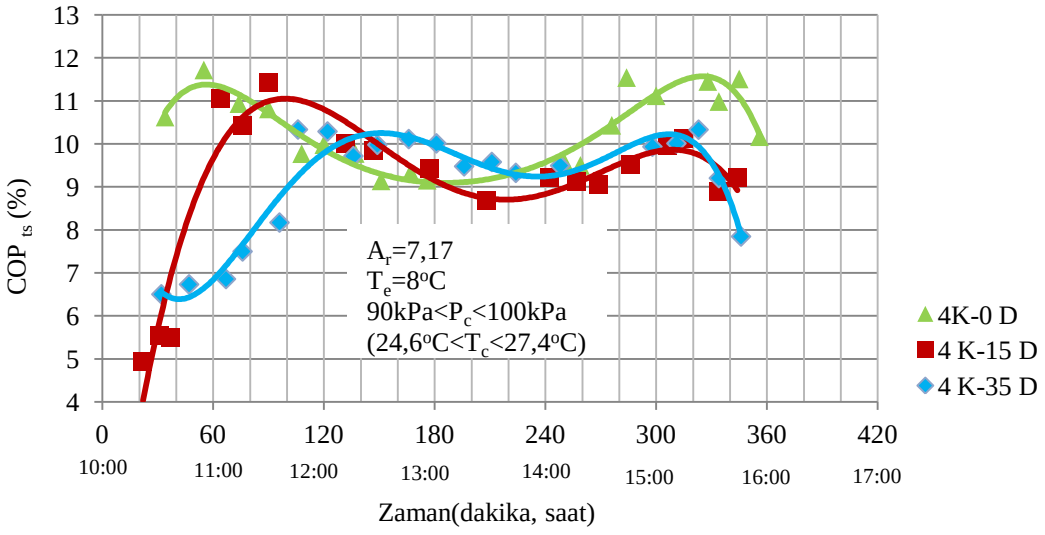
Şekil 4.15.c. Sabit yönde dört kolektörle 0-15-35 derece kolektör eğim açılarında yapılan deneylerde soğutma kapasitesinin zamana bağlı değişimi

Şekil 4.15.d' de COP değerleri görülmektedir. 15^o kolektör eğim açısında yapılan deneyde ejektörün boğulmalı çalışmaya başladığı anda COP % 50.1 değerine ulaşmıştır. Gün ortasında sıcaklığın yükselmesiyle COP % 34 değerine inmiştir. Deney sonunda ise sıcaklığın düşmesiyle ejektörün boğulmalı çalışması sona ermiş, % 36 COP değeriyle deney tamamlanmıştır. 35^o kolektör eğim açısında yapılan deneyde jeneratör sıcaklığı T_g=71.8ºC değerine geldiğinde COP % 40.6 değerine ulaşmıştır. Gün ortasında sıcaklığın yükselmesiyle COP %34 değerine inmiştir. Yaklaşık sabit bir seyir izlemiş, deney sonunda kondenser basıncının yükselmesiyle ejektörün boğulmalı çalışması sonlandığı için % 25 COP değerlerinde deney tamamlanmıştır. 0^o kolektör eğim açısında yapılan deneyde elde edilen COP değerleri Bölüm 4.3.1.1.' de verilmişti.



Şekil 4.15.d Sabit yönde dört kolektörle 0-15-35 derece kolektör eğim açılarında yapılan deneylerde COP değerinin zamana bağlı değişimi

Şekil 4.15.e' e bakıldığında tüm sistem COP görülmektedir. 15^{o} kolektör eğim açısında yapılan deneyde tüm sistem COP değeri % 4.6 ile % 11.4 arasında, 35^{o} kolektör eğim açısında yapılan deneyde % 6.5 ile % 10.3 arasında bir seyir izlemiştir. 0^{o} kolektör eğim açısında yapılan deneyde elde edilen tüm sistem COP değerleri Bölüm 4.3.1.1.' de verilmişti.



Şekil 4.15.e Sabit yönde dört kolektörle 0-15-35 derece kolektör açılarında yapılan deneylerde tüm sistem COP değerinin zamana bağlı değişimi

Sabit yön durumlarında kolektör eğim açısını yükseltilmesinin güneş ışınlarının günün erken ve geç saatlerinde kolektör yüzeyine daha geç ve daha eğik açılarda ulaşmasına neden olmaktadır (Şekil 4.15.a). Bunun sonucu olarak 0^o kolektör eğim jeneratör sıcaklığı ejektörün boğulmalı çalıştığı sıcaklığa daha erken yükselmiş ve sistemden daha erken ve geç saatler soğutma elde etmek mümkün olmuştur. Dolayısıyla bu uygulamada gün içinde ortalama soğutma kapasitesi ve birim kolektör alan için ortalama soğutma kapasitesi değerleri daha yüksek çıkmıştır. 35^okolektör eğim açısında ise bu durumun tam tersi olduğu görülmüştür (Şekil 4.15.b,c). Öğle saatlerinde her üç uygulamada da jeneratör sıcaklıkları hayli yüksek ve birbirlerine yakın değerlerde olduğu için (Şekil 4.15.b) farklı açılarda yapılan deneylerde soğutma kapasitesi, COP ve tüm sistem COP değerleri açısından önemli farklılıklar gözlenmemiştir (Şekil 4.15.c,d,e). Soğutmanın daha erken saatlerde başlatılabilmesi, daha geç saatlerde sonlandırılabilmesi ve gün içinde daha yüksek soğutma kapasitesi değerleri elde edilebilmesi açısından, aynı kolektör sayılarında yapılan çalışmalarda sabit kolektör uygulaması için en avantajlı çalışmanın 0^o kolektör açısında yapılabileceği sonucuna varılmıştır.

Bölüm 4.3.1.1. ve Bölüm 4.3.1.2' de yapılan karşılaştırmalara göre sabit kolektör uygulamalarında ejektör alan oranı A_r=7.17 için evaparatör sıcaklığı $T_e=8^oC$ çalışma şartları için soğutma kapasitesi açısından en avantajlı uygulamanın 0^o kolektör eğim açısında dört kolektör uygulamasının olduğu ortaya çıkmaktadır.

4.3.2. Çevirmeli deneyler

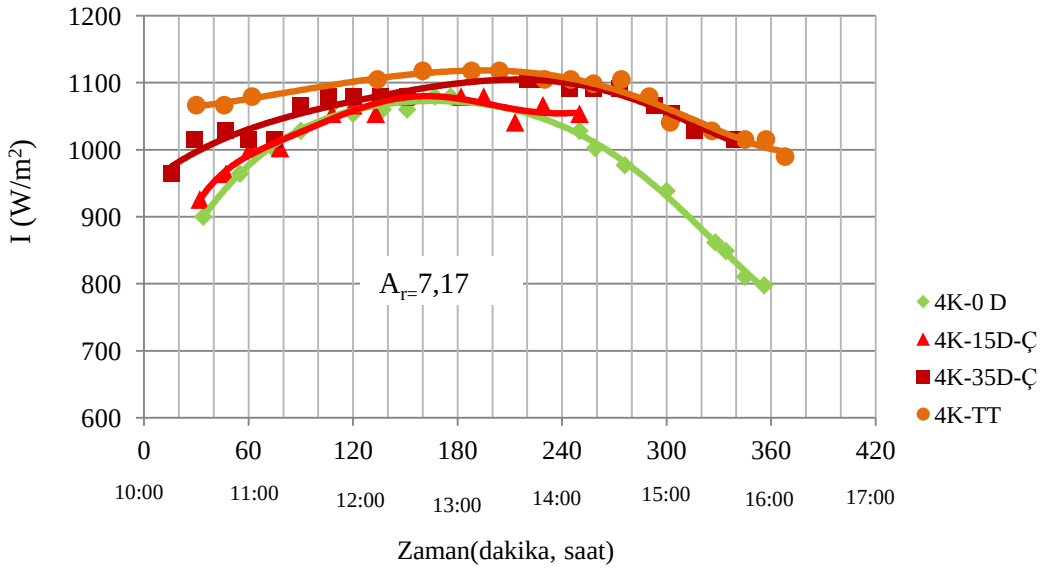
Yapılan çalışmada sistemden daha avantajlı soğutma elde edebilmek amacıyla aynı çalışma şartlarında çevirmeli deneyler yapılmıştır. Sabit yön deneylerinde altı adet kolektörün jeneratör sıcaklığı açısından çalışılan ejektör alanı ve evaparatör sıcaklığı için fazla olduğu anlaşıldığından çevirmeli deneylerde altı adet kolektörle deney yapılmamıştır. Çevirmeli deneyler üç ve dört adet kolektörle; 15^o ve 35^o kolektör açılarında kolektörleri tek eksenli olarak doğudan batıya çevirerek ve kolektörleri iki eksenli olarak güneşi tam takip ettirerek yapılmıştır.

4.3.2.1. Çevirmeli deneylerde dört kolektörle yapılan çalışmalar

Çevirmeli deneylerin değerlendirmesine öncelikle sabit yön deneyinin en avantajlı uygulaması olan dört kolektör deneyleriyle başlanmıştır. Dört kolektörle yapılan çevirmeli deneylere ait sonuçlar Şekil 4.16.a-e' de görülmektedir. Çevirmeli deneyler için yapılan karşılaştırmalara 0^o kolektör eğim açısıyla yapılan deney de ilave edilmiştir. Bunun sebebi hem bu çalışmanın sabit yön deneyleri arasında en avantajlı uygulama olması hem de 0^o kolektör eğim açısıyla yapılan çalışmanın güneş takibine eşdeğer bir çalışma olmasıdır.

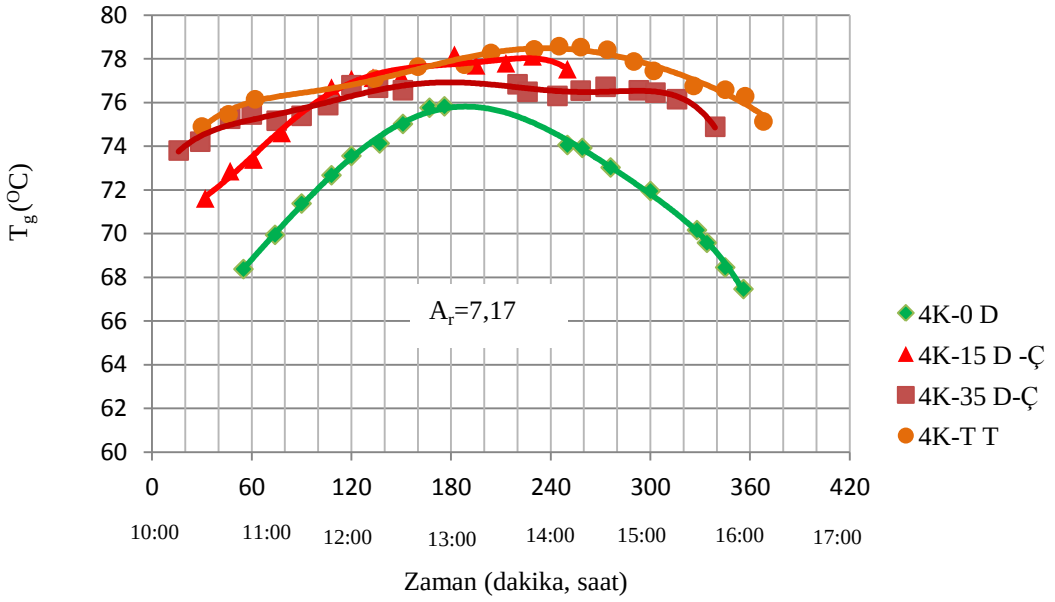
Şekil 4.16.a.' da güneş ışınımı değerleri görülmektedir. Dört kolektörle iki eksenli güneşi tam takiple yapılan deneyde güneş ışınımı değeri verilerin kaydedilmeye başlandığı anda 1066 W/m^2 değerinden başlamış, gün ortasında 1105 W/m^2 değerine yükselmiş, deney sonunda 990 W/m^2 değerine kadar düşmüştür. Güneş ışınımının gün boyu ortalaması 1073 W/m^2 olarak belirlenmiştir. Dört kolektörle 35^o kolektör eğim açısıyla tek eksende doğudan batıya çevirerek yapılan deneyde güneş ışınımı değeri verilerin kaydedilmeye başlandığı anda 964 W/m^2 değerinden başlamış, gün ortasında 1192 W/m^2 değerine yükselmiş, deney sonunda 1015 W/m^2 değerine kadar düşmüştür. Güneş ışınımının gün boyu ortalaması 1058 W/m^2 olarak belirlenmiştir. Dört kolektörle 15^o kolektör eğim açısıyla tek eksende doğudan batıya çevirerek yapılan deneyde güneş ışınımı değeri verilerin kaydedilmeye başlandığı anda 926 W/m^2 değerinden başlamış, gün ortasında 1079 W/m^2 değerine yükselmiş, deney sonunda 1054 W/m^2 değerine kadar düşmüştür. Güneş ışınımının gün boyu ortalaması 1036 W/m^2 olarak belirlenmiştir. 0^o kolektör eğim açısında yapılan çalışmaya ait güneş ışınımı değerleri Bölüm 4.3.1.1.' de verilmişti.

Tam takip deneyinde güneşten mümkün olan en fazla ışınım değerinin elde edildiği şekilde açıkça görülmektedir. İkinci sırada en iyi güneş ışınımı 35^o kolektör eğim açısında tek eksenli çevirmeyle elde edilmiştir. Bu durum günün erken ve geç saatlerinde güneş ışınlarının kolektör yüzeyine tam takibe yakın bir diklikte gelmesinden kaynaklanmaktadır. Kolektör eğim açısının 15^o'de olması bu durumu daha da azaltmış, 0^o kolektör eğim açısında ise en düşük seviyeye indirmiştir. Öğlen saatlerinde ise güneşi tam takibin üstünlüğü devam etmiş, diğer kolektör eğim açılarında ise güneş ışınımı değeri birbirine yakın seyretmiştir.



Şekil 4.16.a. Dört kolektörle, 0^o sabit - 15^o kolektör eğim açısıyla tek eksende çevirmeli- 35^o kolektör eğim açısıyla tek eksende çevirmeli ve iki eksende güneşi tam takiple yapılan deneylerde güneş ışınımının zamana bağlı değişimi

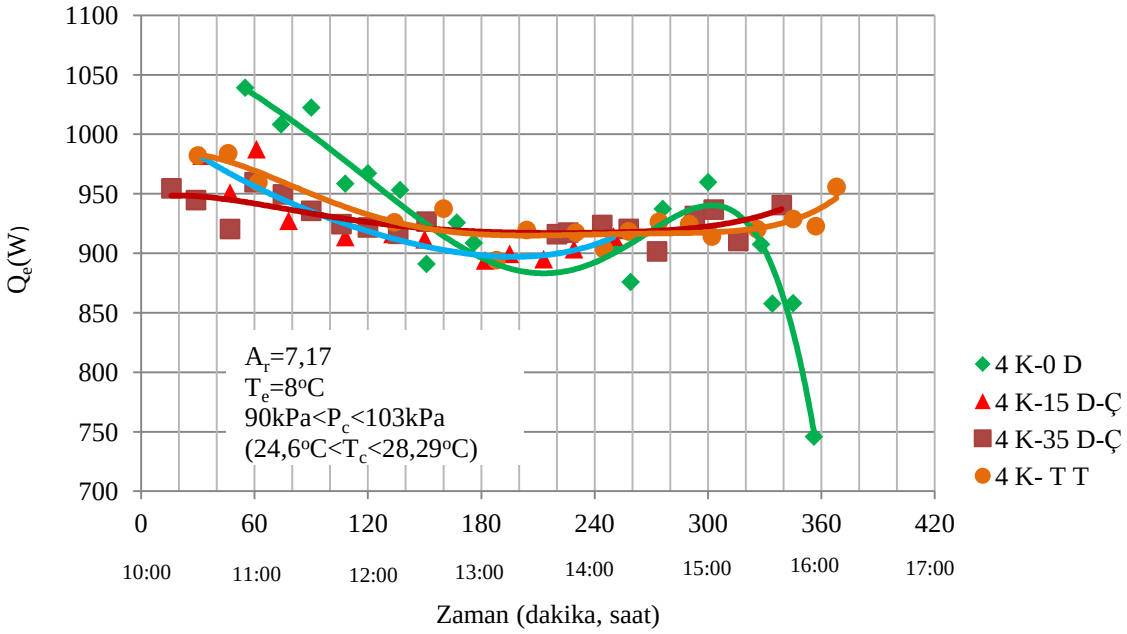
Şekil 4.16.b.' de jeneratör sıcaklığı değerleri görülmektedir. Dört kolektörle iki eksenli güneşi tam takiple yapılan deneyde jeneratör sıcaklığı T_g=74.9^{o}C' de başlamış, öğle saatlerinde T_g=78.6^{o}C' e ulaşmış, deney sonunda T_g=75.1^{o}C' e inmiştir. Dört kolektörle 35^o kolektör eğim açısıyla tek eksende doğudan batıya çevirerek yapılan deneyde jeneratör sıcaklığı T_g=73.8^{o}C' de başlamış, öğle saatlerinde jeneratör sıcaklığı T_g =76.8^{o}C' e ulaşmış, deney sonunda T_g =74.9^{o}C' e inmiştir. Dört kolektörle 15^o kolektör eğim açısıyla tek eksende doğudan batıya çevirerek yapılan deneyde jeneratör sıcaklığı T_g =71.6^{o}C' de başlamış, öğle saatlerinde bu kolektör eğim açısının kolektörlerin güneş ışığını dik almasına bağlı olarak jeneratör sıcaklığı T_g =78.2^{o}C' e ulaşmış, T_g =77.5^{o}C' de deney tamamlanmıştır. 0^o kolektör eğim açısında yapılan çalışmaya ait jeneratör sıcaklığı değerleri Bölüm 4.3.1.1.' de verilmişti. Jeneratör sıcaklığı güneş ışınımıyla doğrudan ilgili olduğu için elde edilen değerlerin seyri de ışınımın seyrine benzerlik göstermektedir. 0^o kolektör eğim açısında yapılan çalışma hariç diğer deneylerin tümünde deneyin başından itibaren ejektör boğulmalı çalışmıştır. Özellikle güneşi tam takip ve 35^o kolektör eğim açısında tek eksenli çevirme deneylerinde jeneratör sıcaklıkları günün erken ve geç saatlerinde yüksek seyrettiği açıktır. Bu durum sistemden gün içinde daha geniş bir sürede kesintisiz soğutma elde edilebileceği anlamına gelmektedir.



Şekil 4.16.b. Dört kolektörle, 0° sabit - 15° kolektör eğim açısıyla tek eksende çevirmeli- 35° kolektör eğim açısıyla tek eksende çevirmeli ve iki eksende güneşi tam takiple yapılan deneylerde jeneratör sıcaklığının zamana bağlı değişimi

Şekil 4.16.c.' de sistemden elde edilen soğutma kapasiteleri görülmektedir. Dört kolektörle iki eksenli güneşi tam takiple yapılan deneyde soğutma kapasitesi 982 W değerinden başlayarak sıcaklığın artışıyla birlikte öğle saatlerinde 903 W değerine inmiştir. Deney sonunda sıcaklığın düşmesiyle soğutma kapasitesi 955 W seviyesine yükselmiştir. Sistemden deney süresince ortalama 931 W soğutma kapasitesi elde edilmiştir. Birim kolektör alanı için bu değer 101.2 W/m^2'dir. Dört kolektörle 35° kolektör eğim açısıyla tek eksende doğudan batıya çevirerek yapılan deneyde Soğutma kapasitesi 954 W seviyelerinden başlayarak sıcaklığın artışıyla birlikte öğle saatlerinde 916 W seviyelerine inmiş, deney sonunda sıcaklığın artışıyla 940 W seviyesine yükselmiştir. Sistemden deney süresince ortalama 929 W, birim kolektör için 100.9 W/m^2 soğutma kapasitesi elde edilmiştir. Dört kolektörle 15° kolektör eğim açısıyla tek eksende doğudan batıya çevirerek yapılan deneyde soğutma kapasitesi 982 W seviyelerinden başlayarak sıcaklığın artışıyla birlikte öğle saatlerinde 894 W seviyelerine kadar inmiştir. Deney sonunda soğutma kapasitesi tekrar bir miktar yükselerek 914W değerine ulaşmıştır. Sistemden deney süresince ortalama 924 W, birim kolektör için 100.4 W/m^2 soğutma kapasitesi elde edilmiştir. 0° kolektör eğim açısında yapılan çalışmada sistemden deney süresince ortalama 927 W, birim kolektör alanı için ise ortalama 100.76 W/m^2 soğutma kapasitesi elde edildiği ait jeneratör

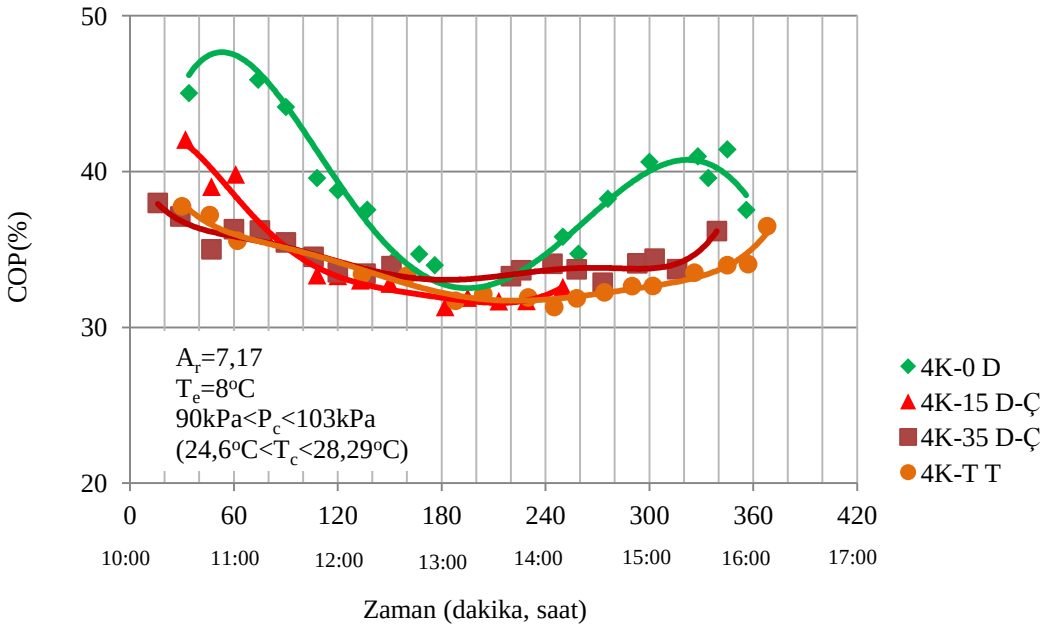
sıcaklığı değerleri Bölüm 4.3.1.1.' de verilmişti. Sistemde ejektörün boğulmalı çalışmaya başlamasından sonra öğlen saatlerinde sıcaklığın artmasıyla soğutma kapasitesinin azalması tüm deneylerin genel bir özelliği olarak bu karşılaştırmada da görülmektedir.



Şekil 4.16.c. Dört kolektörle, 0^o sabit - 15^o kolektör eğim açısıyla tek eksende çevirmeli- 35^o kolektör eğim açısıyla tek eksende çevirmeli ve iki eksende güneşi tam takiple yapılan deneylerde soğutma kapasitesinin zamana bağlı değişimi

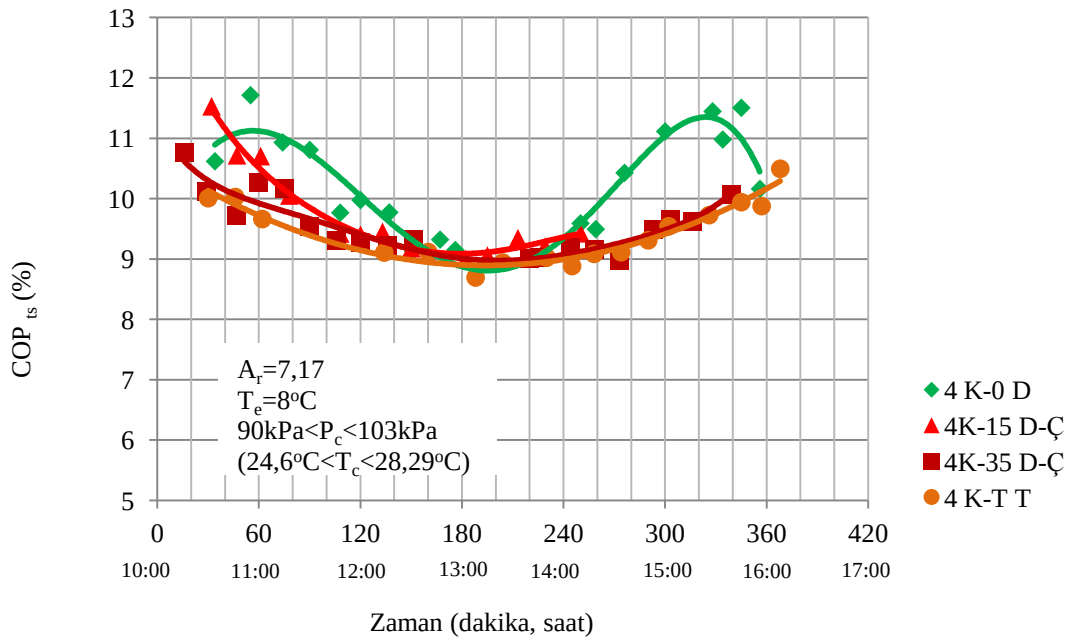
Şekil 4.16.d.' de COP değerleri görülmektedir. Dört kolektörle iki eksenli güneşi tam takiple yapılan deneyde COP değeri deney başında % 37.8 den başlamış, gün ortasında sıcaklığın artışıyla % 31.3 seviyesine kadar düşmüş, deney sonunda tekrar yükselerek %36.5'e ulaşmıştır. Dört kolektörle 35^o kolektör eğim açısıyla tek eksende doğudan batıya çevirerek yapılan deneyde COP değeri deney başında % 38 den başlamış, gün ortasında sıcaklığın artışıyla %33 seviyesine kadar düşmüş, deney sonunda tekrar yükselerek %36.2'e ulaşmıştır. Dört kolektörle 15^o kolektör eğim açısıyla tek eksende doğudan batıya çevirerek yapılan deneyde COP değeri deney başında % 42.5 den başlamış, gün ortasında sıcaklığın artışıyla %31 seviyesine kadar düşmüş, deney sonunda tekrar bir miktar yükselerek %33'e ulaşmıştır. 0^o kolektör eğim açısında yapılan çalışmaya ait sonuçlar Bölüm 4.3.1.1.' de verilmişti. Jeneratör sıcaklığının artmasıyla birincil akışkan debisinin artıp, ikincil akışkan debisinin sabit

kalmasına bağlı olarak COP değerinin düşmesi özelliği tüm deneyler için özellikle öğlen saatlerinde bu karşılaştırmada da görülmektedir. Erken ve geç saatlerde daha düşük jeneratör sıcaklıklarında çalışılan 0^o kolektör eğim açısında yapılan çalışma hariç diğer deneyler için COP değeri yaklaşık benzer bir seyir izlemiştir.



Şekil 4.16.d. Dört kolektörle, 0^o sabit - 15^o kolektör eğim açısıyla tek eksende çevirmeli- 35^o kolektör eğim açısıyla tek eksende çevirmeli ve iki eksende güneşi tam takiple yapılan deneylerde COP değerinin zamana bağlı değişimi

Şekil 4.16.e.' de tüm sistem COP değerleri görülmektedir. Tüm sistem COP değeri iki eksenli güneşi tam takiple yapılan deneyde % 9 ile % 10.5 arasında seyretmiştir. Dört kolektörle 35^o ve 15^o kolektör eğim açısıyla tek eksende doğudan batıya çevirerek yapılan deneylerde ise sırasıyla % 9 ile % 10.3 ve % 9 ile % 11.5 arasında bir seyretmiştir.



Şekil 4.16.e. Dört kolektörle, 0^o sabit - 15^o kolektör eğim açısıyla tek eksende çevirmeli- 35^o kolektör eğim açısıyla tek eksende çevirmeli ve iki eksende güneşi tam takiple yapılan deneylerde tüm sistem COP değerinin zamana bağlı değişimi

Dört kolektörle yapılan çevirmeli deneyler genel olarak değerlendirildiğinde birim kolektör alanı için ortamla soğutma kapasitesi değeri tüm deneylerde yaklaşık yakın değerlerdedir. Lakin gün boyu soğutma kapasitelerinin seyrine bakıldığında güneşi tam takip ve 35^o kolektör eğim açısında doğudan batıya tek eksenli çevirme deneylerinde gün içinde daha geniş bir zaman aralığında kesintisiz bir soğutma sağlandığı açıktır. Bu iki deney her açıdan yaklaşık benzer bir seyir izlemektedir (Şekil 4.16.c). Güneşi tam takip için iki tane tahrik motoruna, tek eksenli çevirmede tek tahrik motoruna ihtiyaç duyulacaktır. Tek tahrik motorunun ekonomik açıdan daha avantajlı olacağı açıktır. Bu durumda dört kolektörle yapılan çevirmeli deneyler arasında en avantajlı uygulamanın 35^o kolektör eğim açısıyla doğudan batıya tek eksenli çevirme olduğu söylenebilir. Dört kolektör kullanımını sabit kolektör ve çevirmeli durumlar açısında karşılaştırırsak, sabit kolektörün en avantajlı uygulaması olan 0^o kolektör eğim açısında sabit kolektör uygulamasında gün boyu soğutmanın günün erken ve geç saatlerinde yetersiz olacağı görüldüğünden bu saatlerde de kesintisiz ve yeterli soğuma elde edebilmek için çevirme yapmanın gerekli olduğu anlaşılmaktadır. Çevirme yapmanın yanında sistemi ekonomik olarak daha avantajlı hale getirmenin yolu daha az kolektör sayısıyla benzer soğutma elde edebilmektir. Bu amaçla aynı çalışma şartları için üç kolektörle çevirme deneyleri yapılmıştır.

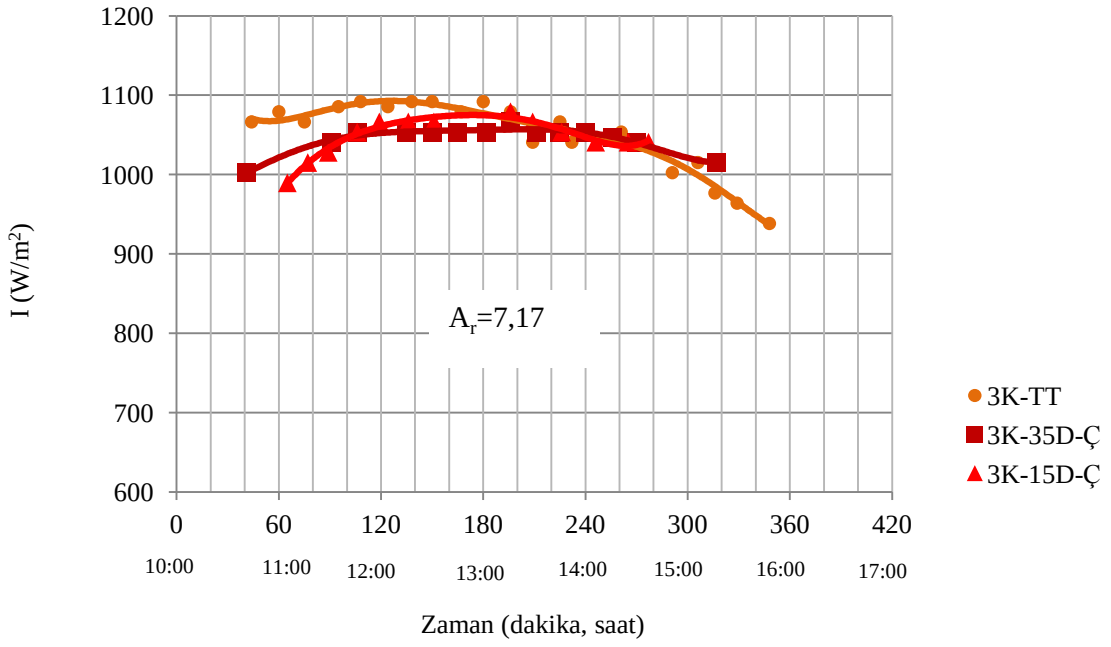
4.3.2.2. Çevirmeli deneylerde üç kolektörle yapılan çalışmalar

Çevirme ile dört kolektör yerine üç kolektör kullanımının yeterli soğutma sağlayıp sağlayamayacağı araştırılmıştır. Bu amaçla ejektör alan oranı A_r=7.17 için aynı çalışma şartlarında yapılan üç kolektörle çevirmeli deneylere ait sonuçlar Şekil 4.17.a-e' de görülmektedir.

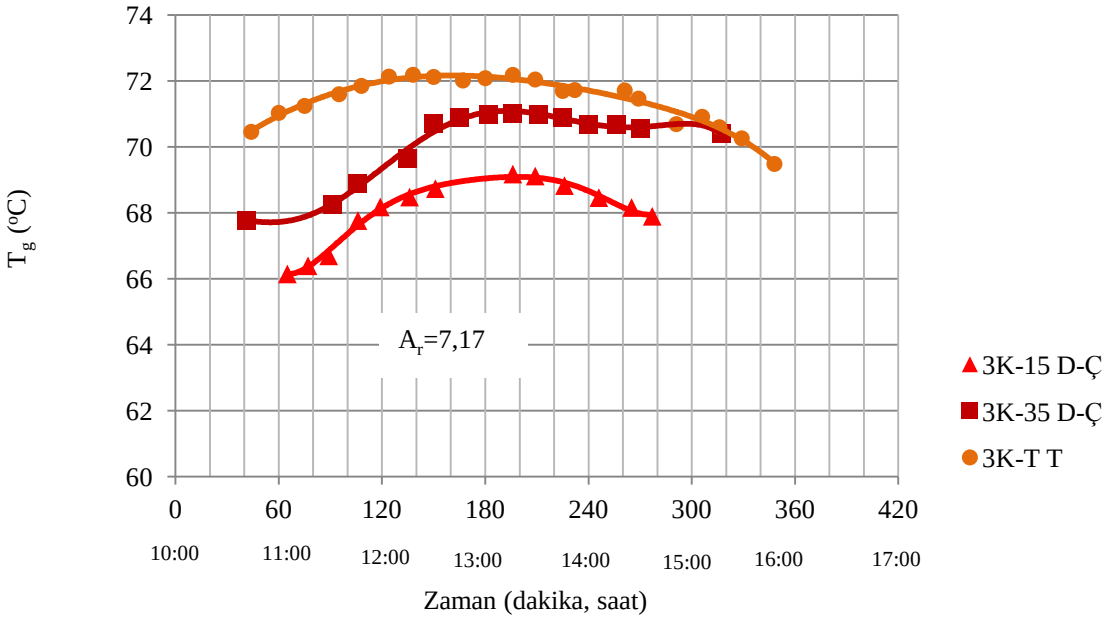
Şekil 4.17.a.'da üç kolektörle yapılan deneylere ait güneş ışınımı değerleri görülmektedir. Üç kolektörle iki eksenli güneşi tam takiple yapılan deneyde güneş ışınımı değeri verilerin kaydedilmeye başlandığı anda 1066 W/m^2 değerinden başlamış, gün ortasında 1092 W/m^2 değerine yükselmiş, deney sonunda 938 W/m^2 değerine inmiştir. Güneş ışınımının gün boyu ortalaması 1050 W/m^2 olarak belirlenmiştir. Üç kolektörle 35^o kolektör eğim açısıyla tek eksende doğudan batıya çevirerek yapılan deneyde güneş ışınımı değeri verilerin kaydedilmeye başlandığı anda 1002 W/m^2 değerinden başlamış, gün ortasında 1066 W/m^2 değerine yükselmiş, deney sonunda 1015 W/m^2 değerine kadar düşmüştür. Güneş ışınımının gün boyu ortalaması 1046 W/m^2 olarak belirlenmiştir. Üç kolektörle 15^o kolektör eğim açısıyla tek eksende doğudan batıya çevirerek yapılan deneyde güneş ışınımı değeri verilerin kaydedilmeye başlandığı anda 990 W/m^2 değerinden başlamış, gün ortasında 1079 W/m^2 değerine yükselmiş, deney sonunda 1041 W/m^2 değerine kadar düşmüştür. Güneş ışınımının gün boyu ortalaması 1047 W/m^2 olarak belirlenmiştir. Güneş ışınımı değerleri kolektörün pozisyonunun yanında hava şartlarına da bağlıdır. Bununla birlikte deneylere ait ortalama günlük güneş ışınımlarının birbirlerine yakın olmaları ve güneş ışınımı değerlerinin gün içerisindeki seyri deneylerin üç farklı günde yapılmasına rağmen yaklaşık aynı şartlarda yapıldığı sonucunu vermektedir. Ayrıca güneşi tam takibin deney başlangıcında daha fazla güneş ışınımı elde edilmesine sebep olduğu, tek eksenli çevirmelerde ise kolektör eğim açısının azalmasıyla erken saatlerde gelen güneş ışınımının azaldığı güneş ışınım eğrilerinden anlaşılmaktadır.

Şekil 4.17.b.'de elde edilen jeneratör sıcaklıkları görülmektedir. Üç kolektörle iki eksenli güneşi tam takiple yapılan deneyde jeneratör sıcaklığında T_g=70.5^{o}C' de başlamış, öğle saatlerinde jeneratör sıcaklığı T_g=72.2^{o}C' e ulaşmış, deney sonunda T_g=69.5^{o}C' e inmiştir. Üç kolektörle 35^o kolektör eğim açısıyla tek eksende doğudan batıya çevirerek yapılan deneyde jeneratör sıcaklığı T_g=67.8^{o}C' de başlamış, öğle saatlerinde jeneratör sıcaklığı T_g=71^{o}C' e ulaşmış, deney sonunda T_g=70.4^{o}C' e inmiştir. Üç kolektörle 15^o kolektör eğim açısıyla tek eksende doğudan batıya çevirerek

yapılan deneyde jeneratör sıcaklığında T_g=66.2^{o}C' de başlamış, jeneratör sıcaklığı öğle saatlerinde ancak T_g=69.2^{o}C' e ulaşmış, deney sonunda T_g=67.9^{o}C' e inmiştir. Dört kolektör uygulamalarında göre üç kolektörle yapılan deneylerde jeneratör sıcaklığı gün ortasında bile daha düşük seyretmiştir. Ayrıca kolektörlerin yaklaşık benzer güneş ışınımına maruz kalmalarına rağmen üç kolektörle yapılan deneyler arasında jeneratör sıcaklığının seyri açısından önemli farklılıklar ortaya çıkmıştır. Güneş tam takip uygulamasında jeneratör sıcaklığı deney başlangıcından itibaren ejektörün boğulmalı çalışmasını sağlayacak değerdedir. Diğer iki tek eksenli çevirme durumlarına bakıldığında bu durumun 35^o kolektör eğim açısında yapılan deneyde ancak gün ortasına yakın bir zamanda, 15^o kolektör eğim açısında yapılan deneyde ise gün içinde çok az süreyle oluştuğu görülmektedir. Üç kolektörle iki eksenli güneşi tam takiple yapılan deneyde jeneratör sıcaklığı değerlerinin seyrine bakıldığında tam takip yapılmasına rağmen günün erken ve geç saatlerinde güneş ışınımının daha az olacağı düşünüldüğünde mevcut alan oranı için ejektörün boğulmalı çalışabileceği jeneratör sıcaklığının elde edilmesinin zor olacağı anlaşılmaktadır.



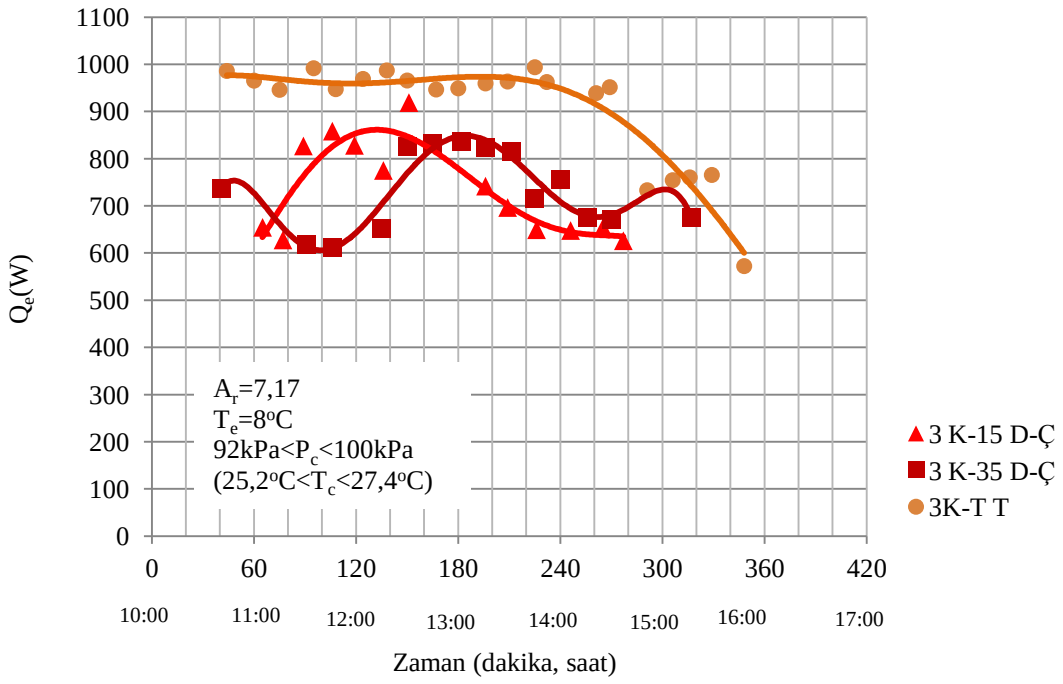
Şekil 4.17.a. Üç kolektörle, 15^o kolektör eğim açısıyla tek eksende çevirmeli- 35^o kolektör eğim açısıyla tek eksende çevirmeli ve iki eksende güneşi tam takiple yapılan deneylerde güneş ışınımının zamana bağlı değişimi



Şekil 4.17.b. Üç kolektörle, 15^{o} kolektör eğim açısıyla tek eksende çevirmeli- 35^{o} kolektör eğim açısıyla tek eksende çevirmeli ve iki eksende güneşi tam takiple yapılan deneylerde jeneratör sıcaklığının zamana bağlı değişimi

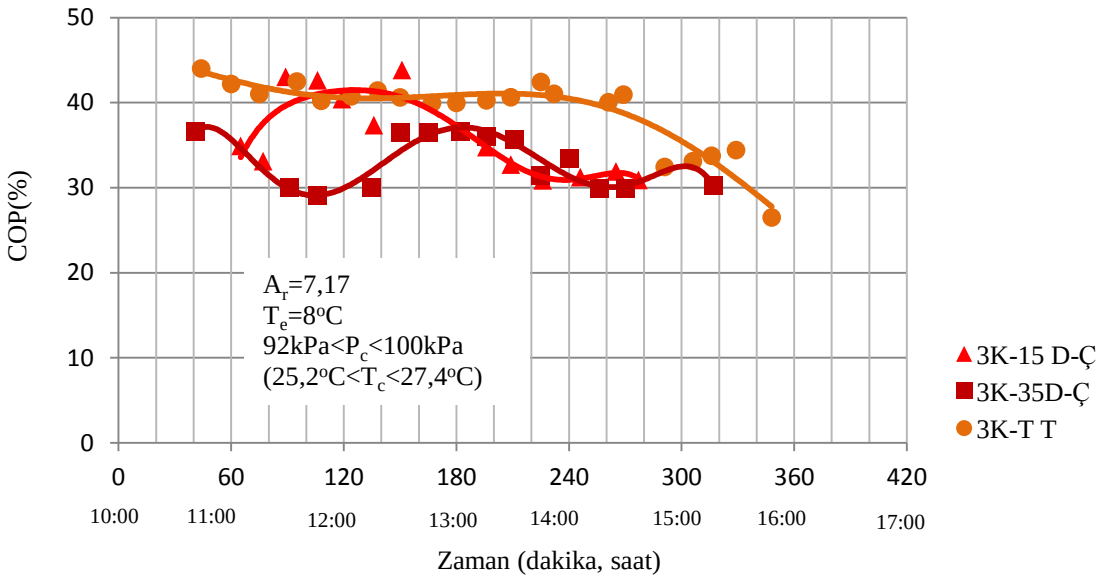
Şekil 4.17.c.'de soğutma kapasitesi değerleri görülmektedir. Üç kolektörle iki eksenli güneşi tam takiple yapılan deneyde soğutma kapasitesi 985 W değerinden başlayarak sıcaklığın artışıyla birlikte öğle saatlerinde 963 W değerine kadar inmiştir. Lakin deneyin sonuna doğru soğutma kapasitesinde hem kondenser basıncını yükselmesinden hem de jeneratör sıcaklığının düşmesinden kaynaklanan bir düşüş görülmüş ve soğutma kapasitesi deney sonunda 572W seviyesine inmiştir. Sistemden ejektörün boğulmalı çalıştığı süre içerisinde ortalama 964 W soğutma kapasitesi elde edilmiştir. Birim kolektör alanı için ortalama 139 W/m^2 soğutma kapasitesi değeri hesaplanmıştır. Bu sonuç yapılan çalışmalar arasında elde edilen en yüksek değerdir. Lakin bu hesaba ejektörün boğulmasız çalıştığı süre içerisindeki değerler katılmamıştır. Üç kolektörle 35^{o} kolektör eğim açısıyla tek eksende doğudan batıya çevirerek yapılan deneyde soğutma kapasitesi başlangıçta sistemin jeneratör sıcaklığının yeterince yüksek olmamasına ve daha sonra da kondenser basıncının yükselmesine bağlı olarak deney süresi boyunca iki eksenli güneşi tam takip uygulamasına göre düşük seyir izlemiştir. En fazla gün ortasında 836 W değerine yükselmiştir. Sistemden deney süresince ortalama 731 W soğutma kapasitesi elde edilmiştir. Birim kolektör alanı için ortalama soğutma kapasitesi ise 105 W/m^2 olarak hesaplanmıştır. Üç kolektörle 15^{o} kolektör eğim açısıyla tek eksende doğudan batıya çevirerek yapılan deneyde kondenser basıncının yeterince düşük olmasına rağmen, jeneratör sıcaklığının düşük seyretmesi

nedeniyle genelde ejektör gün boyu boğulmasız çalışmış ancak gün ortasında bir süre boğulmalı çalışabilmiştir. Soğutma kapasitesi deney başlangıcında 654 W' la başlamış, gün ortasında en yüksek 918 W değerine yükselmiş, deney sonunda 626 W değerine düşmüştür. Sistemden deney süresince ortalama 731 W soğutma kapasitesi elde edilmiştir. Birim kolektör alanı için ortalama soğutma kapasitesi ise bu deneyde de 105 W/m^2 olarak hesaplanmıştır.



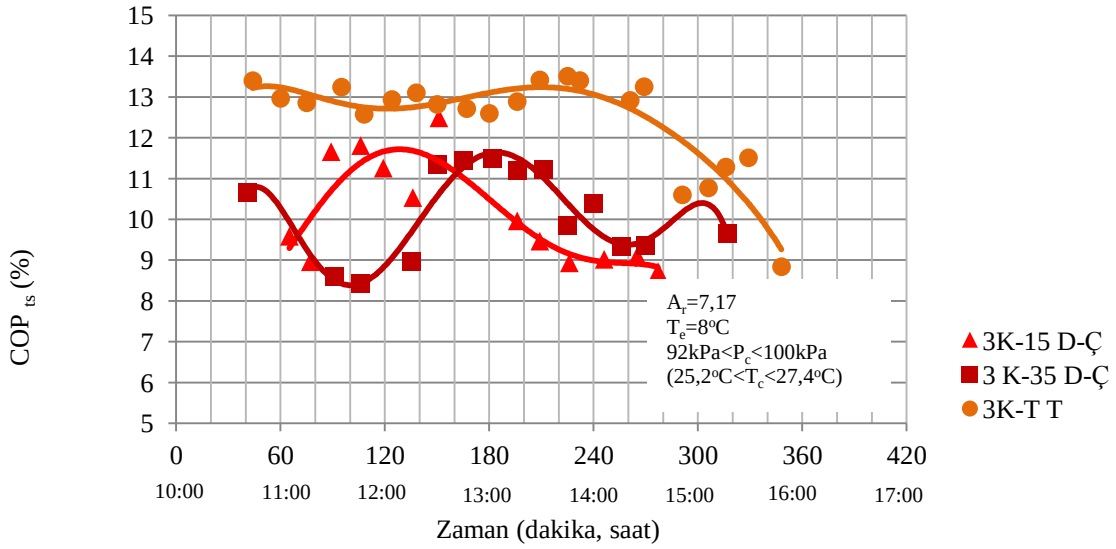
Şekil 4.17.c. Üç kolektörle, 15° kolektör eğim açısıyla tek eksende çevirmeli- 35° kolektör eğim açısıyla tek eksende çevirmeli ve iki eksende güneşi tam takiple yapılan deneylerde soğutma kapasitesinin zamana bağlı değişimi

Şekil 4.17.d.'de COP değerleri görülmektedir. Üç kolektörle iki eksenli güneşi tam takiple yapılan deneyde COP değeri deney başında % 44'den başlamış, gün ortasında sıcaklığın artışıyla % 40.3 düşmüş, deney sonunda ejektörün boğulması durumu ortadan kalkmasıyla % 26.5'e inmiştir. Üç kolektörle 35° kolektör eğim açısıyla tek eksende doğudan batıya çevirerek yapılan deneyde COP değeri deney süresi boyunca % 30-36 arasında dalgalı bir seyir izlemiştir. Üç kolektörle 15° kolektör eğim açısıyla tek eksende doğudan batıya çevirerek yapılan deneyde COP değeri deney başında % 35'den başlamış, gün ortasında sıcaklığın artışıyla % 43.9 seviyesine yükselmiş, deney sonunda tekrar düşerek %31'e inmiştir.



Şekil 4.17.d. Üç kolektörle, 15° kolektör eğim açısıyla tek eksende çevirmeli- 35° kolektör eğim açısıyla tek eksende çevirmeli ve iki eksende güneşi tam takiple yapılan COP değerinin zamana bağlı değişimi

Şekil 4.17.e.'de görüldüğü gibi tüm sistem COP değeri deney süresince üç kolektörle iki eksenli güneşi tam takiple yapılan deneyde % 8.8 ile % 13.5 arasında değişmiştir. Üç kolektörle 35° ve15° kolektör eğim açısıyla tek eksende doğudan batıya çevirerek yapılan deneylerde ise sırasıyla % 8.4 ile % 11.5 ve % 8.7 ile % 12.5 arasında bir seyir izlemiştir.

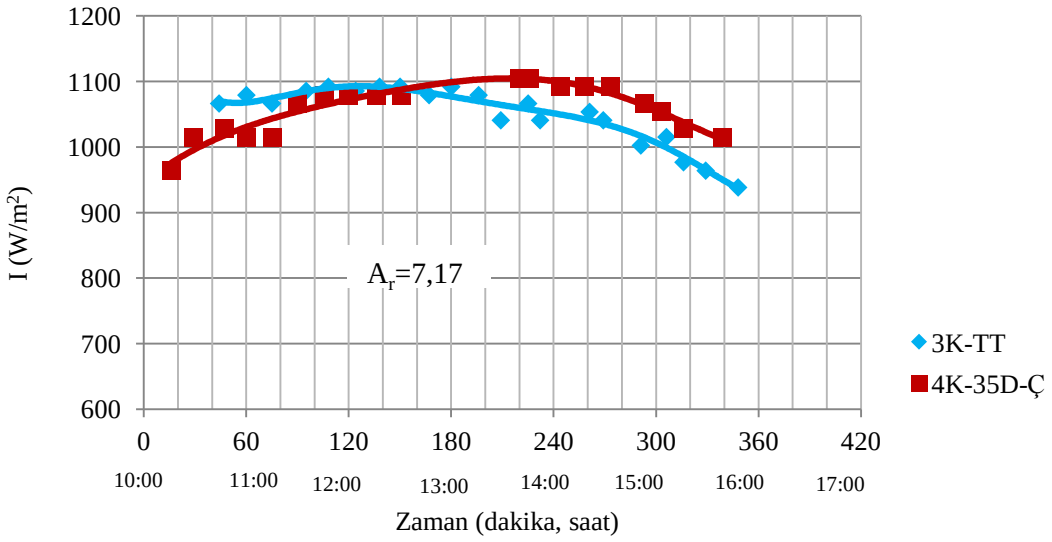


Şekil 4.17.e. Üç kolektörle, 15° kolektör eğim açısıyla tek eksende çevirmeli- 35° kolektör eğim açısıyla tek eksende çevirmeli ve iki eksende güneşi tam takiple yapılan deneylerde tüm sistem COP değerinin zamana bağlı değişimi

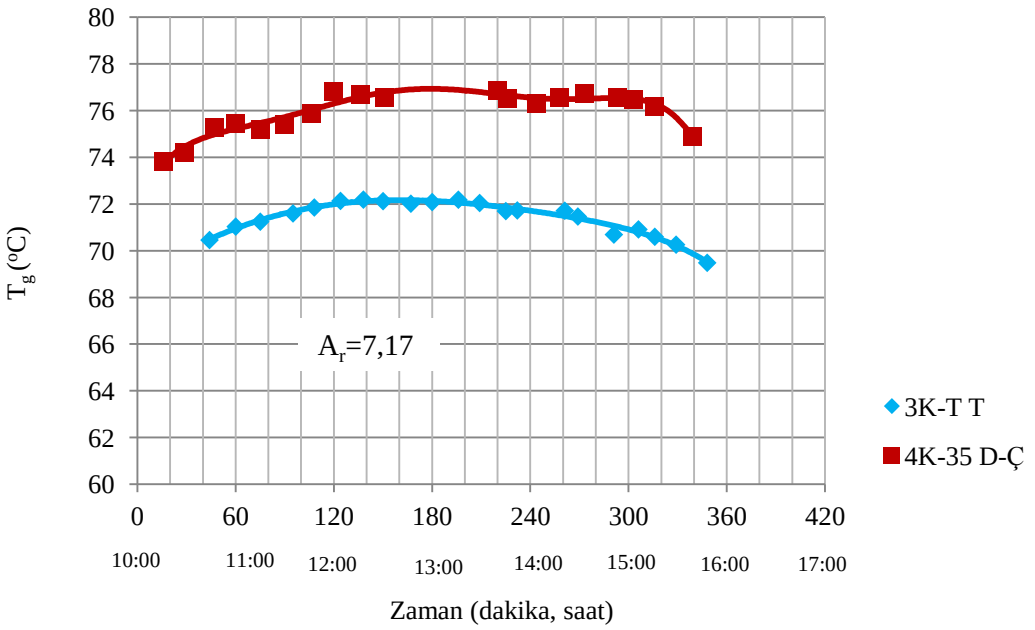
Ejektör alan oranı A_r=7.17 için çevirmeli üç kolektör uygulamalarında jeneratör sıcaklığının yetersizliği sonucu ifade edilen kondenser basınç aralıklarında ejektörün boğulmalı çalışması daha riskli hale gelmektedir. Bu durumda üç kolektör uygulaması için jeneratör sıcaklığının yüksek olmasının ve kondenser basıncının düşük olmasının ejektörün boğulmalı çalışması ve gün boyu kesintisiz soğutma kapasitesi elde edebilmek için zorunluluk olduğu anlaşılmıştır. Jeneratör sıcaklığının ejektörün boğulmalı çalışabilmesi için günün erken ve geç saatlerinde güneşi tam takip uygulamalarında bile yetersiz kalacağı anlaşılmaktadır (Şekil 4.17.b). Bununla birlikte üç kolektörle yapılan çevirmeli deneyler arasında; soğutma kapasitesi, COP ve tüm sistem COP değerleri açısından en avantajlı uygulamanın güneşi tam takip uygulaması olduğu görülmektedir (Şekil 4.17.c,d,e).

4.3.2.3. Çevirmeli deneylerde dört ve üç kolektörle yapılan deneylerin karşılaştırılması

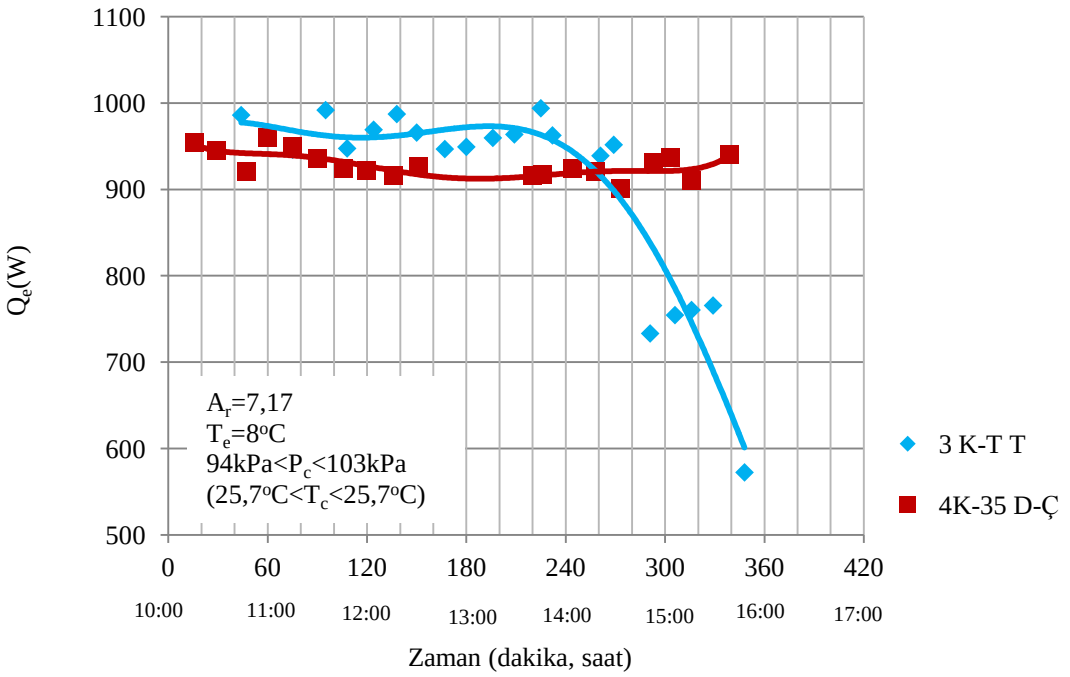
Yapılan çevirmeli deneyler arasında dört kolektörle en avantajlı uygulamanın 35^o kolektör eğim açısıyla doğudan batıya tek eksenli çevirme olduğu görülmüştü. Üç kolektör uygulamaları arasında en avantajlı uygulama olan güneşi tam takip uygulaması dört kolektörle 35^o kolektör eğim açısıyla doğudan batıya tek eksenli çevirme ile karşılaştırılmıştır. Yapılan karşılaştırma ile ilgili sonuçlar Şekil 4.18.a-e'de görülmektedir.



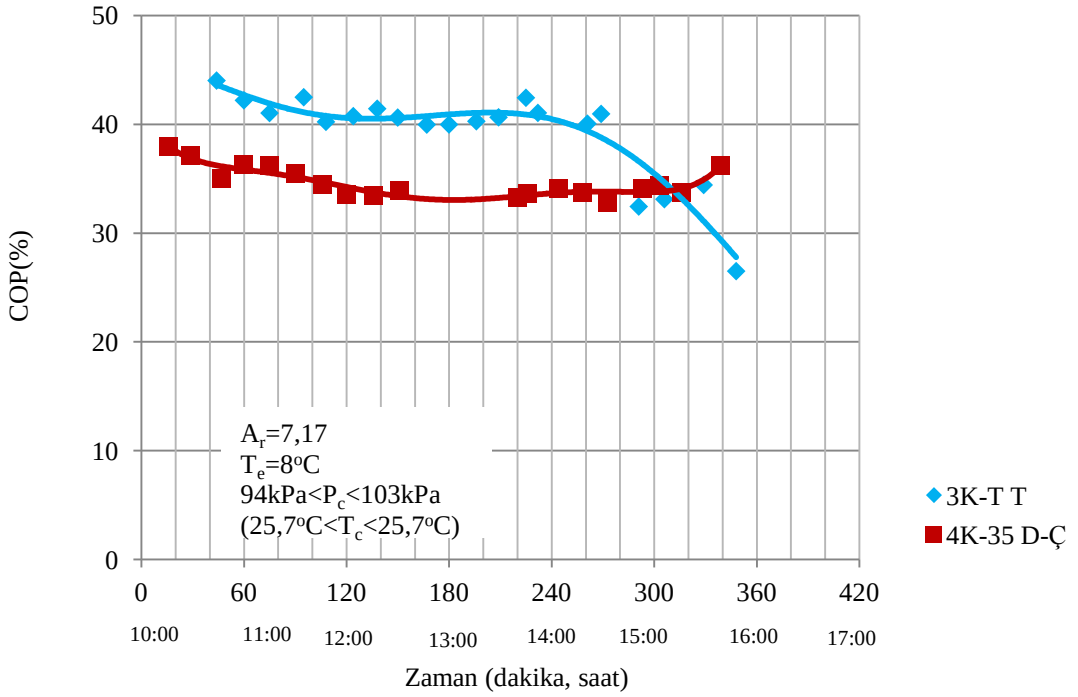
Şekil 4.18.a. Üç kolektörle iki eksende güneşi tam takip ve dört kolektörle 35^o kolektör eğim açısıyla tek eksende çevirmeli deneylerin güneş ışınımı değerinin zamana bağlı değişimi



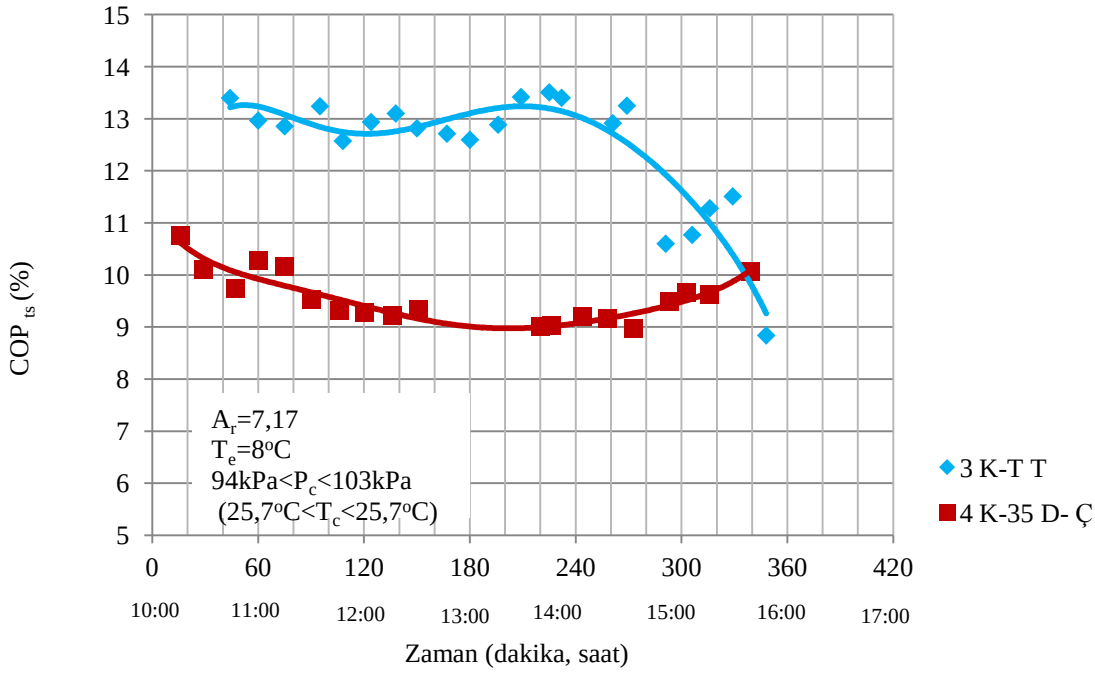
Şekil 4.18.b.Üç kolektörle iki eksende güneşi tam takip ve dört kolektörle 35° kolektör eğim açısıyla tek eksende çevirmeli deneylerin jeneratör sıcaklığının zamana bağlı değişimi



Şekil 4.18.c. Üç kolektörle iki eksende güneşi tam takip ve dört kolektörle 35° kolektör eğim açısıyla tek eksende çevirmeli deneylerin soğutma kapasitesinin zamana bağlı değişimi



Şekil 4.18.d Üç kolektörle iki eksende güneşi tam takip ve dört kolektörle 35° kolektör eğim açısıyla tek eksende çevirmeli deneylerin COP değerinin zamana bağlı değişimi



Şekil 4.18.e Üç kolektörle iki eksende güneşi tam takip ve dört kolektörle 35° kolektör eğim açısıyla tek eksende çevirmeli deneylerin tüm sistem COP değerinin zamana bağlı değişimi

Karşılaştırma sonuçlarına bakıldığında deneylerin yapıldığı günlerde güneş ışınımı değerleri yaklaşık benzer seyrettiği görülmektedir (Şekil 4.18.a). Jeneratör sıcaklığının seyri ise dört kolektör uygulamasında deneyin başında ve sonunda bile ejektörün boğulmalı çalıştığı sıcaklığın hayli üstündedir. Üç kolektörde ise jeneratör sıcaklığı ancak belli saatlerde ejektörün boğulmalı çalışması için yeterlidir (Şekil 4.18,b). Soğutma kapasitesinin üç kolektör uygulamasında dört kolektör uygulamalarıyla karşılaştırıldığında bir miktar yüksek, COP ve tüm sistem COP değerlerinin de daha yüksek seyretmektedir (Şekil 4.18,c.d.e).

Birim kolektör alanı için ortalama soğutma kapasitesi değeri dört kolektör uygulaması için 100.9 W/m^2, üç kolektör için ejektörün boğulmalı çalıştığı zaman için 139 W/m^2 olduğu sırasıyla Bölüm 4.3.1.1. ve Bölüm 4.3.1.2.' de verilmişti. Bu değerler açısından üç kolektörle yapılan deneyin daha avantajlı olduğu görülmektedir. Ancak dört kolektör deneyinde soğutmanın günün erken ve geç saatlerde de sağlanabileceği, sistemden elde edilen soğutma kapasitesinin gün içinde sürekli olduğu ve jeneratör sıcaklığına bağlı olarak belirtilen kondenser basınçlarında ejektörün daima boğulmalı çalıştığı görülmüştür. Üç kolektör uygulamasında ise elde edilen jeneratör sıcaklıkları bu alan oranı için aynı şartlar da ejektörün daima boğulmalı çalışmasına yetmemiştir. Bütün bunlar dikkate alındığında ejektör alan oranı A_r=7.17 için evaparatör sıcaklığı T_e=8^{o}C şartlarında mevcut sistem için en avantajlı uygulamanın 35^o kolektör eğim açısıyla doğudan batıya tek eksenli çevirme olduğu sonucuna varılmıştır.

4.3.3. Farklı ejektör alan oranında yapılan deneyler

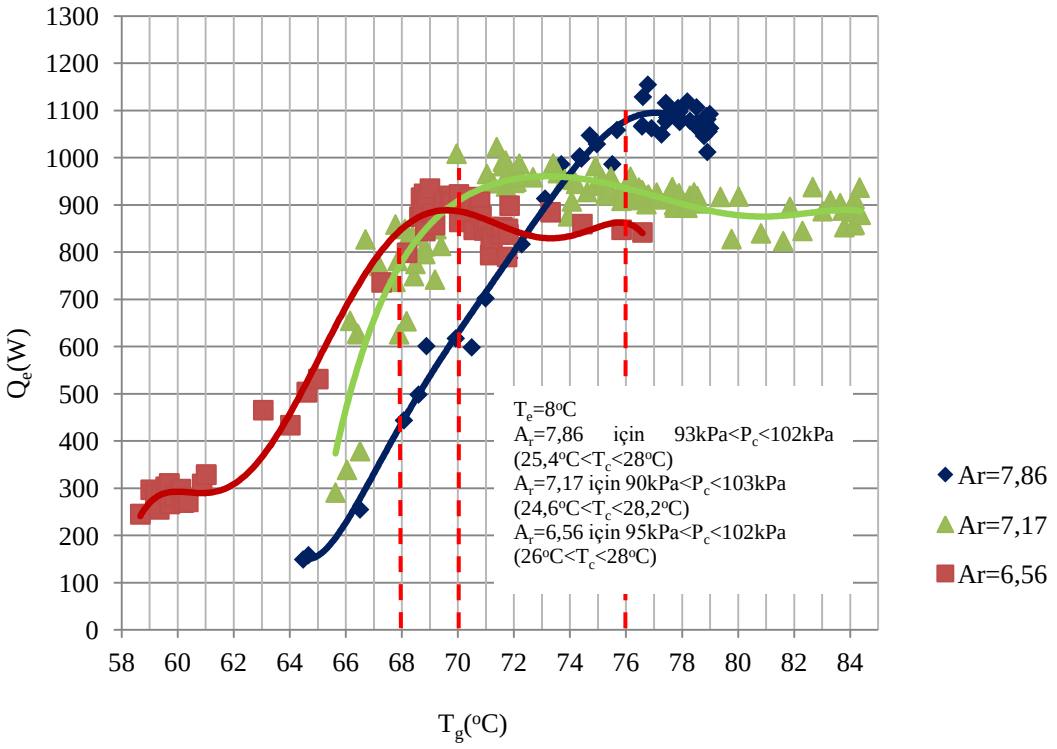
Ejektörlü soğutma sistemlerinde karışma odası çapının lüle boğazı çapına oranına alan oranı adı verildiği Bölüm 3.1.2' de belirtilmişti. Ejektör alan oranının değişiminin mevcut soğutma sistemi üzerindeki etkisini incelemek amacıyla sabit ve çevirmeli deneylerde kullanılan alan oranı A_r=7.17 olan ejektörün karışma odası çapı d_m değiştirilerek alan oranı daha yüksek A_r=7.86 ve daha düşük A_r=6.56 olan ejektörlerle aynı evaparatör sıcaklığında deneyler yapılmıştır. Deney yapılan ejektör alan oranları ve ölçüleri Çizelge 4.1' de görülmektedir.

Sonuçları değerlendirebilmek için her alan oranı için yapılan tüm deney verileri incelenerek ejektörün boğulmalı çalışmaya başladığı sıcaklık değerleri belirlenmek gerekmektedir. Bu amaçla deney verileri incelendiğinde ejektörün A_r=6.65 için

jeneratör sıcaklığı T_g=68°C' de, A_r=7.17 jeneratör sıcaklığı T_g=70°C' de, A_r=7.86 için ise jeneratör sıcaklığı T_g=76°C' de ejektörün boğulmalı çalışmaya başladığı belirlenmiştir. Ejektör alan oranının artışıyla soğutma kapasitesi de arttığı anlaşılmıştır. Tüm alan oranları için ejektörün boğulmalı çalışmaya başlamasından sonra sıcaklığın daha da artırılmasıyla soğutma kapasitesinin bir miktar düştüğü belirlenmiştir. Bu durum toplu bir olarak Şekil 4.19'de görülmektedir.

Çizelge 4.1. Ejektör Alan Oranları ve Ölçüleri

Alan Oranı A_r	Lüle Boğaz Çapı d_t (mm)	Karışma Odası Çapı d_m (mm)
6.56	3.21	8.22
7.17	3.21	8.6
7.86	3.21	9

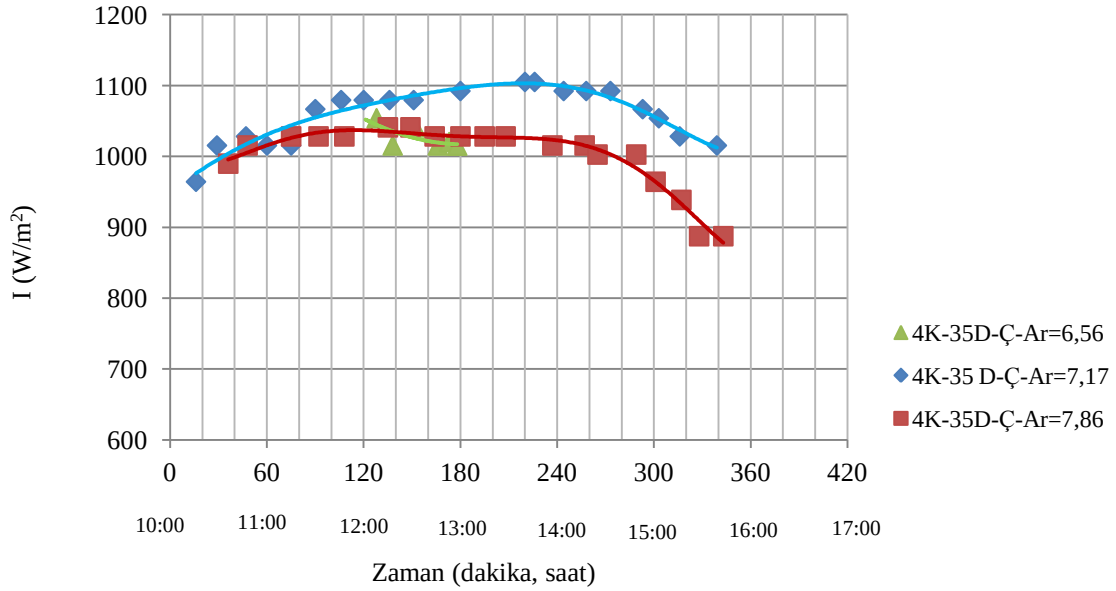


Şekil 4.19. Ejektör alan oranı A_r=6.56, A_r=7.17 ve A_r=7.86 için soğutma kapasitesinin değişiminin jeneratör sıcaklığına bağlı olarak değişimi

4.3.3.1. Dört kolektörle farklı ejektör alan oranında yapılan çalışmalar

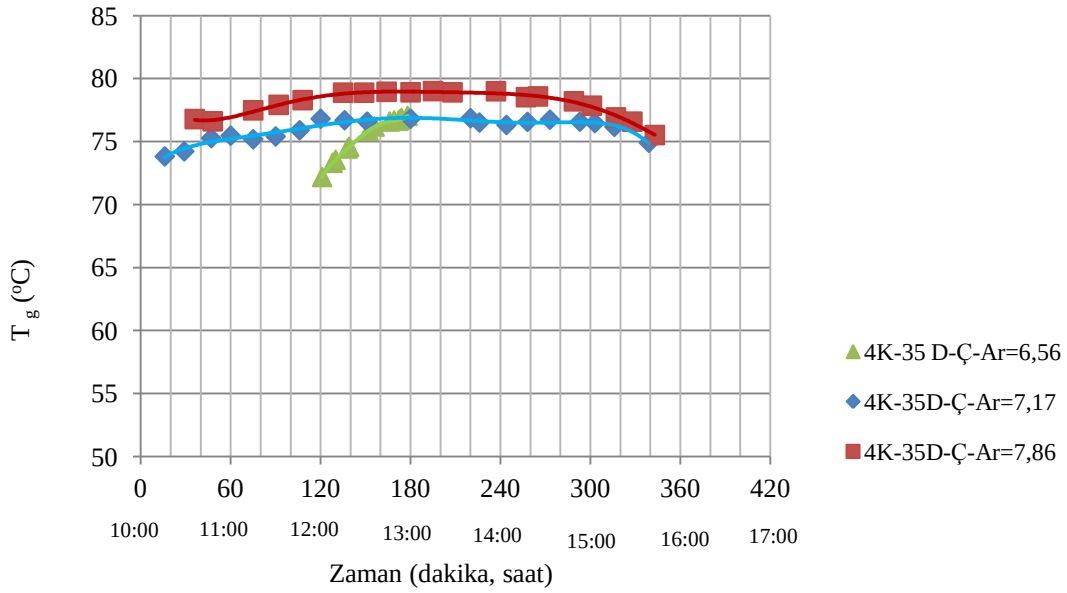
Alan oranının değişiminin soğutma sistemi üzerindeki etkileri araştırmak ve mevcut sistem için en avantajlı uygulamayı belirlemek amacıyla tek tahrik motorunun yeterli olacağı dört kolektörle tek eksenli doğudan batıya çevirme ile yapılan ejektör alan oranının A_r=6.56, A_r=7.17 ve A_r=7.86 olduğu deneyler karşılaştırılmıştır. A_r=6.56 yapılan deney elektrik kesintisinden dolayı ancak saat 12:00 ile 13:00 arasında gerçekleştirilebilmiştir. Elde edilen sonuçlar karşılaştırma için yeterli görüldüğünden deney tekrarlanmamıştır. Deneylere ait sonuçlar Şekil 4.20.a-e' de görülmektedir.

Şekil 4.20.a.'da deneylere ait güneş ışınımı değerleri görülmektedir. A_r=7.86 için yapılan deneyde güneş ışınımı değeri 990 W/m^2 değerinden başlamış, gün ortasında 1041 W/m^2 değerine yükselmiş, deney sonunda 887W/m^2 değerine kadar düşmüştür. Güneş ışınımının gün boyu ortalaması 1000 W/m^2 olarak belirlenmiştir. A_r=6.56 için yapılan deneyde güneş ışınımı değeri ölçümün yapıldığı sürede ortalama 1015 W/m^2 olarak belirlenmiştir. A_r=7.17 için yapılan deneyde güneş ışınımı değerleri Bölüm 4.3.3.1' de verilmişti. Her üç deneyin de aynı yöntemle yapılmasına rağmen farklı günlerde güneş ışınımının hava şartlarına göre değişiklik gösterdiği şekilden anlaşılmaktadır.



Şekil 4.20.a. Ejektör alan oranı A_r=6.56, A_r=7.17 ve A_r=7.86 için dört kolektörle yapılan deneylerde güneş ışınımının değerinin zamana bağlı değişimi

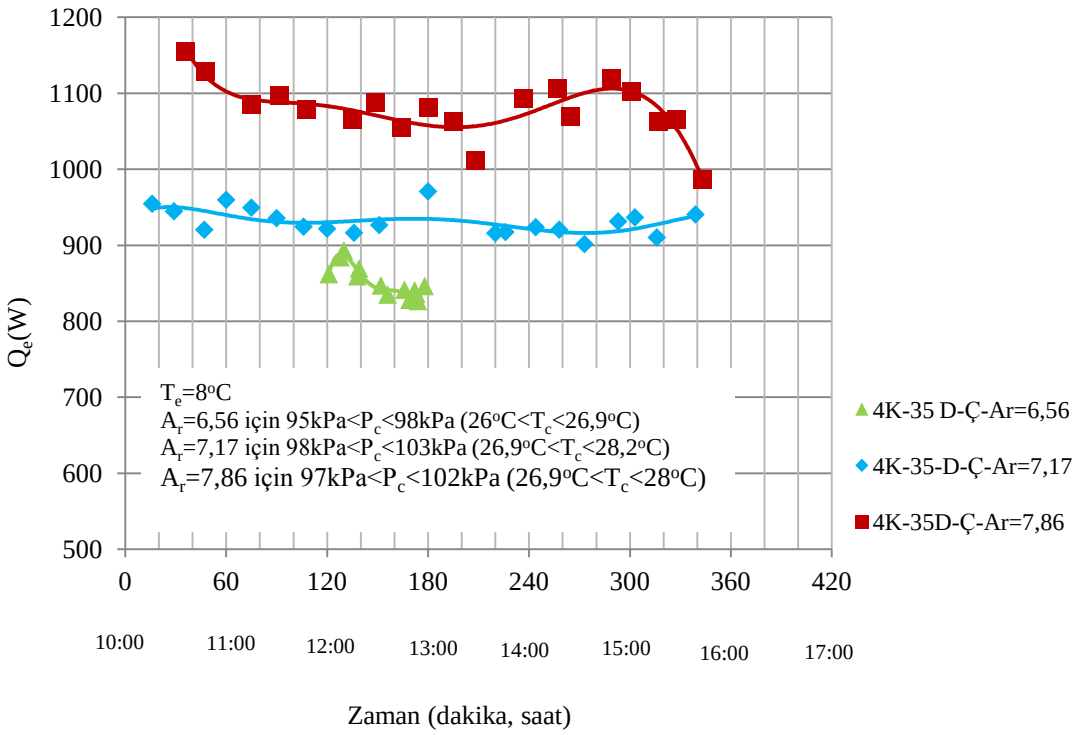
Şekil 4.20.b.'de deneylere ait jeneratör sıcaklık değerleri görülmektedir. A_r=7.86 için yapılan deneyde jeneratör sıcaklığı başlangıçta T_g=76.8^oC öğle vaktinde en fazla T_g=79^oC' ye ulaşmış, deney sonunda T_g=75.5^oC'e inmiştir. A_r=6.56 için yapılan deneyde deney yapılan süre içinde T_g=72^oC' den başlamış, en fazla T_g=77^oC' e yükselmiştir. A_r=7.17 için yapılan deneyde jeneratör sıcaklığı değerleri Bölüm 4.3.3.1' de verilmişti. Her üç deneyde de jeneratör sıcaklıklarının deney süreleri içinde ejektörün boğulmalı çalışması için yeterli olduğu anlaşılmaktadır.



Şekil 4.20.b. Ejektör alan oranı A_r=6.56, A_r=7.17 ve A_r=7.86 için dört kolektörle yapılan deneylerde jeneratör sıcaklığı değerinin zamana bağlı değişimi

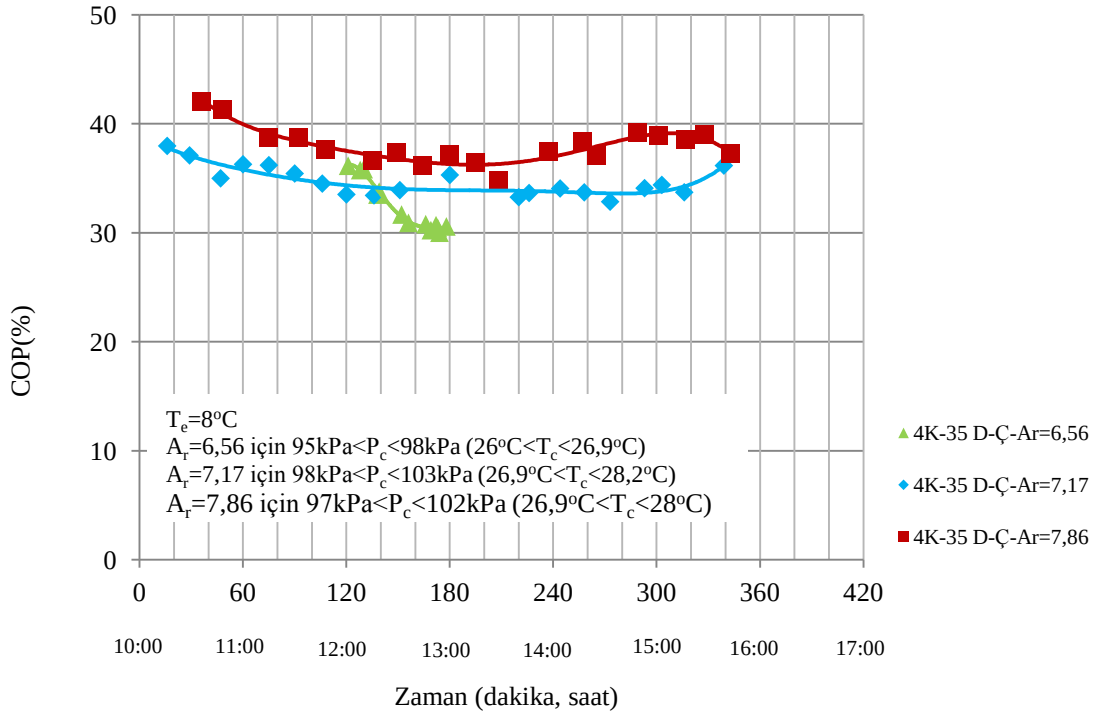
Şekil 4.20.c.'de deneylere ait soğutma kapasitesi değerleri görülmektedir. A_r=7.86 için yapılan deneyde soğutma kapasitesi değeri 1154 W olarak başlamıştır. Sıcaklığın yükselmesiyle biraz düşerek öğlen saatlerinde 1080 W seviyelerine inmiş, deneyin sonuna doğru sıcaklığın düşmesiyle ejektörün boğulmalı çalışması durumu sona erme eğilimine girdiğinden deney sonunda 986 W soğutma kapasitesi elde edilmiştir. Sistemden gün boyu ortalama 1079 W, birim kolektör alanı için 117 W/m^2 değerinde soğutma kapasitesi elde edilmiştir. A_r=6.56 için yapılan deneyde deney yapılan süre içinde ortalama 851 W, birim kolektör alanı için 92 W/m^2 değerinde soğutma kapasitesi elde edilmiştir. A_r=7.17 için yapılan deneylere ait soğutma kapasitesi değerleri Bölüm 4.3.3.1' de verilmişti. Şekil 4.20.c' e bakıldığında aynı çalışma ve kolektör uygulaması için ejektör alan oranının artışının gün boyu ortalama soğutma kapasitesini artırdığı görülmektedir.

Şekil 4.20.d.'de COP değerleri görülmektedir. A_r=7.86 için yapılan deneyde COP değeri deney başında % 42 den başlamış, gün ortasında sıcaklığın artışıyla % 34.8 değerine düşmüş, deney sonunda biraz yükselerek % 37.2'e ulaşmıştır. A_r=6.56 için yapılan deneyde deney yapılan süre içinde % 36 den başlamış, sıcaklığın artışıyla % 30 değerine düşmüştür. A_r=7.17 için yapılan deneylere ait COP değerleri Bölüm 4.3.3.1' de verilmişti. COP değerini de ejektör alan oranının artışıyla yükseldiği görülmektedir.

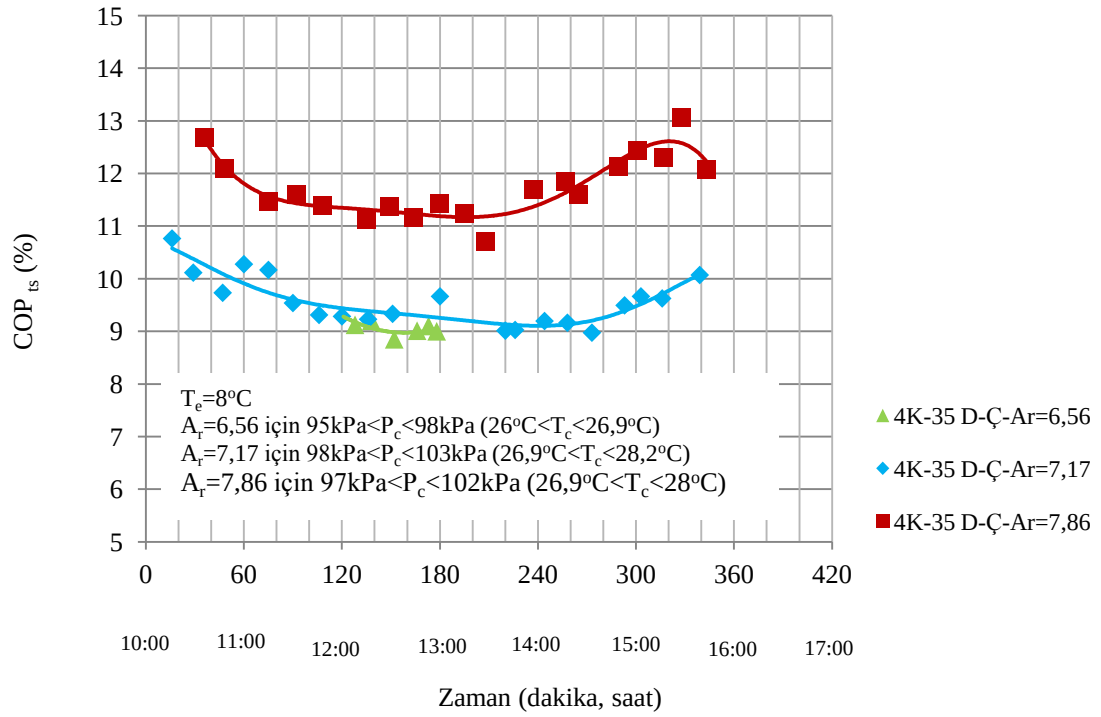


Şekil 4.20.c. Ejektör alan oranı A_r=6.56, A_r=7.17 ve A_r=7.86 için dört kolektörle yapılan deneylerde soğutma kapasitesi değerinin zamana bağlı değişimi

Şekil 4.20.e.'de tüm sistem COP değerleri görülmektedir. A_r=7.86 için yapılan deneyde tüm sistem COP değeri deney süresince % 10.7 ile % 13.1 arasında bir seyir izlemiştir. A_r=6.56 için yapılan deneyde bu değer ortalama % 9 olarak hesaplanmıştır. A_r=7.17 için yapılan deneylere ait tüm sistem COP değerleri Bölüm 4.3.3.1' de verilmişti.



Şekil 4.20.d. Ejektör alan oranı A_r=6.56, A_r=7.17 ve A_r=7.86 için dört kolektörle yapılan deneylerde COP değerinin zamana bağlı değişimi



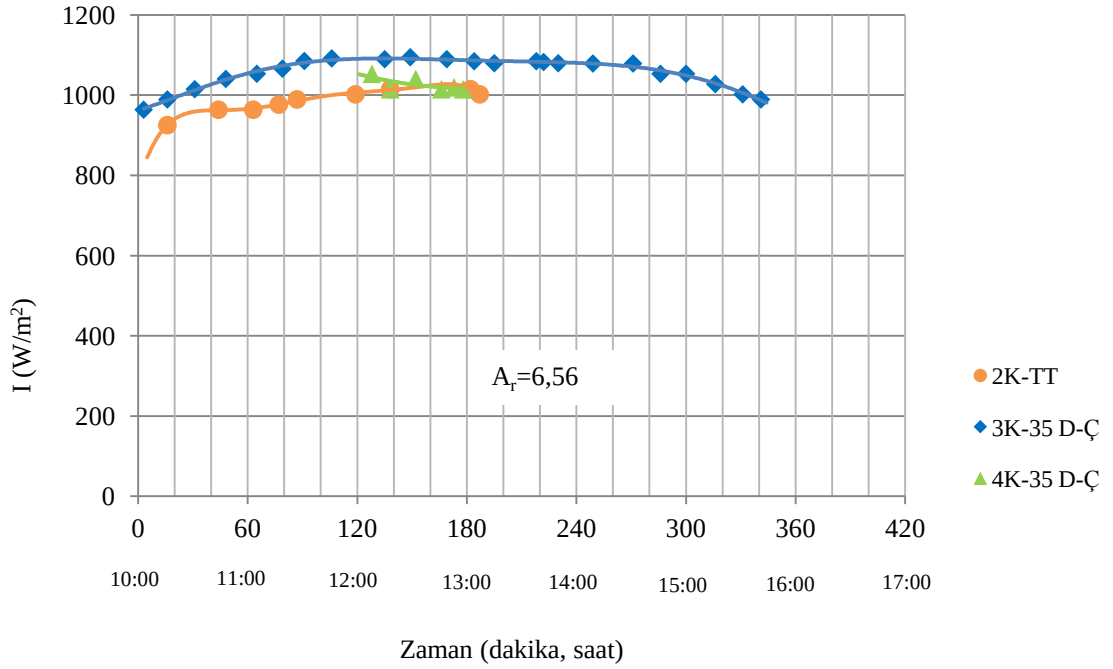
Şekil 4.20.e. Ejektör alan oranı A_r=6.56, A_r=7.17 ve A_r=7.86 için dört kolektörle yapılan deneylerde tüm sistem COP değerinin zamana bağlı değişimi

Dört kolektörle A_r=7.86, A_r=7.17 ve A_r=6.56 için yapılan 35^o kolektör eğim açısıyla çevirmeli deneyler genel olarak değerlendirildiğinde ejektör alan oranı artışının soğutma kapasitesi, COP ve tüm sistem COP değerlerini artırıcı bir etkisi olduğu ortaya çıkmaktadır (Şekil4.19.c,d,e). Evaparatör sıcaklığı T_e=8^{o}C çalışma şartı için dört kolektörle yapılan deneylerde elde edilen jeneratör sıcaklıklarının ejektör alan oranı A_r=6.56 ve A_r=7.17 için fazla olduğu anlaşılmıştır. Bu durumda en fazla soğutma kapasitesi değerini elde etmek için mevcut sistemde dört kolektörle yapılacak deneylerin alan oranı A_r=7.86 olan ejektörle yapılması gerektiği sonucuna varılmıştır.

4.3.3.2. Ejektör alan oranı 6.56 için iki ve üç kolektörle yapılan çalışmalar

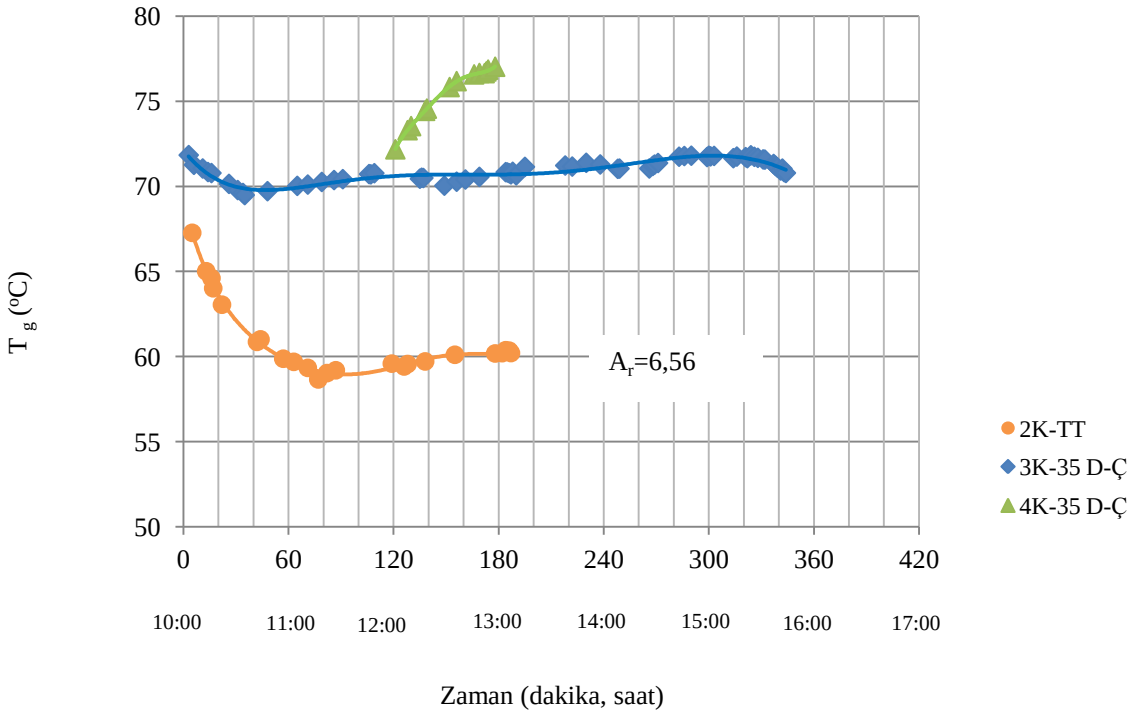
Ejektör alan oranı A_r=7.17 için üç kolektör uygulamasının avantalı olmadığı Bölüm 4.3.2.2.'de belirtilmişti. Ejektör alan oranı A_r=6.56 için uygun kolektör alanının belirlemesi için iki, üç ve dört kolektör alanlarında yapılan deneyler birbirleriyle karşılaştırılmıştır. A_r=6.56 için iki, üç ve dört kolektörle yapılan deneylere ait sonuçlar Şekil 4.21.a-e' de görülmektedir.

Şekil 4.21.a.'da deneylere ait güneş ışınımı değerleri görülmektedir. Üç kolektörle yapılan deneyde güneş ışınımı değeri 964 W/m^2 değerinden başlamış, gün ortasında 1095 W/m^2 değerine yükselmiş, deney sonunda 990 W/m^2 değerine kadar düşmüştür. Güneş ışınımının gün boyu ortalaması 1055 W/m^2 olarak belirlenmiştir. İki kolektörle yapılan deneyde değeri verilerin kaydedilmeye başlandığı anda 926 W/m^2 değerinden başlamış, gün ortasında 1015 W/m^2 değerine ulaşmıştır. Deney süresi içinde güneş ışınımının ortalaması 983 W/m^2 olarak belirlenmiştir. Dört kolektörle yapılan deneyde güneş ışınımı değerleri Bölüm 4.3.3.1' de verilmişti. İki kolektör deneyinde iki eksenli güneşi tam takip uygulaması yapılmasına rağmen deneyin yapıldığı günün hava şartlarına bağlı olarak güneş ışınımı değeri daha düşük bir seyretmiştir. Aynı durum dört kolektör deneyi için de geçerlidir. Güneş ışınımının en yüksek seyrettiği deneyin üç kolektör deneyi olduğu görülmüştür.



Şekil 4.21.a. Ejektör alan oranı A_r=6.56 için iki üç ve dört kolektörle yapılan deneylerde güneş ışınımı değerinin zamana bağlı değişimi

Şekil 4.21.b.'de güneş ışınımına bağlı olarak elde edilen jeneratör sıcaklığı değerleri görülmektedir. İki kolektörle yapılan deneyde sistem başlangıçta elektrikli ısıtıcıyla ısıtılmıştır. Elektrikli ısıtıcının devreden çıkmasıyla jeneratör sıcaklığı hızla azalarak T_g=60^{o}C seviyesine inmiştir. Üç kolektör deneyinde T_g=70^{o}C ile T_g=72^{o}C arasında düzgün bir seyir izlemiştir. Dört kolektörle yapılan deneyde jeneratör sıcaklığı değerleri Bölüm 4.3.3.1' de verilmişti. Jeneratör sıcaklığı değerleri bu ejektör alan oranı için ejektörün boğulmalı çalışmaya başladığı jeneratör sıcaklığı T_g=68^{o}C ile karşılaştırıldığında iki kolektör uygulamasının ise çok yetersiz olduğu görülmektedir. Dört kolektör uygulamasında elde edilen jeneratör sıcaklıklarının ise bu ejektör alan oranı için fazla olduğu anlaşılmıştır. Üç kolektör uygulaması ile elde edilen jeneratör sıcaklıklarında ejektör deney süresince sürekli boğulmalı çalışabilmiştir.



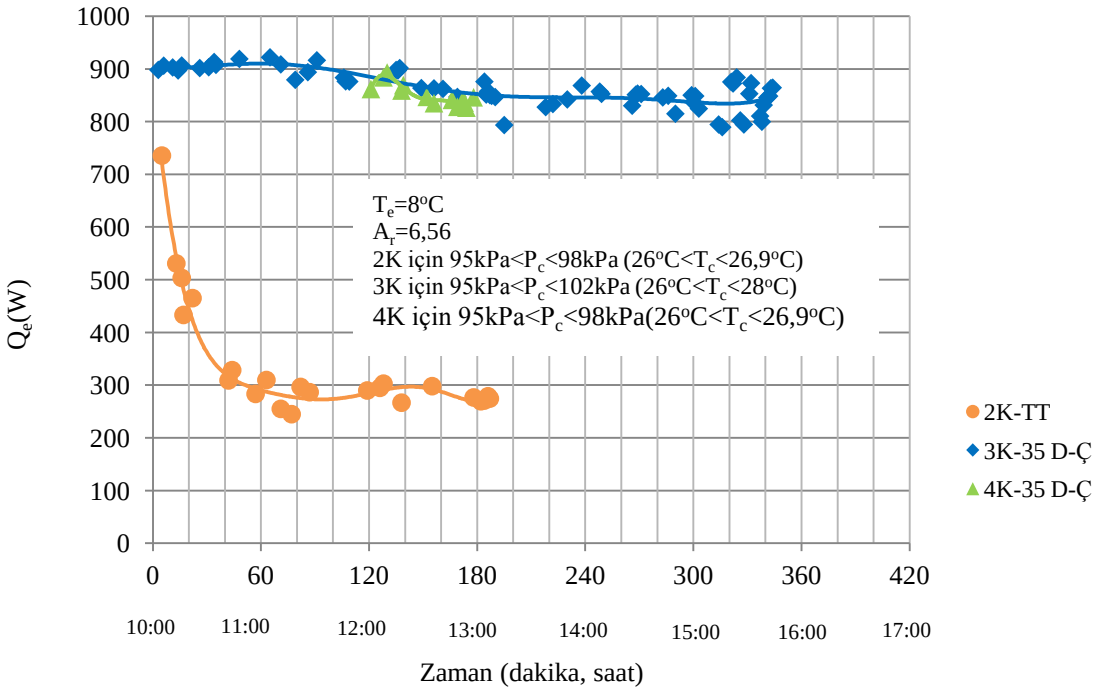
Şekil 4.21.b. Ejektör alan oranı A_r=6.56 için iki üç ve dört kolektörle yapılan deneylerde jeneratör sıcaklığının zamana bağlı değişimi

.

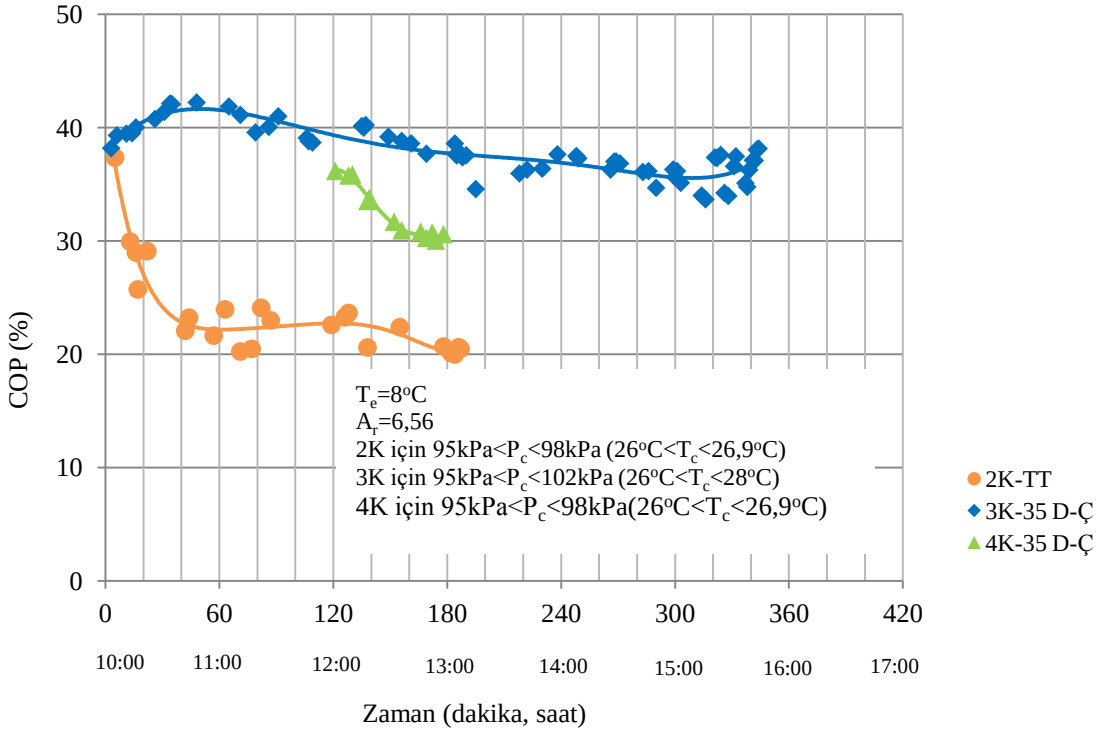
Şekil 4.21.c.'de deneylere ait soğutma kapasitesi değerleri görülmektedir. Üç kolektörle yapılan deneyde gün boyu ortalama 861 W soğutma kapasitesi ile kesintisiz bir soğutma elde edilmiştir. Birim kolektör alanı için soğutma kapasitesi 125 W/m^2 olarak hesaplanmıştır. Dört kolektörle yapılan deneyde soğutma kapasitesi üç kolektöre yakın bir şekilde deneyin yapıldığı süre içinde ortalama 851 W, birim kolektör alanı için 92 W/m^2 hesaplanmıştır. İki kolektör deneyinde ise elektrikli ısıtıcının etkisinin kaybolmasından sonra soğutma kapasitesi 300 W seviyelerinde kalmıştır.

Şekil 4.21.d.'de COP değerleri görülmektedir. Üç kolektörle yapılan COP değeri gün içinde % 38 den başlamış, deneyin ileri aşamalarında sıcaklığın artışıyla % 34 seviyelerine düşmüştür. İki kolektörle yapılan deneyde COP değeri %23 seviyelerinde elde edilmiştir. İki kolektörle yapılan deneylere ait COP değerleri Bölüm 4.3.3.1' de verilmişti. Böylelikle en yüksek COP değerlerinin üç kolektörle yapılan deneyde elde edildiği anlaşılmıştır.

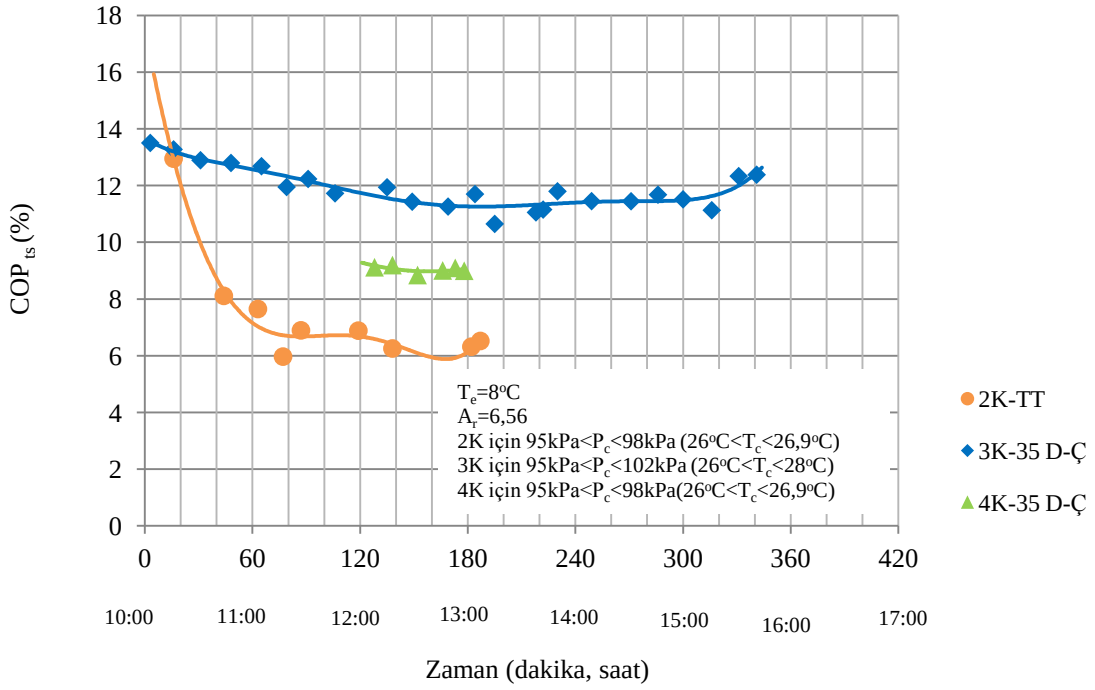
Şekil 4.21.e.'de tüm sistem COP değerleri görülmektedir. Tüm sistem COP değerleri üç kolektör deneyinde % 10.7 ile % 13.5 arasında bir seyir izlemiştir. Dört ve iki kolektör deneylerinde bu değerler sırasıyla ortalama % 9 ve % 7.5 olarak hesaplanmıştır.



Şekil 4.21c. Ejektör alan oranı A_r=6.56 için iki üç ve dört kolektörle yapılan deneylerde soğutma kapasitesinin değerinin zamana bağlı değişimi



Şekil 4.21.d. Ejektör alan oranı A_r=6.56 için iki üç ve dört kolektörle yapılan deneylerde COP değerinin zamana bağlı değişimi



Şekil 4.21.e. Ejektör alan oranı A_r=6.56 için iki üç ve dört kolektörle yapılan deneylerde tüm sistem COP değerinin zamana bağlı değişimi

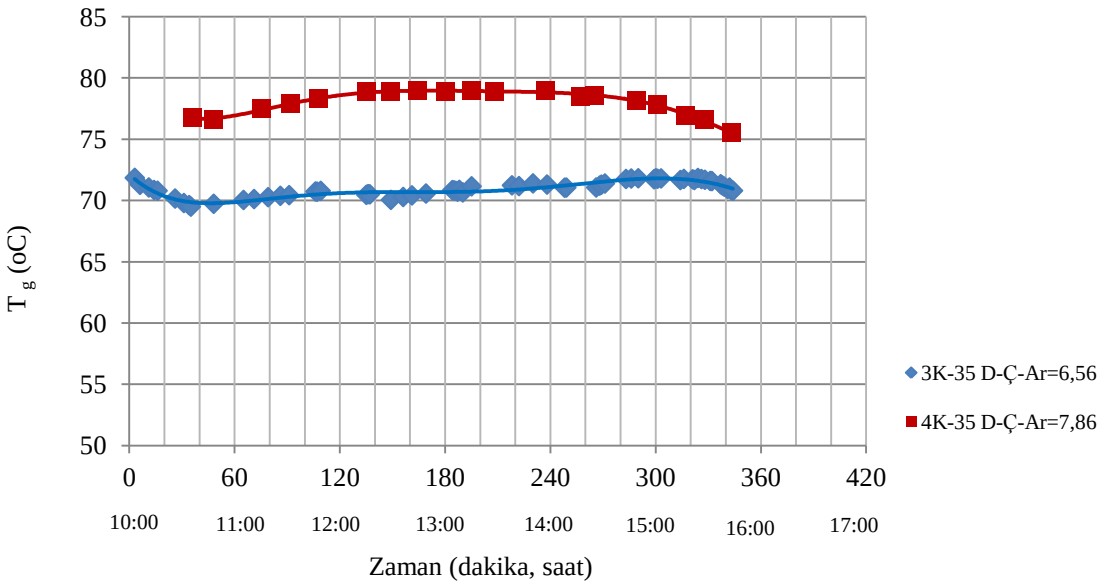
Ejektör alan oranı A_r=6.56 için farklı kolektör sayılarında yapılan deneylere bakıldığında üç kolektörle yapılan deneyde soğutma kapasitesi, COP ve tüm sistem COP değerleri açısından diğerlerine göre daha avantajlı olduğu görülmektedir (Şekil 4.21.c,d,e). Özellikle üç kolektör deneyinde birim kolektör alanı için daha fazla soğutma kapasitesi elde edildiğine dikkat edilirse bu durum daha açıktır. Dolayısıyla evaparatör sıcaklığı T_e=8^{o}C çalışma şartı için üç kolektör uygulamaları için sistemin çalıştırılacağı ejektör alan oranının A_r=6.56, kolektör uygulamasının ise 35^o kolektör eğim açısında doğudan batıya çevirme olması gerektiği anlaşılmaktadır.

4.3.4. Dört kolektör, A_r=7.86 ve üç kolektör, A_r=6.56 deneylerinin karşılaştırılması

Yapılan deneyler değerlendirildiğinde sabit yönde yapılan uygulamalarda günün erken ve geç saatlerinde sistemden yeterli soğutma elde edilemeyeceği anlaşılmıştır. Bu yüzden sistemden gün içinde yeterli soğutma elde edebilmek için sisteme güneş takibi uygulanması gerektiği görülmüştür. En ekonomik takip uygulamasının tek tahrik motorunun yeterli olduğu ve günün erken ve geç saatlerinde de güneş ışınımının daha fazla elde edilebileceği 35^o kolektör eğim açısıyla doğudan batıya tek eksenli çevirme

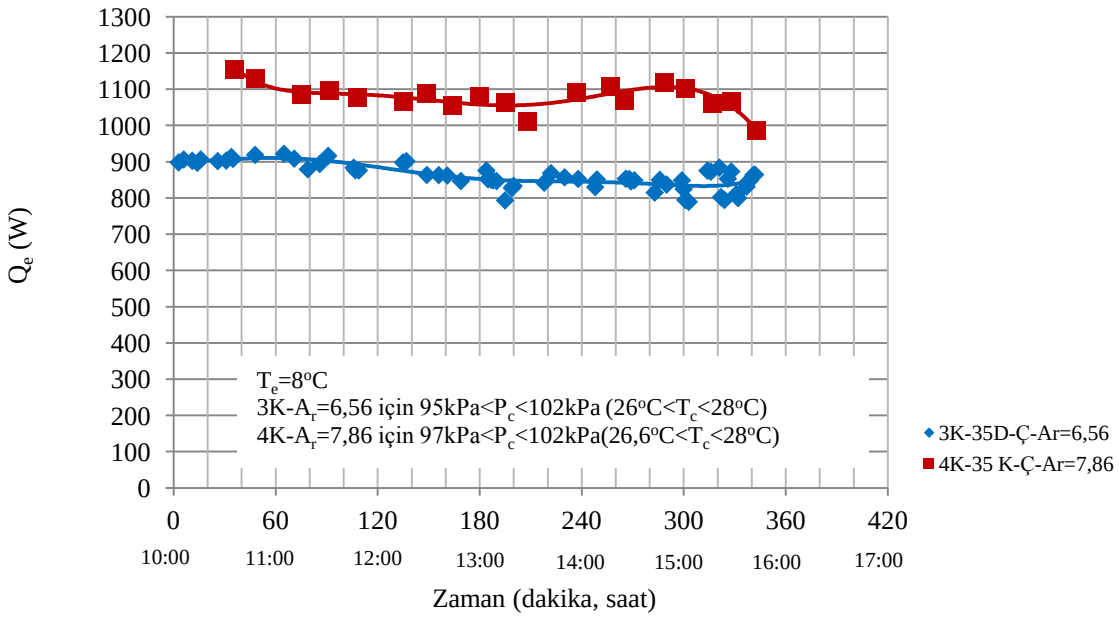
olduğu belirlenmiştir. Ejektör alan oranının değişiminin soğutmaya etkisi incelendiğinde gün boyu ortalama soğutma kapasitesi en fazla; dört kolektör için ejektör alan oranı A_r=7.86, üç kolektör için ejektör alan oranı A_r=6.56 çalışmalarda elde edilmiştir. Bu iki çalışma jeneratör sıcaklığı, soğutma kapasitesi, metrekare kolektör için soğutma kapasitesi ve COP değerleri açısından karşılaştırılmıştır. Karşılaştırma için çalışmalara ait değerler Şekil 4.22.a-d' de toplu olarak gösterilmiştir. Çalışmalarda elde edilen değerler dört kolektör ve A_r=7.86 için Bölüm 3.3.3.1' de, üç kolektör ve A_r=6.56 için Bölüm 3.3.3.2' de verilmişti.

Şekil 4.22.a' a bakıldığında dört kolektörle jeneratör sıcaklıklarının daha yüksek seyrettiği açıktır. Her iki çalışmada da kolektörün çevrilmesine göre günün erken ve geç saatlerinde de yüksek sıcaklıklara ulaşılmış, elde edilen sıcaklıklar alan oranları için ejektörün deney süresi boyunca boğulmalı çalışmasına yetmiştir.



Şekil 4.22.a. Dört kolektör, A_r=7.86 ve üç kolektör, A_r=6.56 deneyleri için jeneratör sıcaklığının zamana bağlı değişimi

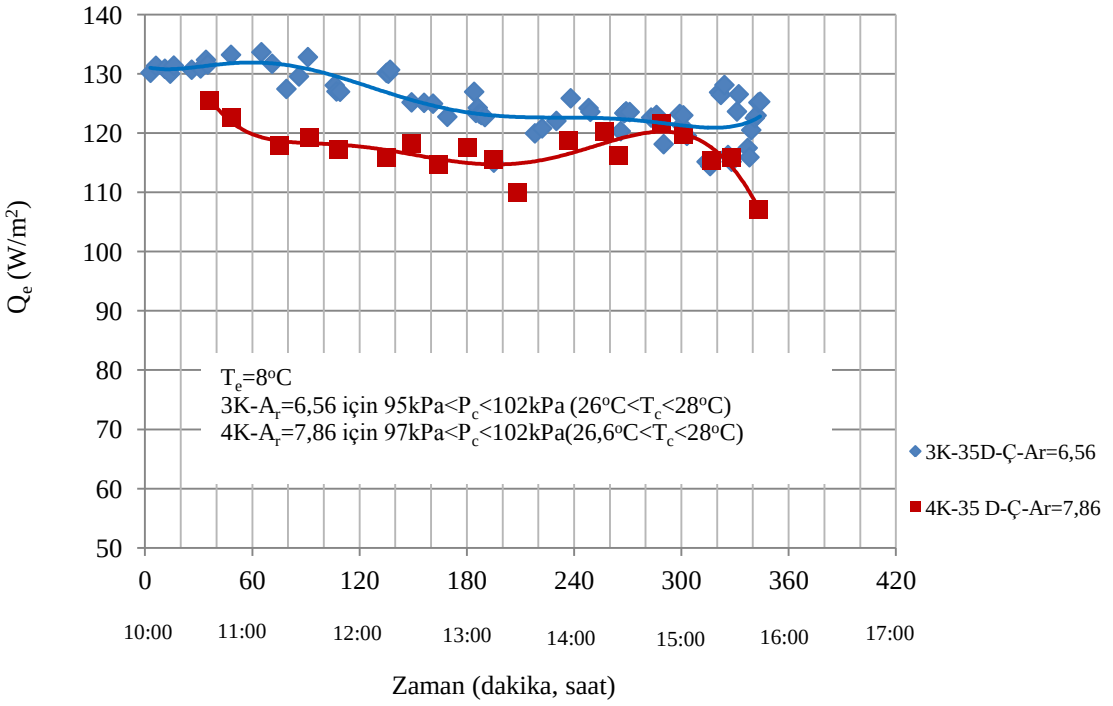
Şekil 4.22.b'de soğutma kapasitesi değerleri görülmektedir. Dört kolektörle A_r=7.86 için ve üç kolektörle A_r=6.56 için yapılan deneylerde sırasıyla sistemden gün boyu ortalama 1079 W ve 861 W soğutma kapasitesi elde edilmiştir. Her iki deneyde soğutma yaklaşık sabit bir değerde ve kesintisiz gerçekleşmiştir.



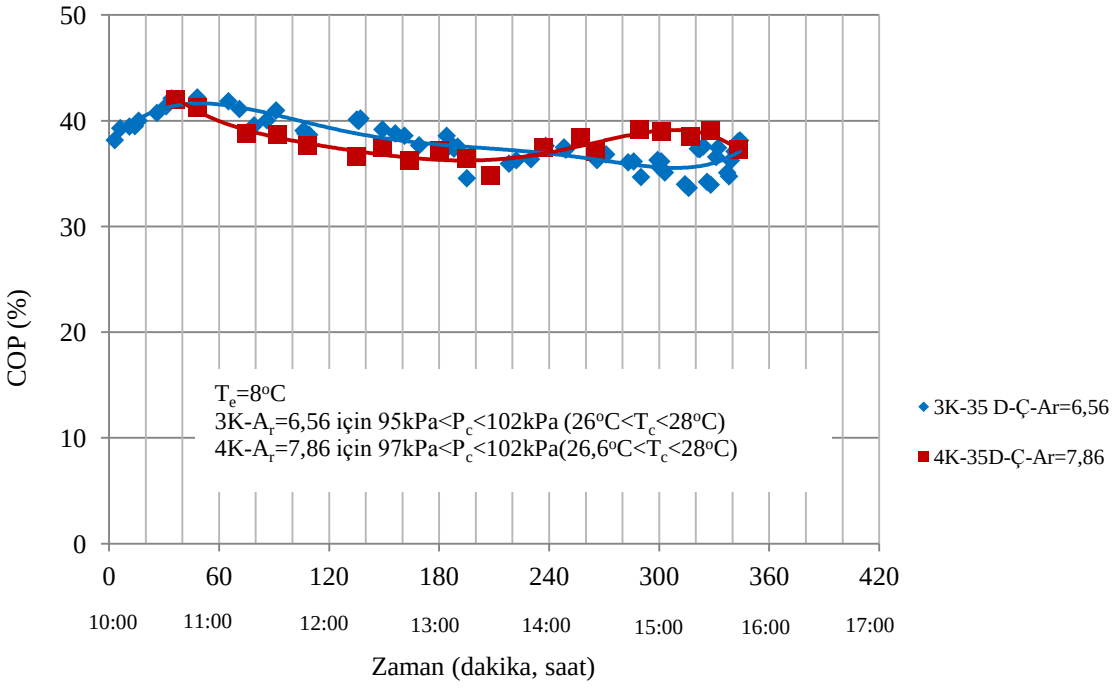
Şekil 4.22.b. Dört kolektör, A_r=7.86 ve üç kolektör, A_r=6.56 deneyleri için soğutma kapasitesinin zamana bağlı değişimi

Şekil 4.22.c' de birim kolektör alanı için soğutma kapasitesi değerleri görülmektedir. Üç kolektörle ejektör alan oranı A_r=6.56 ve dört kolektörle ejektör alan oranı A_r=7.86 için yapılan deneylerde sırasıyla birim kolektör alanı için 125 W/m^2 ve 117 W/m^2 soğutma kapasitesi değerleri hesaplanmıştır.

Şekil 4.22.d' de COP değerleri görülmektedir. Her iki çalışma için COP değerlerinin birbirine yakın seyrettiği açıktır. Sistemde üç kolektörle jeneratör sıcaklığının düşüklüğüne bağlı olarak jeneratörde üretilen ısı miktarı daha az olmaktadır. Bununla birlikte sistemden daha az soğutma kapasitesi elde edilmiştir. Dört kolektörde hem jeneratör sıcaklığına bağlı olarak jeneratörde üretilen ısı miktarı artmış hem de soğutma kapasitesi artmıştır. Bölüm 3.1.3' de 3.1 numaralı formüle göre COP değerinin hesaplanması dikkate alındığında soğutma kapasitesinin jeneratörde üretilen ısı miktarına oranı yakın değerlerde olduğundan COP değerleri de birbirine yakın elde edilmiştir.



Şekil 4.22.c. Dört kolektör, A_r=7.86 ve üç kolektör, A_r=6.56 deneyleri için birim kolektör alanın için soğutma kapasitesinin zamana bağlı değişimi



Şekil 4.22.d. Dört kolektör, A_r=7.86 ve üç kolektör, A_r=6.56 deneyleri için COP değerinin zamana bağlı değişimi

Bu iki karşılaştırılma değerlendirildiğinde üç kolektörle A_r=6.56 için yapılan deneylerde birim alan için elde edilen soğutma kapasitesinin daha fazla, COP değerinin de yaklaşık aynı olduğu görülmektedir (Şekil 4.22.c,d). Gün boyu ortalama soğutma kapasitesi açısından dört kolektörle A_r=7.86 için yapılan deneyin üstünlüğü de açıktır (Şekil 4.22.b). Sistemden gün içinde en fazla soğutma kapasitesi elde edebilmenin sistemden beklenen temel amaç olduğu düşünüldüğünde, mevcut sistemimiz için evaparatör sıcaklığı T_e=8^{o}C çalışma şartında en avantajlı uygulamanın dört kolektörle ejektör alan oranı A_r=7.86 olarak 35^o kolektör eğim açısıyla doğudan batıya tek eksenli çevirme olduğu sonucuna varılmıştır.

4.3.5. Sonuçların farklı soğutma sistemleriyle karşılaştırılması

Güneş enerjisi kaynaklı ejektörlü soğutma sistemleriyle yapılan araştırmalarda sistemler soğutucu akışkan, sistem şeması, kolektör tipi, çalışma şartları açısından farklılık göstermektedir. Buna bağlı olarak sistemlerden çok farklı soğutma kapasitesi ve COP değerleri elde edilmiştir. Sistemimiz tek kademeli güneş enerjisi kaynaklı ejektörlü soğutma sistemleri grubuna girmektedir. Sistemimizi karşılaştırmak için tamamıyla uyuşan bir çalışma mevcut değildir. Sistemimiz mevcut haliyle oldukça sadedir. Sistemimizde ara soğutucu, basınç yükseltici gibi verimi yükseltici elemanlar yoktur. Bu durum sistemimiz hakkında gerçekçi bir yorum yapabilmek karşılaştırabileceğimiz çalışma sayısı sınırlandırmaktadır. Sistemimizde ticari olarak üretilmiş seçici yüzeyli düzlem kolektör kullanılmıştır. Kullandığımız kolektörlerin verimi vakum tüplü ve konsantre kolektörler göre daha düşüktür. Ayrıca sistemden elde edilen soğutma kapasitesini belirleyen parametrelerden birisi de evaparatör sıcaklığıdır. Evaparatör sıcaklığının artmasıyla soğutma kapasitesinin de arttığı Bölüm 4.2.2.'de bahsedilmişti. Bu yüzden karşılaştırma yapacağımız çalışmaların evaparatör sıcaklığı da önem kazanmaktadır. Değişik sistemlerin karşılaştırması için metrekare kolektörle sağlanan soğutma kapasitesinin en iyi ölçü olduğu düşünülmüştür.

Bütün bu etkenler dikkate alınarak sistemimizden elde edilen sonuçlar bazı tek kademeli güneş enerjisi kaynaklı ejektörlü soğutma sistemleriyle karşılaştırılmıştır. Yapılan çalışmalar arasında (Pollerberg ve ark., 2008) tarafından yapılan deneysel çalışmada 1kW soğutma kapasitesi konsantre kolektörlerle 10.5 m^2 kolektör alanıyla elde edilmiştir. Çalışma şartları sistemimizle yakın değerlerdedir (T_g=90^{o}C, T_e=8 ^{o}C,

T_c=28 ^oC). Birim kolektör alanı için sağlanan soğutma kapasitesi 95 W' dır. Bu sonuç sistemimize göre daha düşük bir değerdir. (Pridasawas ve ark., 2007) yaptığı teorik çalışmada 3.5 kW soğutma yükünü 50 m^2 vakum tüp kolektörle elde etmiştir ve birim kolektör alanı için sağlanan soğutma kapasitesi 70 W olarak hesaplanmıştır. Bu sonuç sistemimize göre daha düşük bir değerdir. (Vidal ve ark., 2006) yaptığı teorik çalışmada 10.5 kW soğutma yükü için 80 m^2 kolektör alanı gerekmiştir ve birim kolektör alanı için sağlanan soğutma kapasitesi 131 W' dır. Bu sonuç sistemimize göre bir miktar yüksektir. Çalışma şartları T_g=80^oC, T_e=8^oC, T_c=32^oC değerlerindedir. (Huang ve ark., 1998) yaptığı teorik çalışmada evaparatör sıcaklığı T_e=8^oC için 68 m^2 kolektör alanında 10.5 kW soğutma kapasitesi elde etmişlerdir ve birim kolektör alanı için sağlanan soğutma kapasitesi 154 W' dır. Çalışmada ara soğutucuların olması ve soğutucu akışkanın kolektörlerde dolaştırarak kolektörlerin jeneratör olarak çalışması sistemi daha verimli hale getirmiştir. Çalışmamıza en yakın çalışma olarak (Ersoy ve ark., 2007) R123 soğutucu akışkanı ve vakum tüpü kolektörler ile yaptığı teorik çalışmada en iyi sonuç olarak 3.5 kW soğutma kapasitesi ve birim kolektör alanı için 178 W soğutma kapasitesi elde etmişlerdir. Çalışma şartları T_g=85^oC, T_e=12^oC, T_c=30^oC değerlerindedir. Çalışmada sistemimize göre evaparatör sıcaklığının yüksek oluşunun soğutma kapasitesini artırıcı etkisi görülmektedir.

Karşılaştırma sonuçlarına bakılarak sistemimizin mevcut sade haliyle bile güneş enerjisiyle yeterli soğutma sağlayabildiği sonucuna varılmıştır.

5. SONUÇ VE ÖNERİLER

Yapılan çalışmada güneş enerjisi kaynaklı ejektörlü soğutma sisteminin performansı deneysel olarak incelenmiştir. Çalışmaların ilk aşamasında düşük jeneratör sıcaklıklarında ejektörlü soğutma sisteminin uygulanabilirliği araştırılmıştır. Yapılan bu ilk çalışmada elektrik enerjisi kullanılmıştır. Deneyde ejektörlü soğutma sistemine daha önce çalışılmamış ses üstü lüle çapı d_t= 3.21 mm, karışma odasının çapı d_m=8 mm, alan oranı A_r=7.17 olan ejektör takılmıştır. Çalışmada optimum çalışma şartları araştırılmıştır. Çalışma şartlarının değişiminin sistem üzerindeki etkileri incelenmiştir. Sonuç olarak sistemden T_g=74^{o}C, T_e=10^{o}C ve P_c=105kPa (T_c=28.8^{o}C) çalışma şartlarında %42.5 COP değeri için 1080 W soğutma kapasitesi elde edilmiştir.

Çalışmanın ikinci aşamasında güneş enerjisi kaynaklı soğutma için bir ön çalışma olarak aynı ejektör alan oranında ve evaparatör sıcaklığı T_e=10^{o}C' da deney yapılmıştır. Çalışmada toplam yüzey alanı 9.2 m^2 olan kolektör eğim açısı 0^o' de tutulan dört adet kolektör kullanılmıştır. Çalışma süresi boyunca ortalama 1030 W soğutma kapasitesi elde edilmiş, COP değeri % 38-42.5, kolektör verim % 33-38, jeneratör verimi % 82-87, tüm sistem COP değeri %11-14 arasında seyretmiştir.

Çalışmanın ileri aşamasında Haziran, Temmuz ve Ağustos ayları boyunca deneyler yapılmıştır. Deneyler farklı sayıda kolektörün farklı yön ve kolektör açılarında konumlandırılmasına ve kullanılan ejektörlerin geometrisine göre belirli bir sınıflandırmayla gerçekleştirilmiştir. Birinci tür deneyler sabit yön deneyleri olarak adlandırılmıştır. Bu deneylerde kolektörler tam güneye sabitlenmiştir. İkinci tür deneyler çevirmeli deneyler olarak adlandırılmıştır. Çevirmeli deneylerde tek eksende doğudan batıya çevirme ve güneşi iki eksende tam takip uygulamaları yapılmıştır. Sabit yön ve çevirmeli tüm deneyler, ejektör alan oranı A_r=7.17 ve T_e=8^{o}C şartlarında yapılmıştır. Bu deneylerde kolektör alanının değişiminin, kolektör eğim açısının değişiminin ve güneş takibinin soğutma sistemi üzerindeki etkileri incelenmiştir. Üçüncü tür deneylerde ejektör alan oranın değişiminin soğutma sistemi üzerindeki etkileri araştırılmıştır. Önceki deneylere ilave olarak ejektör alan oranı A_r=6.56 ve A_r=7. 86 olan ejektörlerle evaparatör sıcaklığı T_e= 8 ^{o}C' de deneyler yapılmıştır. Deneyler sabit yön deneylerinden başlayarak sırasıyla çevirmeli ve farklı ejektör alan oranlarıyla yapılan deneylerle devam etmiştir.

Sabit yön deneylerinde ilk olarak kolektör eğim açısını 0^o'de tutarak üç, dört ve altı adet kolektörle deneyler yapılmış, kolektör sayısının soğutma sistemi üzerindeki

etkisi belirtilen çalışma şartları için incelenmiştir. Belirtilen alan oranı ve evaparatör sıcaklığında mevcut sistem için dört kolektör kullanımının soğutma kapasitesi açısından daha avantajlı olduğu sonucuna varılmıştır. İkinci olarak sabit yön deneylerinde kolektör eğim açısının değişiminin sistem üzerindeki etkileri dört kolektörle incelenmiştir. Yapılan karşılaştırılmada 0^o kolektör eğim açısında güneş ışınımının sabah saatlerinde daha kolektör yüzeyine daha dik gelmesine bağlı olarak jeneratör sıcaklığı sistemin boğulmalı çalıştığı sıcaklığa daha erken yükseldiği görülmüştür. Kolektör eğim açısının 15^o ve 35^o'ye yükseltilmesinin öğle saatlerinde jeneratör sıcaklığını artırıcı etkisi olmasına rağmen bu durumun soğutma kapasitesine veya COP değerine olumlu bir etkisi olmadığı anlaşılmıştır. Bu durumda sabit kolektör uygulamalarında soğutma kapasitesi açısından en avantajlı uygulamanın 0^o kolektör eğim açısında dört kolektör olduğu sonucuna varılmıştır.

Çalışmanın devamında aynı ejektör alanında ve evaparatör sıcaklığında çevirmeli deneyler yapılmıştır. Çevirmeli deneylerin değerlendirmesine öncelikle dört kolektör deneyleriyle başlanmıştır. Dört kolektörle yapılan çevirmeli deneylerde iki eksende güneşi tam takiple ve farklı kolektör eğim açılarında tek eksende doğudan batıya çevrilerek yapılmıştır. Çalışmada güneşi tam takiple ile 35^o kolektör eğim açısıyla tek eksende çevirme arasında gün boyu soğutma kapasitesi açısından fazla bir fark görülmemiştir. İki eksende çevirme yapabilmek için sistemde fazladan bir tahrik motorunun kullanılması düşünüldüğünde 35^o kolektör eğim açısıyla tek eksende çevirme yapmanın ekonomik olarak daha avantajı olduğu sonucuna varılmıştır. Bu durumda dört kolektörle yapılan çevirmeli deneyler arasında en avantajlı uygulamanın çalışma süresi boyunca %34.7 COP ve 929 W soğutma kapasitesi değerleri ile 35^o kolektör eğim açısıyla doğudan batıya tek eksenli çevirme olduğu görülmüştür. Ayrıca dört kolektörde sabit ve çevirmeli durumlar karşılaştırılmış, sabit kolektör uygulamalarının 10:00 öncesinde ve saat 15:30 sonrasında yetersiz olacağı ve gün boyu yeterli soğuma elde edebilmek için çevirme yapmanın gerekli olduğu sonucuna varılmıştır.

Çevirmeli deneylerin devamında aynı ejektör alan oranında ve aynı evaparatör sıcaklığında dört kolektör yerine üç kolektör kullanımı ile yeterli soğutma elde edilip edilmeyeceği araştırılmıştır. Çevirmeli üç kolektör uygulamalarında doğal olarak dört kolektör uygulamalarına göre öğlen saatlerinde bile daha düşük jeneratör sıcaklığı değerleri elde edilmiştir. Bu durumda deneylerin yapıldığı kondenser basınç aralıklarında jeneretör sıcaklıklarının düşük olmasına bağlı olarak çalışılan alan

oranındaki ejektörün boğulmalı çalışmasını riskli hale geldiği anlaşılmıştır. Üç kolektör uygulamaları arasında yeterince yüksek jeneratör sıcaklığı sağlayabilen uygulamanın ancak iki eksenli güneşi tam takip uygulaması ile elde edildiği görülmüştür. Bu uygulamada bile günün erken ve geç saatlerinde jeneratör sıcaklığının ejektörün boğulmalı çalışması için yetersiz olduğu anlaşılmıştır. Bu durumda çalışılan ejektör alan oranında üç kolektörle çalışmanın uygun olmadığı sonucuna varılmıştır.

Ejektör alan oranının değişiminin soğutma sistemi üzerindeki etkisini incelemek amacıyla, aynı evaparatör sıcaklığında, A_r=7.17'den daha yüksek olan A_r=7.86'da ve daha düşük olan A_r=6.56 ejektör alan oranlarında iki,üç ve dört kolektörle deneyler yapılmıştır. Dört kolektörle yapılan deneylerde elde edilen jeneratör sıcaklıklarının ejektör alan oranı A_r=6.56 ve A_r=7.17 için fazla olduğu anlaşılmıştır. Bu durumda en fazla soğutma kapasitesi değerini elde etmek için mevcut sistemde dört kolektörle yapılacak deneylerin alan oranı A_r=7.86 olan ejektörle yapılması gerektiği sonucuna varılmıştır. Ejektör alan oranı A_r=7.76 ve dört kolektörle 35^o kolektör açıyla tek eksenli çevirme yapılan uygulamada % 38.1 COP ve 1079 W soğutma kapasitesi değerleri elde edilmiştir.

Ejektör alan oranı A_r=6.56 için uygun kolektör alanının belirlemesi için iki, üç ve dört kolektör alanlarında yapılan deneyler birbirleriyle karşılaştırılmıştır. Ejektör alan oranı A_r=6.56 için farklı kolektör sayılarında yapılan deneylere bakıldığında üç kolektörle yapılan deneyde soğutma kapasitesi, COP ve tüm sistem COP değerleri açısından diğerlerine göre daha avantajlı olduğu görülmüştür. Dolayısıyla evaparatör sıcaklığı $T_e=8^oC$ çalışma şartı için üç kolektör uygulamaları için sistemin çalıştırılacağı ejektör alan oranının A_r=6.56, kolektör uygulamasının ise 35^o kolektör eğim açısında doğudan batıya çevirme olması gerektiği sonucuna varılmıştır.

Yapılan tüm uygulamalar arasında mevcut sistemimiz için en avantajlı uygulamanın gün içinde en fazla soğutma kapasitesi elde edildiği görülen, oranı A_r=7.86 olan ejektörün kullanıldığı, dört kolektörle 35^o kolektör eğim açısıyla doğudan batıya tek eksenli çevirme uygulaması olduğu görülmüştür.

Yapılan doktora çalışmasının ışığında güneş enerjisi kaynaklı ejektörlü soğutma sisteminin çalıştırılmasıyla ilgili şu sonuçlara varılmıştır:

Kurulacak bir sistemde öncelikle sistemden istenen evaparatör sıcaklığına ve soğutma kapasitesine göre uygun ejektör alan oranı ve bu alan oranı için gerekli jeneratör sıcaklığını sağlayabilecek kolektör sayısı belirlenmelidir. Örneğin evaparatör sıcaklığı $T_e=8^oC$ olan bir sistemden yaklaşık gün boyu ortalama 861 W soğutma

kapasitesi elde edilmek isteniyorsa ejektör alan oranı A_r=6.56, kullanılacak kolektör sayısı üç olmalıdır. Eğer sistemden gün boyu ortalama 1079 W soğutma kapasitesi elde edilmek isteniyorsa ejektör alan oranı A_r=7.86 kullanılacak kolektör sayısı dört olmalıdır. Sistemden istenen soğutma kapasitesinin artışına bağlı olarak sistemin çalıştırılmasında kullanılacak ejektör alan oranı ve kolektör sayısı artırılmalıdır.

Kullanılacak kondensere bağlı olarak kondenser basıncı ve sıcaklığı düşürülebilir. Bu durumda sistemde daha düşük ejektör alan oranlarında, daha düşük jeneratör sıcaklığında ve daha az kolektör sayılarıyla gün boyu daha fazla soğutma kapasitesi elde etmek mümkün olacaktır.

Saat 10:00 öncesinde ve 15:30 sonrasında soğutma elde edebilmek için kolektörlere ya güneş takip sistemi ilave edilmeli ya da o saatlerde sistemde destek ısıtıcısı kullanılmalıdır.

Yapılan çalışmada deneylerin havanın açık olduğu zamanlarda yapılmasına dikkat edilmiştir. Kolektörlerin bulutla gölgelenmesi durumunda jeneratör sıcaklığı düşerek ejektörün boğulmalı çalışma durumu ortadan kalkmakta ve sistemden soğutma elde edilememektedir. Bu yüzden gün boyu kesintisiz soğutma için sisteme sıcak su deposu ve destek amaçlı elektrikli ısıtıcı sistemi ilave edilmelidir.

Ticari düzlem yüzeyli kolektörlerin verimleri vakum tüp ve konsantre kolektörler göre daha düşüktür. Sistem için gerekli olan jeneratör sıcaklığı, verimi daha yüksek kolektör tipleri kullanılarak daha az kolektör alanıyla elde edilebilir.

Sistem mevcut haliyle en sade tek kademeli güneş enerjisi kaynaklı ejektörlü soğutma sistemlerinden birini oluşturmaktadır. Sisteme basınç yükseltici, ara soğutucu gibi ilave cihazlar ekleyerek soğutma kapasitesini ve COP değerini artırmak mümkündür.

R123 soğutucu akışkanının kullanımı ve üretimi 2015 yılında bütünüyle yasaklanacaktır. Sistemde kullanım serbestliği daha uzun süreli olan, soğutma kapasitesini ve COP değerlerini artırabilecek farklı bir soğutucu akışkan kullanılabilir.

6. KAYNAKLAR

Abdulateef, J.M., Sopian, K., Alghoul, M.A. and Sulaiman M.Y., 2009, Review on solar-driven ejector refrigeration technologies, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 13, 1338–1349

Al-Khalidy, N.,1997, Experimental investigation of concentrating collectors in a refrigerant ejector refrigeration machine, *International Journal of Energy Research*, 21, 1123-1131.

Alexis, G.K. and Rogdakis, E.D., 2002, Performance of solar driven methanol-water combined ejector-absorbtion cycle in Athens area, *Renewable Enegy,* 25, 249-266

Alexis, G.K. and Karayiannis, E.K., 2005, A Solar Ejector Cooling System Using Refrigerant R134a In The Athens Area, *Renewable Energy*, 80, 1457-1469.

Aphornratana, S. and Eames, I.W., 1997. A small capacity steam-ejector refrigerator: experimental investigation of a system using ejector with movable primary nozzle, *International Journal of Refrigeration*, 20(5), 352-358.

Aphornratana, S., Chungpaibulpatana S. and Srikhirin, P., 2001, Experimental investigation of an ejector refrigerator: Effect of mixing chamber geometry on system performance, *Internatıonal Journal of Energy Research*, 25, 397-411

Arbel, A. and Sokolov, M., 2004, Revisiting solar-powered ejector air conditioner-the greener the beter, *Solar Energy*, 77, 57-66

Bejan, A., Vargas J.V.and Sokolov, M., 1995, Optimal allocation of a heat-exchanger inventory in heat driven refrigerators, *Int. J Heat Mass Transf.*, 38(16), 2997–3004.

Chunnanond, K. and Aphornratana, S., 2004, An experimental investigation of the steam ejector refrigerator: the analysis of the static pressure profile along the ejector, *Appl Therm Eng*, 24, 311–22.

Devlet Meteoroloji Genel Müdürlüğü Resmi internet sayfası, www.dmi.gov.tr/FILES/arastirma/ozonuv/gunesspectrumu.pdf erişim: mayıs 2010.

Dorantes, R., Estrada, C.A. and Pilatowsky, I.,1996, Mathematical simulation of a solar ejector-compression refrigeration system, *Applied Thermal Engineering*, 16, 669-675

Duffie, J.A. and Beckmann W.A., 1980, Solar Engineering Of Thermal Prosess, *Interscience Publications* ,Wiley, , University of Wisconsin, Madison

Eames, I.W., Aphornratana, S. and Haider H., 1995, A theoretical and experimental study of a small-scale steam jet refrigerator, *International Journal of Refrigeration*, 18, 378-386.

Ersoy, H.K., Yalcin, S., Yapici, R. and Ozgoren M., 2007, Performance of a solar ejector cooling-system in the southern region of Turkey, *Applied Energy*, 84, 971–983

Gosney W.B., 1982. Principle of refrigeration. Cambridge: Cambridge University Press.

Hamner, R.M., 1978, An investigation of an ejector-compression refrigeration cycle and its applications to heating, cooling,and energy conservation, Ph.D. Thesis, *The University of Alabama*, Birmingham, U.S.A.

Holton, W.C., 1951, Effect of molecular weight of entrained fluid on the performance of steam-ejectors, *ASME Transactions*, 905-910.

Huang, B.J., Jiang, C.B. and Fu, F.L., 1985, Ejector performance characteristics and design analysis of jet refrigeration system, .*ASME Transactions Journal of Engineering Gas Turbine and Power*, 107, 792-802.

Huang, B.J., Chang, J.M., Petrenko, V.A. and Zhuk, K.B., 1998, A Solar Ejector Cooling System Using Refrigerant R141b, *Solar Energy*, 64, 223-226.

Huang, B.J., Chang, J.M., Wang, C.P. and Petrenko, V.A., 1999, A 1-D analysis of ejector performance, *International Journal of Refrigeration*, 22, 354-364.

Huang, B.J., Petrenko, V.A., Samofatov, I.Y. and Schetinina, N.A., 2001,Collector Selection For Solar Ejector Cooling System, *Solar Energy*, 71, 269-274.

Jung, D. and Radermacher, R., 1991, Performance simulation of single evaporator refrigerator with pure and mixed refrigerants, *Int J Refrig*; 14, 223–32.

Keenan, J.H., Neumann E.P. and Lustwerk, F., 1950, An investigation of ejector design by analysis and experiment, *ASME J Appl Mech Trans*,72 , 299–309.

Khattab, N.M. and Barakat, M.H., 2005, Optimum design conditions of a farm refrigerator driven by solar energy, *International Journal of Sustainable Energy*, 24, 1-17.

Kıncay O., 2010. Güneş Enerjisi Ders Notları, Yıldız Teknik Üniversitesi, www.scribd.com/doc/.../GUNEŞ-ENERJİSİ-DERS-NOTLARI-2 erişim: mayıs 2010.

Kim D.S. and Infante Ferreira, C.A., 2008, Solar refrigeration options – a state-of-the-art review , *International Journal of Refrigeration*, 31, 3-15

Merlin E. Fluides frigorigenes: La reglementation se renforce. La lettre de l0ADEME, no. 82, Fevrier-Mars; 2002.

Meyer, A.J., Harms T.M. and Dobson R.T., 2009 , Steam jet ejector cooling powered by waste or solar heat, *Renewable Energy* , 34, 297–306.

Nehdi, E., Kairouani, L. and Elakhdar, M., 2008, A solar ejector air-conditioning system using enviroment-friendly working fluids, *International Journal of Energy Research*

Nguyen, V.M., Riffat, S.B. and Doherty P.S., 2001, Development of a solar-powered passive ejector cooling system, *Applied Thermal Engineering* , 21157-168.

Onat, A., İmal , M. and İnan , T.,2004, Soğutucu Akışkanların Ozon Tabakası Üzerine Etkilerinin Araştırılması ve Alternatif Soğutucu Akışkanlar, *Journal of Science and Engineering*, 7(1)

Öz E.S., Özbaş E., Dündar R., 2007. Vakum Tüplü Güneşli Su Isıtma Sistemi İle Standart Düz Kolektörlü Güneşli Su Isıtma Sistemlerinin Performans Ve Verimlerinin Deneysel Olarak Karşılaştırılması, VIII. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi

Pollerberg, C., Ali A.H. and Dötsch, C., 2008, Solar driven steam jet ejector chiller, Applied Thermal Engineering, *Applied Thermal Engineering*

Pollerberg, C., Ali A.H. and Dötsch, C., 2008, Experimental study on the performance of a solar driven steam jet ejector chiller, *Energy Conversion and Management*, 49, 3318-3325.

Pridasawas, P. and Lundqvist, P., 2007, A year-round dynamic simulation of a solar-driven ejector refrigeration system with iso-butane as a refrigerant, *International Journal of Refrigeration*, 30, 840-850.

Pridasawas, W., 2006, Solar-Driven Refrigeration Systems with Focus on the Ejector Cycle, Doctoral Thesis, *School of Industrial Engineering and Management Royal Institute of Technology*, Stockholm

Santamouris M, Argiriou A. 1994, Renewable energies and energy conservation technologies for buildings in southern Europe. *Int J Sol Energy*;15:69–79.

Sokolov, M. and Hershgal, D., 1993, Optimal Coupling And Feasibility Of A Solar-Powered Year-Round Ejector Air Conditioner, *Solar Energy*, 50, 507-516.

Sokolov, M. and Hershgal, D., 1993, Solar-Powered Compression- Enhanced Ejector Air Conditioner, *Solar Energy*, 51, 183-194.

Solar Dısh/Stırlıng Power Systems, www.stirlingengines.org.uk/sun/sola3.html erişim: mayıs 2010.

Sözen, A. and Özalp, M., 2005, Solar-Driven Ejector-Absorbtion Cooling System. *Applied Energy*, 80, 97-113.

Stoecker W.F.,1958. Steam-jet refrigeration. Boston, MA: McGraw-Hill

Sun, Da-Wen, 1996, Variable geometry ejectors and their applications in ejector refrigeration systems, *Energy*, 21(10),919-929.

Sun, D.W., 1997, Solar Powered Combined Ejector-Vapour Compression Cycle For Air Conditioning And Refrigeration, *Energy Convers. Mgmt*., 38, 479-491.

Usta, H. ve Kırmacı V., 2002, Termoelektrik Etkiler ve Soğutma Etkinliğini Uygulanması, *Teknoloji*, 5 (3-4), 65-71.

Vidal, H., Colle S. And Perira S.G., 2006, Modelling an hourly simulation of solar ejector cooling system, *Applied Thermal Engineering*, 26, 663-672.

Yalçın, Ş., 2005, Güneş Enerjisi Kaynaklı Ejektörlü Soğutma Sisteminin Performansının Araştırılması,Yüksek Lisans Tezi, *Selçuk Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Konya

Yapıcı, R. and Ersoy, H.K., 2005, Performance Characteristics Of The Ejector Refrigeration System Based On The Constant Area Ejector Flow Model, *Energy Conversion and Management*, 46, 3117-3135.

Yapıcı, R., Ersoy, H.K., Aktoprakoğlu, A., Halkacı, H.S. and Yiğit O., 2008, Experimental determination of the optimum performance of ejector refrigeration system depending on ejector area ratio, *International Journal of Refrigaration*, 31, 1183-1189

Zeren, F., 1982, Feron-12 vapour compression jet pump solar cooling system, Ph.D. Thesis, *Texas A&M University*, USA

Zhang, X.J and Wang, R.Z., 2002, A new combined adsorption-ejector refrigeration and heating hybrid system powered by solar energy, *Appl Therm Eng*, 22, 1245–58.

Wang, J., Dai, Y.,Gao, L. And Ma S., 2009, A new combined cooling, heating and power system driven by solar energy, *Renewable Energy* , 34, 2780-2788.

Wolpert J.l.,Nguyen M.V.,Rıffat S.B., 2000.Solar Powered Air Conditioning System For a Hospital in Manzanillo,World Renewable Energy Congres VI

ÖZGEÇMİŞ

KİŞİSEL BİLGİLER

Adı Soyadı : Fatih AKKURT
Uyruğu : T.C.
Doğum Yeri ve Tarihi : 02.06.1972
Telefon : 053702245405

EĞİTİM

Derece		**Adı, İlçe, İl**	**Bitirme Yılı**
Lise	:	**Konya Anadolu Lisesi**	**1990**
Üniversite	:	**İ.T.Ü.**	**1998**
Yüksek Lisans	:	**Selçuk Üniversitesi**	**2003**
Doktora	:		

İŞ DENEYİMLERİ

Yıl	**Kurum**	**Görevi**
1998-2003	**Kulu M.Y.O**	**Öğretim Görevlisi**
2003-	**ÇumraMYO**	**Öğretim Görevlisi**

UZMANLIK ALANI :Termodinamik

YABANCI DİLLER :İngilizce