



T.C.
MUSTAFA KEMAL ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ
MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

GÜNEŞ ENERJİSİ DESTEKLİ ISI POMPALARININ TEORİK
İNCELENMESİ

ÖNDER YAMAÇ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

ANTAKYA
ARALIK -2005

Mustafa Kemal Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü Müdürlüğüne,

Doç. Dr. Ali KOÇ danışmanlığında, Önder YAMAÇ tarafından hazırlanan bu çalışma 30/12/2005 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından, Makine Mühendisliği Anabilim Dalında yüksek lisans tezi olarak kabul edilmiştir.

Başkan :Doç. Dr. Ali KOÇ	İmza
Üye : Prof. Dr. Ertuğrul BALTACIOĞLU	İmza
Üye : Yrd. Doç. Dr. Emin ÜNAL	İmza

Yukarıdaki imzaların adı geçen öğretim üyelerine ait olduğunu onaylarım.

Kod No:

İmza
30.12.2005
Enstitü Müdürü
Prof. Dr. Abdurrahman YİĞİT

Not: Bu tezde kullanılan özgün ve başka kaynaktan yapılan bildirişlerin, çizelge, şekil ve fotoğrafların kaynak gösterilmeden kullanımı, 5846 sayılı Fikir ve Sanat Eserleri Kanunundaki hükümlere tabidir.

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
ÖZET.....	I
ABSTRACT.....	II
ÖNSÖZ.....	III
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	IV
TABLolar DİZİNİ.....	V
SİMGELER DİZİNİ.....	VI
1.GİRİŞ.....	1
2. ÖNCEKİ ÇALIŞMALAR.....	3
3. MATERYAL VE YÖNTEM.....	6
3.1. Güneş ve Yapısı.....	6
3.1.1. Güneş Enerjisi.....	6
3.1.2. Güneş Enerjisinin Karakteristikleri.....	7
3.2. Ülkemizde Güneş Enerjisi Uygulamaları.....	9
3.2.1. Güneş Mimarisi.....	9
3.2.2. Güneş Enerjisi Potansiyeli.....	10
3.3. Güneş Işınım.....	11
3.3.1. Güneş Açıları.....	11
3.3.2. Güneş Zamanı.....	16
3.3.3. Güneş Işınımları.....	16
3.4. Güneş Enerjisi Sistemleri.....	22
3.4.1. Yoğunlaştırıcı Sistemler.....	22
3.4.2. Yoğunlaştırıcı Sistemlerin Uygulamaları.....	25
3.4.3. Güneş Pilleri.....	26
3.4.4. Kollektörlü Sıcak Su Sistemleri.....	27
3.5. Düzlemsel Güneş Kollektörleri.....	28
3.5.1. Kollektör Teorisi.....	33
3.6. Isı Pompaları.....	37
3.6.1. Isı Pompası Çevrimleri.....	37
3.6.2. Isı Pompası Elemanları.....	43
3.6.3. Soğutucu Akışkanlar.....	54

3.7. Ekonomik İnceleme.....	61
3.8.Yöntem.....	64
3.8.1. Isı Pompası Sisteminin Analizi.....	64
3.8.2. Kollektör Analizi.....	70
3.8.3. Isı Pompası Sisteminin Ekonomik İncelenmesi.....	74
4. ARAŞTIRMA BULGULARI ve TARTIŞMA.....	76
5. SONUÇ ve ÖNERİLER.....	83
KAYNAKLAR.....	84
ÖZGEÇMİŞ.....	85

ÖZET**GÜNEŞ ENERJİSİ DESTEKLİ ISI POMPALARININ TEORİK
İNCELENMESİ**

Yapılan bu çalışmada güneş enerjisi destekli bir ısı pompası teorik olarak incelenmiştir. Sistem düzlemsel bir sıcak su kollektörü tarafından desteklenmiş olup bir depo tankı ve ısı pompası sisteminin elemanları olan kompresör, buharlaştırıcı, yoğuşturucu gibi elemanlardan meydana gelmektedir. Ayrıca sistemde ısı enerjisini aktaracak olan soğutucu akışkan R134a olarak kabul edilmiştir.

Teorik hesaplamalarda gerek duyulan veriler olan aylık ortalama ışınım değerleri ve aylık ortalama sıcaklık değerleri meteoroloji kayıtlarından elde edilmiştir.

Yapılan hesaplamalarda bir işletmenin ihtiyacı olan günlük 5 ton şebeke suyunun 14°C den 50°C ye çıkarılması için ısı pompası sisteminin ihtiyaç duyduğu ısı yükünün ne kadarının kollektörden karşılandığı ve ne kadarının karşılanamadığı incelenmiş ve sistemin etkinlik katsayısı olan COP (Coefficient Of Performance) değeri hesap edilmiştir.

Ayrıca ısı yükü için gerekli olan kollektör alanı ve ısı pompası elemanları da incelenerek kompresörün gücü, buharlaştırıcının kollektör sisteminden çekeceği ısı yükü, yoğuşturucudan ortama aktarılacak olan ısı yükü miktarları ve soğutucu akışkan debisi hesaplanarak sistemin boyutlandırılması yapılmıştır.

2005, 95 sayfa

Anahtar Kelimeler: Güneş enerjisi, güneş kollektörü, ısı pompası.

ABSTRACT**THE THEORETICALLY ANALYZES OF THE SOLAR ASSISTED HEAT PUMPS**

In this study a heat pump system assisted with a solar energy was investigated theoretically. The system was supported with a flat plate collector, a storage tank and the units of heat pump system that consist of a compressor, evaporator and condensor.

Also in the system R134a was used as a refrigerant to translate the heat load.

The requiring datas which are the monthly averaga beams and meteorological values were provided from the meteorology station.

Due to the result of the calculations the heat loading for the supply water for a factory wanted to increase from 14°C to 50°C was calculated and investigated that if the flat plate collector provide the requiring heat load and COP (Coefficienty of performance) of the heat pump system was analyzed.

After these calculations the necessary collector area, the power of the compressor unit, the heat load of the evaporator and the condensor and the flowrate of the refrigerant were calculated theoretically. As a result the dimensining of the system was done.

2005, 95 pages

Keywords: Solar energy, solar collectors, heat pump.

ÖNSÖZ

Isı pompaları düşük sıcaklıktaki bir kaynaktan aldığı ısıyı daha yüksek sıcaklıklara iletebilen sistemlerdir. Bu nedenle soğutma yükünün düşük olduğu ortamlarda verimli olarak kullanılabilir. Çalışma prensibi, soğutma sistemlerinin ters yönde çalıştırılması esasına dayanır bu nedenle termodinamik yönden bakıldığında ısı pompası sisteminin ters Carnot çevrimi ile çalıştığı kabul edilebilir. Isı pompası sistemleri eski bir geçmişe sahip olmasına rağmen ülkemizde kullanılması çok yeni değildir. Bu sistemler maliyetleri açısından pahalı olmasına rağmen uzun dönemde oldukça verimlidirler. Günlük hayatımızda kullanılan klima ve iklimlendirme sistemleri de birer ısı pompası sistemi sayılabilmektedir. Yapılan bu çalışmada düzlemsel güneş kolektörleri tarafından desteklenmiş olan bir ısı pompası sisteminin teorik olarak incelenmesi gerçekleştirilmiştir.

Bu çalışmanın ortaya konmasında desteğini esirgemeyen danışman hocam sayın Doç. Dr. Ali KOÇ ve sayın hocam Yrd. Doç. Dr. A.Naci ÇELİK' e ve aynı zamanda yardımlarını esirgemeyen arkadaşım Serkan GÜLER' e teşekkür ederim.

ŞEKİLLER DİZİNİ

	Sayfa
Şekil 3.1. Zenit açısı.....	12
Şekil 3.2. Eğik düzleme gelen güneş açıları.....	14
Şekil 3.3. Profil açısı.....	15
Şekil 3.4. Atmosfer dışına gelen güneş ışınımı.....	17
Şekil 3.5. Eğik düzleme gelen anlık güneş ışınımı.....	21
Şekil 3.6. Parabolik oluk kolektörler.....	23
Şekil 3.7. Merkezi alıcılı güneş sistemi.....	24
Şekil 3.8. Parabolik çanak kolektörler.....	25
Şekil 3.9. SEGS güneş santrali.....	25
Şekil 3.10. Fotovoltaik pilin yapısı.....	26
Şekil 3.11. Düzlemsel kolektörler.....	27
Şekil 3.12. Kolektör anlık verim eğrisi.....	36
Şekil 3.13. Isı pompası sisteminin elemanları.....	37
Şekil 3.14. Ters Carnot çevrimi T-S diyagramı.....	38
Şekil 3.15. İdeal buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimleri.....	40
Şekil 3.16. Gerçek Buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimleri.....	41
Şekil 3.17. Çok kademeli sıkıştırma yapılan soğutma çevrimleri.....	42
Şekil 3.18. Güneş enerjisi destekli ısı pompası genel şeması.....	65
Şekil 3.19. Isı pompası sisteminin T-S diyagramı	67
Şekil 4.1. Aylık ortalama günlük ışınım değerleri.....	76
Şekil 4.2. Berraklık indeksi (Kt)	77
Şekil 4.3. Yatay bir yüzeye gelen anlık ışınım değerleri.....	77
Şekil 4.4. Anlık yayılı ışınım değerleri	78
Şekil 4.5. Eğimli yüzeye gelen anlık ışınım değerleri.....	78
Şekil 4.6. Yoğuşturucuda üretilen ve gerek duyulan ısı yükleri	80
Şekil 4.7. Buharlaştırıcıdaki günlük toplam ısı yükleri.....	80
Şekil 4.8. Enerji kaynaklarına göre aylık maliyet karşılaştırması.....	81

TABLolar DİZİNİ

	Sayfa
Tablo 3.1. Önümüzdeki 15 yıla ait enerji tüketim miktarı.....	9
Tablo 3.2. Aylık güneşlenme süreleri.....	10
Tablo 3.3. Bölgelere göre yıllık güneşlenme süreleri.....	10
Tablo 3.4. Camların spektral geçirme oranları.....	29
Tablo 3.5. Yutucu yüzey malzemelerinin ısı iletim katsayıları.....	31
Tablo 3.6. Yalıtım malzemelerinin özellikleri.....	33
Tablo 3.7. Soğutucu akışkanlar.....	57
Tablo 3.8. Aylık ortalama güneşlenme süreleri.....	66
Tablo 3.9. Sistemdeki yoğuşturucudan çekilecek anlık ısı yükleri.....	66
Tablo 3.10. Yıllara göre aylık ortalama günlük ışı nım değerleri.....	71
Tablo 3.11. Aylık ortalama gün uzunlukları ve güneşlenme süreleri.....	71
Tablo 4.1. Kış aylarındaki ısı yükleri farkı.....	80
Tablo 4.2. Enerji kaynaklarının ısı l değeri ve birim fiyatları.....	81

SİMGELER DİZİNİ

a_g	: Güneş azimut açısı ($^{\circ}$)
a_y	: Yüzey azimut açısı ($^{\circ}$)
A	: Kollektör alanı (m^2)
B_{LOC}	: Lokal boylam
B_{ST}	: Standart boylam
c	: Yakıt fiyatındaki yıllık artış oranı
C_p	: Özgül ısı ($kJ/kg-K$)
COP	: Soğutma makineleri etkinlik katsayısı
d	: Deklinasyon açısı
d	: Kar veya faiz oranı
e	: Enlem açısı ($^{\circ}$)
E	: Zaman düzeltmesi
F	: Isıtma sisteminin ısıtma yüzdesini karşılama yüzdesi
FF	: Gelecekteki nakit akışı
F_s	: İlk yıl yakıtta sağlanan tasarruflar
F_R	: Kollektör ısı değiştiricisi verim faktörü
g	: Güneş geliş açısı ($^{\circ}$)
h	: Saat açısı
h	: Entalpi (kJ/kg)
H	: Güneş gün batış açısı (yatay düzlem için)
H_g	: Güneş gün batış açısı (eğik düzlem için)
H_u	: Yakıtın alt ısı değeri ($Kcal/kg$)
I	: Anlık tüm güneş ışıınımı (W/m^2)
I_c	: Klasik ısıtma sisteminin ilk yatırım giderleri
I_d	: Yatay düzleme gelen direkt güneş ışıınımı (W/m^2)
I_e	: Yatay düzleme bir anda gelen anlık toplam ışıınım (W/m^2)
I_{ed}	: Eğik düzleme gelen direkt güneş ışıınımı (W/m^2)
I_{ey}	: Yatay düzleme bir anda gelen anlık yayılı ışıınım (W/m^2)
I_{gs}	: Güneş sabiti ($1353 W/m^2$)
I_n	: Anlık direkt güneş ışıınımı (W/m^2)
I_o	: Atmosfer dışında bulunan bir yatay düzlemin birim alanına gelen anlık ışıınım (W/m^2)
I_{od}	: Atmosfer dışında ışıınımın dik geldiği bir yüzeydeki değeri (W/m^2)
I_s	: Alternatif ısıtma sisteminin ilk yatırım giderleri
I_y	: Aylık ortalama anlık yayılı ışıınım (W/m^2)
I_{ya}	: Yatay düzleme bir anda gelen anlık yansıyan ışıınım (W/m^2)
I_t	: Kollektör birim alanına gelen ışıınım oranı (W/m^2)
i_s	: Yıllık artış hızı i_s olan yakıt
K	: Toplam ısı transfer katsayısı (W/m^2-K)
K_t	: Berraklık indeksi
\dot{m}	: Kütleli debi (kg/s)
n	: Gün sayısı
N	: Saydam örtü sayısı
n_p	: Geri ödeme periyodu

VII

P	: Paranın şimdiki değeri
P _c	: Klasik ısıtma sisteminde kullanılan yakıt fiyatı
P _s	: Alternatif sistemde yardımcı ısıtmada kullanılan yakıt fiyatı
Q	: Günlük tüm güneş ışıınıımı (W)
Q _F	: Kompresör faydalı ısı akısı (kW)
Q _h	: Soğutma sırasında ortama verilen enerji (W)
Q _L	: Yıllık ısıtma yükü (kcal)
Q ₁	: Soğutma sırasında ortamdan çekilen enerji (W)
Q _o	: Atmosfer dışındaki yatay düzlemin birim alanına gelen günlük toplam ışıınıım (W)
Q _{og}	: Yeryüzünde bulunan ve tam güneşe bakan düzlem üzerine gelen toplam ışıınıım (W)
Q _u	: Kollektördeki kullanılabilir enerji (W)
Q _y	: Aylık ortalama günlük toplam yayılı ışıınıım (W)
R _d	: Direkt güneş ışıınıımı eğim faktörü
R _t	: Anlık tüm güneş ışıınıımının günlük tüm güneş ışıınıımına oranı
R _y	: Aylık ortalama anlık yayılı ışıınıımın aylık ortalama günlük toplam yayılı ışıınııma oranı
s	: Entropi (kJ/kg-K)
s	: Eğim açısı (°)
t	: Güneşlenme süresi
T _a	: Dış ortam sıcaklığı (°C)
T _g	: Akışkanın kollektöre giriş sıcaklığı (°C)
t _g	: Gün uzunluğu (saat)
T _y	: Yüzey sıcaklığı (°C)
t _o	: Aylık ortalama gün uzunluğu (saat)
U _L	: Kollektör ısı kayıp katsayısı (W/m ² °C)
W _{net}	: Kompresörde harcanan enerji (W)
V	: Rüzgar hızı (m/s)
y	: Güneş yükseklik açısı (°)
V	: Ortalama akış hızı (m/s)
V	: Vergi oranı
v	: Yıllık kar oranı yüzdesi
z	: Zenit açısı (°)
Z _g	: Günlük çalışma süresi (saat)
Z _u	: Aylık çalışma süresi (gün)
ΔT _m	: Logaritmik ortalama sıcaklık (°C)
α	: Emici yüzeyin ışıınıımı geçirme katsayısı
β	: Profil açısı (°)
ε _L	: Yüzeyin ışıınıımı yayma oranı
ε _S	: Saydam örtünün ışıınıımı yayma oranı
η	: Kollektör verimi
η _t	: Kompresör termik verimi
η _m	: Kompresör mekanik verimi
η _{el}	: Kompresör motor verimi
η _i	: Kompresör indike verimi
η _{kt}	: Kompresör toplam verimi

VIII

- ρ : Yerin yansıtma katsayısı
 ρ : Yoğunluk (kg / m³)
 τ : Saydam örtünün ışınımı yutma katsayısı
 v : Özgül hacim (m³ / kg)

1.GİRİŞ

Dünya üzerinde enerji ihtiyacı, teknolojinin gelişmesine bağlı olarak her geçen gün artmaktadır. Kullanılmakta olan fosil yakıtları ise artan bu talep karşısında gün geçtikçe azalmaktadır. Bu nedenle son yıllarda alternatif enerji kaynaklarından faydalanan sistemler üzerinde çalışmalar yoğunlaşmıştır. Alternatif enerji kaynakları olarak güneş, rüzgar, jeotermal enerji, biyomas gibi enerjiler ön planda olup bunların içerisinde en yaygın olan ve bilinen en eski kaynak güneştir. Güneş enerjisi sürekli yenilenen ve masrafsız olması bakımından geniş bir kullanım alanına sahiptir. Su ısıtma başta olmak üzere kurutma, pişirme, ortam ısıtma, elektrik üretme gibi pek çok alanda güneş enerjisinden faydalanılmaktadır. Güneş enerjisi sistemleri olarak daha çok su ısıtma sistemleri olan kollektörler kullanılmaktadır. Bu sistemler basit teknolojiye sahiptirler ve güneş enerjisinden direkt olarak faydalanırlar. Kollektörler genel olarak emici plaka, üst örtü (şeffaf örtü), kollektör kasası ve depodan meydana gelir. Güneş enerjisi bu sistemlerde emici plaka tarafından absorplanır ve sistemde dolaşan akışkana ısı transfer edilir. Isınan akışkan depoya gelerek buradaki diğer akışkanı ısıtır veya ısınan su direkt olarak kullanılır.

Güneş enerjili kollektörlerden yurdumuzda yılda yaklaşık 120.000 TEP (Ton eşdeğer petrol) enerji sağlanmaktadır. Bu rakam ise kollektör alanı olarak su ısıtma için yaklaşık 3.000.000 m² civarındadır. (ANONİM, 2004)

Kollektörler genel olarak su ısıtma amacıyla kullanılmalarının yanı sıra büyük ısı yükü gerektiren ortamları ısıtma için de kullanılırlar. Böyle bir ısıtma ihtiyacı kollektörlü sistemle desteklenmiş bir ısı pompası aracılığıyla gerçekleştirilebilir. Isı pompası, sıcaklığı düşük olan bir kaynaktan aldığı ısıyı kullanarak daha yüksek sıcaklığa sahip ortama aktaran sistemdir. Son yıllarda daha sık anılmasına rağmen ısı pompası sistemleri prensip olarak uzun yıllar öncesinden bilinir. (ÇENGEL ve BOLES, 1996).

Isı pompası teknolojisi mantık olarak ilk defa 1824'te ortaya çıkmıştır. Carnot, buharlı güç çevriminin ters çalıştırılması ile çevreden alınan ısının başka bir ortama aktarılabilceğini fark etmiş ancak fikir olarak ilk defa Lord Kelvin tarafından 1852 yılında ortaya atılmıştır. Bu sistemler Avrupa' da ilk defa ev ısıtmak amacıyla

1927 yılında Haldone tarafından İskoçya' da daha sonra 1938 yılında Zürih' te Freon-12 soğutucu akışkanı ile çalışan 175 kW' lık olarak kurulmuştur. 1945 yılında ise İngiltere' de soğutucu akışkan olarak SO₂ (Kükürt dioksit) kullanan ve kaynak olarak nehir suyundan faydalanan bir ısı pompası sistemi ile büyük bir binanın ısıtılması gerçekleştirilmiştir. Avrupa ülkeleri dışında ısı pompası 1940 yılından sonra Amerika' da kullanılmaya başlanmıştır (KAYGUSUZ, 1992).

Bu sistemler uzun kış sezonu yaşayan Avrupa, Amerika ve İskandinav ülkelerinde sıkça kullanılmaktadır. Isı pompalarının kurulma maliyetleri yüksektir ancak uzun vadede diğer sistemlere oranla daha avantajlı duruma geçmektedir. İlk yatırım maliyetlerinin yüksek olmasına rağmen ısı pompası sistemlerinin kullanımı giderek yaygınlaşmaktadır. Bu sistemlerde ısı kaynağı olarak genellikle su, toprak ve çevre hava kullanılmaktadır. Su kaynaklı sistemler genellikle 5-18°C sıcaklıklara sahip olan yaklaşık 80m yerin altındaki kuyu sularından faydalanır. Toprak kaynaklı sistemler ise sıcaklığın sabit kaldığı derinliklerden enerji sağlamak zorundadır. Bu nedenle toprak kaynaklı ısı pompası sistemleri daha karmaşık yapıya sahiptir.

Isı pompası teknolojisi oldukça eski olmasına rağmen ülkemizde kullanımı son yıllarda artış göstermeye başlamıştır. Ülkemizin güneş kuşağında yer alması güneş enerjisi ve ısı pompaları için yüksek performans sağlaması beklenmektedir.

Bu çalışmada güneş enerjisi destekli bir ısı pompasının teorik analizi yapılmıştır. Isı pompaları, sıcaklığı düşük olan bir enerji kaynağından aldığı ısı enerjisi bir soğutucu akışkan yardımıyla daha yüksek sıcaklıktaki bir ortama aktaran sistemlerdir. Bu sistemler genel olarak buharlaştırıcı (evaporatör), yoğuşturucu (kondenser), kompresör ve kılcal borulardan (kısılma vanası), meydana gelmiştir.

Sistemde dolaşan aracı akışkana soğutucu akışkan denir. Bu çalışmada soğutucu akışkan olarak R22 (Freon-22) seçilmiştir.

2. ÖNCEKİ ÇALIŞMALAR

Isı pompası fikri 18. yy ortalarında Carnot tarafından ortaya atılmıştır. Carnot buhar çevriminin ters çalıştırılması ile ortamdan ısı çekilerek başka bir yüksek sıcaklık ortamına bu ısının aktarılabilceğini gözlemlemiştir. Pratikte bu prensiple çalışan ısı pompası ise 1852 yılında William Thompson ve daha sonra Lord Kelvin tarafından denenmiştir (ÜLKÜ, 1987). Daha sonraki yıllarda ısı pompaları hakkında pek çok çalışmalar gerçekleştirilmiştir.

KAYGUSUZ, 1992 yılında Karadeniz Bölgesi'ndeki konutların güneş enerjisi destekli ısı pompaları ile ısıtılabilirliğini incelemek amacıyla bir çalışma yapmıştır. Çalışmada model bir ortam seçilerek enerji depolu bir ısı pompası sistemi kurulmuş ve bu sistem üç değişik biçimde çalıştırılarak ortamın ısıtılabilirliği gözlemlenmiştir. Deneyde kollektör giriş-çıkışı, depo giriş-çıkışı, ısı değiştirici giriş-çıkışı, depo içi, dış ortam, ısıtılan ortam, yoğunlaştırıcı giriş-çıkış sıcaklıkları periyodik olarak kontrol edilmiştir. Seri ve paralel sistemlerde buharlaştırıcı, yoğunlaştırıcı ve kompresörün giriş-çıkış basınçları ölçülmüştür. Bu ölçümlerden faydalanılarak sistemlerin birbirine göre üstünlükleri ele alınmıştır. Ayrıca bu sistemler ekonomik yönden de birbirleriyle karşılaştırmak amacıyla iki farklı analiz yöntemi kullanılmıştır. Bu yöntemlerden ilki sistemin ekonomik ömrü boyunca sağladığı tasarruflar, ikincisi ise geri ödeme süresi yöntemidir. Yapılan çalışmalar sonunda Karadeniz Bölgesi'nin meteorolojik yapısı nedeniyle konutların tek başına güneş enerjisi ile ısıtılamayacağı sonucuna varılmıştır.

Bununla birlikte güneş enerjisi destekli ve enerji depolu seri ve paralel ısı pompası sistemlerinin ısıtmada gerekli olan ısı yükünü karşılama yüzdelerinin daha yüksek olduğu sonucuna varılmıştır. Sistemlerden sağlanan net ısı miktarına bağlı olarak yapılan ekonomik analiz sonucunda seri ısı pompası sisteminin paralel sisteme göre daha ekonomik olduğu anlaşılmıştır. Tüm bu çalışmalar sonucunda güneş destekli ve enerji depolu seri ısı pompası sistemlerinin Karadeniz Bölgesi'ndeki konutların ısıtılması için önerilebileceği sonucuna varılmıştır (KAYGUSUZ, 1992).

1998' de YAMANKARADENİZ ve HORUZ İstanbul' da 7 aylık kış sezonu boyunca açık günler için güneş enerjisi destekli ısı pompasının teorik ve deneysel

incelemelerini yapmışlardır. Araştırmada elde edilen teorik bulgular ve deneysel sonuçlar karşılaştırılarak sonuçlar grafiksel olarak verilmiştir. İncelemelerde en soğuk ay olan aralık ve ocak ayında çevre sıcaklığı ve güneş ışınımının azalmasına bağlı olarak kollektör verimliliği, soğutma kapasitesi ve ısı pompası sistemlerinin endüstride yararlı olduğu sonucuna varılmıştır (YAMANKARADENİZ ve HORUZ, 1998).

Başka bir çalışmada UTLU, İzmir ili için güneş enerjisi destekli ısı pompalarının tasarımı konusunda araştırma yapmıştır. Bu çalışmasında Utlu, belirli bir ortamın (proje binası) güneş enerjisi destekli ısı pompası sistemi ile ısıtılabilirliğini incelemiştir. İncelemelerde sistemin termodinamik analizi yapılmış, sistemdeki soğutucu akışkanların çalışma koşulları ve termodinamik özellikleri incelenerek (FREON-22) soğutucu akışkanının kullanımının uygun olacağı belirlenmiş ve güneş ışınımının sistem için elverişli olduğunu tespit etmiştir. Ayrıca ısıtılacak ortamın (proje binası) ısı kayıpları belirlenerek sistemin daha kullanışlı hale getirilebileceği ortaya konmuştur.

Bu veriler doğrultusunda boyutlandırması yapılan sistemin ekonomik açıdan ilk kuruluş maliyetlerinin diğer sistemlere göre maliyetli olduğu ancak uzun vadede daha avantajlı olacağı öngörülmüştür (UTLU, 2001).

BADESCU' nun termal enerji üniteli alan ısıtması yapan bir güneş enerjisi destekli ısı pompası modeli üzerine yaptığı çalışmada güneş destekli ısıtıcıların ısı pompalarındaki buhar sıkıştırma işi ve başka amaçlara yönelik ısı enerjisi elde ettiğini ve ısı enerjisi ünitesinin güneş enerjisi kullanımında birçok yararlar sağladığını ortaya koymuştur (BADESCU, 2002).

HAWLADER vd. güneş enerjisi destekli bir ısı pompası sistemi üzerinde çalışma yapmışlardır. Bu çalışmada sistemde R134a soğutucusu ve üzeri açık olan düz levha bir güneş kollektörü kullanılarak deneysel ve teorik incelemeler yapılmıştır. Sonuç olarak kollektör alanı, güneş ışınım şiddeti, kompresör hızı gibi faktörlerin sistem performansını önemli ölçüde etkilediği gözlemlenmiştir. Ekonomik analiz sonucunda ise sistemin yaklaşık iki yıllık bir minimum geri ödeme süresine ihtiyaç duyduğu ortaya konmuştur (HAWLADER, 2005).

KUANG vd. düz plaka kollektörlü basit ve pahalı olan güneş destekli ısı pompası sistemi üzerinde çalışmışlardır. Bir sıcak su depolama tankı ve bir su

kaynaklı ısı pompası modeli oluşturarak, tüm sistemin ve bu sistemin temel elemanlarının termal performansını, Kuzey Çin’de 2000-2001 ısıtma sezonu boyunca deneysel olarak incelemişlerdir. Elde edilen sonuçlardan, potansiyel kullanıcılar için bir güneş destekli ısı pompası sisteminin gelişimi ve ilk dizaynında yardımcı olabilecek bazı önemli sonuçlar ve öneriler elde etmişlerdir (KUANG vd. 2003).

HUANG ve CHYNG, yaptıkları bir çalışmada integral tip güneş destekli ısı pompası su ısıtıcısının dizayn ve test değerlerini incelemişlerdir. Depolama tankı ve Rankine çevrim ünitesini daha küçük bir boyut yapmak için birleştirilmişlerdir. Testler sonucunda 3,83’lük bir COP elde etmişlerdir (HUANG ve CHYNG, 1999).

3. MATERYAL VE YÖNTEM

3.1. Güneş ve Yapısı

Güneş ısı ve ışık yayan yüksek sıcaklıktaki bir gaz külesidir. Dünyadan 150 milyon km uzaklıkta olmasına rağmen güneşin yaydığı ışınlar yeryüzüne 8 dakikada ulaşmaktadır. Güneş yüzeyindeki sıcaklık 57400 °C olup saniyedeki radyasyonu 1490 cal' dir. Güneşin yapısında %81,76 oranında H ve %18,17 oranında He atomları mevcuttur. 4 H atomu kimyasal reaksiyonla 1 He atomuna dönüşür ve açığa çıkan kütle farkından dolayı büyük bir enerji meydana gelir. Saniyede 564 milyon ton H atomu He atomuna dönüşür .

Güneş kütlesi içten dışa doğru nükleer, radyasyon ve konveksiyon zon gibi bölümlere ayrılır. Nükleer zon çekirdektedir. Burada X ışınları ortaya çıkar. Sıcaklık 16 milyon °C ve basınç 200 milyar atmosfer değerindedir. Konveksiyon zonu 150.000 °C' dir. Bu zonda gaz molekülleri aşağı yukarı hareket ederler. Güneşteki zonlardan ikincisi ışık küredir. Işık küre güneşi çevreleyen saydam ve parlak bir gaz tabakasıdır. Bu zonda çeşitli büyüklüklerde lekeler meydana gelir. Bu oluşan lekeler çok büyük manyetik alanlar meydana getirir ve konveksiyon hareketleri 10 milyon amper olabilmektedir.

Güneşin üçüncü zonu renk küredir. Ay gölgesi etrafında kırmızı halka gibi görülür. Kalınlığı 10.000-16.000 km arasında değişir. Kromosfer, hidrojen ve nadir gazlardan oluşur. Renk kürede akkor gazların oluşturduğu fişkırmalar meydana gelir ve bu fişkırmalar 925.000 km yüksekliğe kadar olabilir (ANONYMOUS, 2004).

3.1.1. Güneş Enerjisi

Doğal bir füzyon reaktörü olan güneşte her saniye 564 milyon ton H atomu, 560 milyon ton He atomuna dönüşmekte ve kaybolan 4 milyon ton kütle karşılığında 386×10^{15} MJ enerji açığa çıkmaktadır Güneşten bir saniyede ortaya çıkan enerjinin güç olarak değeri $3,86 \times 10^{17}$ MW' tır. Dünyanın çapına eşit dairesel alan üzerine çarpan güneş gücü 173 milyon kW civarındadır. Dünyanın yıllık ticari enerji ihtiyacı

11×10^6 MW iken güneşten gelen güç bunun 16.000 katından fazladır (ANONİM, 2004). Güneş enerjisi, elektromanyetik (radyasyon) olarak yayılır. Dalga boyu 0,2 – 3 μm arasında olan bu ışın kısa dalga boyudur. Güneş spektrumu 3 ana bölgeden oluşur. Dalga boyu 0,4 μm den küçük olan ultraviyole (mor ötesi) ışınlar ışınımın %9'unu oluşturur. 0,4 - 0,7 μm arası dalga boyuna sahip ışınlar görünür ışık olup ışınımın % 9'unu oluşturur. 0,4 - 0,7 μm arası dalga boyuna sahip ışınlar görünür ışık olup ışınımın %45' ini oluşturur.

Dalga boyu 0,7 μm den büyük ışınlar infrared (kızılötesi) ise ışınımın % 46' sını oluşturur ve ısıtma etkisine sahiptir. Dalga boyu açısından bakılırsa güneş 6000 K sıcaklıkta ısınım yapan bir kara cisim gibidir.

Dünya atmosferine ulaşan güneş ışınımı veya güneş sabiti 1353 kW /m² dir. Yeryüzüne ulaşan maksimum güneş ışınımı ise 0,3-2,5 μm dalga boyları arasında 1 kV/h (Kilovolt/saat) kadardır.

Yeryüzünün yaşanılabilir bölgelerine ulaşabilen güneş enerjisi iklime ve zamana bağlı olarak 3-30 Mj/m²-gün arasında değişir. Güneş enerjisi kollektörlerde toplanır. Bir ev çatısı büyüklüğünde 100 m² lik kollektörde depolanabilen güç 70 kV değerindedir. Bu ise %40 verime sahip 130 kV /h veya 14 galon petrol yada bir insan ağırlığı kadar taşkömürü eşdeğerlidir.

Dünyanın tüm yüzeyine bir yıl boyunca gelen güneş enerjisi $0,709 \times 10^{14}$ TEP (ton eş değeri petrol) kadardır. Bu değer dünyanın bilinen petrol rezervinin 716 ve kömür rezervinin 157 katıdır (ANONİM, 2004).

3.1.2. Güneş Enerjisinin Karakteristikleri

Güneş enerjisi bilinen en eski enerji kaynağıdır. Temiz ve tükenmeyen (yenilenebilir) enerji kaynağıdır, tüm dünya ülkelerinde rahatlıkla yararlanabilir, coğrafi sınırlamalardan bağımsızdır, ısıtmada basit teknolojilerden yararlanıldığından ulaştırma harcamasına gerek yoktur. Her türlü siyasi bunalımlardan bağımsızdır, fotosentetik ve fotokimyasal reaksiyonları harekete geçirmek için gerekli özelliklere sahiptir. Güneş enerjisinin sıralanan avantajlarına rağmen dezavantajları da bulunmaktadır. Birim alana gelen enerjinin az olması ve süreklilik göstermemesi, arz

talep arsında zaman farkı sorununun ortaya çıkması, enerji miktarının kontrol edilmesi, direk elektrik sistemleri için yatırım maliyetlerinin yüksek olması dezavantaj olarak ortaya çıkmaktadır. Bu dezavantajlarına rağmen güneş enerjisinde son yıllarda geniş bir yelpazeye sahip teknolojik uygulamalarda rahatlıkla faydalanılmaktadır. Güneş enerjisinin faydalanma alanları oldukça fazladır. Bunlar aşağıdaki gibi sıralanabilir.

Isıya dönüştürülerek kullanılması halinde :

a) Düşük Sıcaklıklarda (20-100°C)

Isıtma –soğutma

Tarımda kurutma

Su damıtımı, tuz üretimi

Seracılık

Sulama

PV sistemleri

b) Orta Sıcaklarda (100-300°C'ye kadar)

Sulama için su pompaları

Küçük motorlar

Buhar jeneratörü

c)Yüksek Sıcaklarda (>300°C)

Güneş fırınları

Elektrik üretimi

Seramik

Isıtma sistemleri olarak kullanılmaları halinde:

i) Birincil Öğeler

Toplayıcılar

Toplayıcı devresi

Isı depoları

Kullanıcı devre

ii) İkincil Öğeler

Ek yardımcı ısıtıcılar
Kontrol düzeneği

iii) Sirkülasyon Şeklinde

Tabii dolaşım (pompasız)
Zorlanmış dolaşım (pompalı)

3.2. Ülkemizde Güneş enerjisi Uygulamaları

3.2.1. Güneş Mimarisi

2000 yılı itibari ile ülkemizde güneş enerjisindeki konut sektörü payı toplam tüketimin % 28'ini oluşturmaktadır. Önümüzdeki 15 yıl içerisinde enerji tüketim miktarının konut sektöründeki tahmini ve toplam tüketim içindeki payları tablodaki gibidir (ANONİM, 2004).

Tablo 3.1. Önümüzdeki 15 yıla ait enerji tüketim miktarı

Yıl	Tüketim (Bin TEP)	%
2005	22726	30
2010	33632	27
2020	48061	21

Türkiye’de güneş enerjisinin yaygın olarak kullanıldığı alan su ısıtma sistemleridir. Ülkemizde kurulu olan güneş kolektörü miktarı 2001 yılı için 7,5 milyon m² civarındadır. Genellikle Ege ve Akdeniz Bölgesinde kullanılan bu sistemler yılda 290 bin TEP ısı enerjisi üretmektedir. 100’den fazla firmanın bulunduğu bu sektörde 2000’den fazla kişinin istihdam ettiği tahmin edilmektedir. Üretim hacmi 750.000 m²/yıl olan kolektörlü su ısıtıcıları, ülkemizin dünyada kayda değer bir kolektör üreticisi ve kullanıcısı olduğunu göstermektedir.

4.2. Güneş Enerjisi Potansiyeli

Coğrafik olarak 36 – 42 ° kuzey enlemleri arasında bulunan ülkemiz, güneş kuşağı bölgesinde yer almaktadır. Güneş kuşağının bu bölümü iyi güneş almakla birlikte mevsim değişikliklerinin alt sınırdan az, üst sınırdan çok etkili olduğu bir bölgedir. Meteorolojik gözlemlere göre Türkiye'nin aylık güneşlenme süreleri tablodaki gibidir (ANONİM, 2004).

Tablo 3.2. Aylık güneşlenme süreleri (ANONİM, 2004)

AYLAR	AYLIK TOPLAM GÜNEŞ ENERJİSİ		GÜNEŞLENME SÜRESİ (Saat/ay)
	(Kcal/cm ² -ay)	(kWh/m ² -ay)	
OCAK	4,45	51,75	103,0
ŞUBAT	5,44	63,27	115,0
MART	8,31	96,65	165,0
NİSAN	10,51	122,23	197,0
MAYIS	13,23	153,86	273,0
HAZİRAN	14,51	168,75	325,0
TEMMUZ	15,08	175,38	365,0
AĞUSTOS	13,62	158,40	343,0
EYLÜL	10,60	123,28	280,0
EKİM	7,73	89,90	214,0
KASIM	5,23	60,82	157,0
ARALIK	4,03	46,87	103,0
TOPLAM	112,74	1311	2640
ORTALAMA	308,0 cal/cm ² -gün	3,6 kWh/m ² -gün	7,2 saat/gün

Güneşlenme sürelerinin bölgelere göre dağılımı aşağıda verilen tablodaki gibidir (ANONİM, 2004).

Tablo 3.3. Bölgelere göre yıllık güneşlenme süreleri

BÖLGE	TOPLAM GÜNEŞ ENERJİSİ (kWh/m ² -yıl)	GÜNEŞLENME SÜRESİ (Saat/yıl)
G.DOĞUANADOLU	1460	2993
AKDENİZ	1390	2956
DOĞU ANADOLU	1365	2664
İÇ ANADOLU	1314	2628
EGE	1304	2738
MARMARA	1168	2409
KARADENİZ	1120	1971

Türkiye'nin güneşlenme süresi ve güneş ışınımı şiddeti değerleri temel alındığında, tüm yüzeyine bir yılda düşen güneş enerjisi 3517×10^{12} kJ olarak hesaplanmıştır. Yani Türkiye'nin bir yılda aldığı güneş enerjisi 80 milyar TEP (ton eşdeğer petrol) tir. Bu enerji 1115×10^8 kJ' a karşılık gelmektedir (ANONİM, 2004).

Türkiye'ye düşen toplam güneş gücü kurulu elektrik santralleri gücünün 5300 katından fazladır. Bu açıdan güneş enerjisinden faydalanan sistemlerin geliştirilmesine önem vermek gerekmektedir.

3.3. Güneş Işınımı

Güneşten gelen ışınımın tamamı yeryüzüne ulaşmaz. Işınımın %30 kadarı geri yansıtılırken %20'si atmosfer ve bulutlarda tutulur %50 civarı ise atmosferden geçerek dünyaya ulaşır (ANONİM, 2004).

3.3.1. Güneş Açıları

Dünya güneş etrafındaki yörünge düzleminin normali ile kendi dönü eksenindeki arasındaki açıdan dolayı ($23,45^\circ$) güneş etrafında dönerken yeryüzüne gelen güneş ışınları farklı açılarda gelerek aynı noktaya farklı doğrultularda ulaşır ve mevsimler meydana gelir. Dünyanın yapmış olduğu bu hareketler güneş enerjisi uygulamalarında önemlidir.

a. Deklinasyon Açısı (d):

Dünya – Güneş doğrultusunun, ekvator düzlemi ile yaptığı açıdır. Dünyanın kendi eksenini ile yörünge düzleminin normali arasındaki $23^\circ 45'$ lık açıdan dolayı meydana gelir. Deklinasyon açısı ekvator düzleminin δ açısı COOPER formülüyle hesaplanır. "n" gün sayısı olmak üzere :

$$d = 23,45 * \left[\frac{360}{365} * (284 + n) \right] \quad (3.1)$$

b. Saat Açısı (h):

Güneş ışınlarının bulunduğu boylam ile göz önüne alınan yerin arasındaki açıdır. Saat açısı güneş boylamının göz önüne alınan yerin boylamı ile kesiştiği “GÜNEŞ ÖĞLESİ” nden itibaren önce ise (-) sonra ise (+) olarak alınır. Güneş öğlesinde güneş saati 12’dir (BECKMAN, vd. 1997). GS, güneş saati olmak üzere:

$$h = 15 * (GS - 12) \quad (3.2)$$

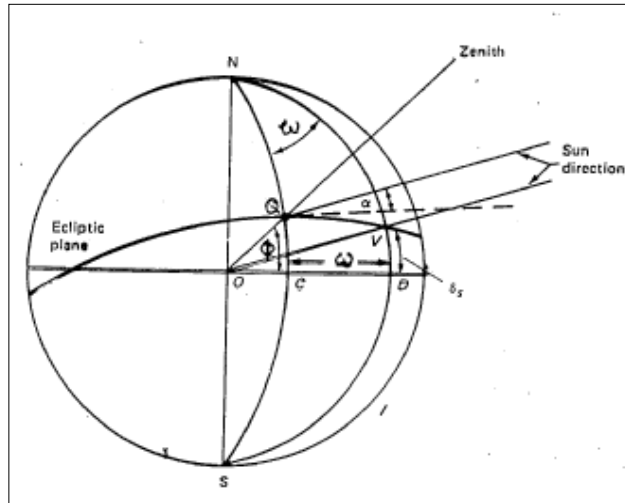
c. Enlem Açısı (e):

Ekvator düzlemi ile göz önünde bulundurulmuş nokta arasındaki açıdır. Kuzey yarımkürede (+) ve güney yarımkürede (-) olarak kabul edilir.

d. Zenit Açısı (z):

Direkt güneş ışınımı ile yatay düzlem normalinin arasında kalan açıdır. Zenit açısı güneş doğuş ve batışında 90° iken, ışınların dik geldiği durumda 0° dir. Hava kütlesi (m): Direkt güneş ışınımının atmosferi geçerken aldığı yolun, güneşin zenit noktasında bulunduğu konumda izlediği yola oranıdır. Bu oran deniz seviyesinde $m=1$, $z=60^\circ$ olduğunda $m=2$ ’dir. Deniz seviyesinde hava kütlesi:

$$m = [\cos(z)]^{-1}, \text{ dir.}$$



Şekil 3.1. Zenit Açısı

e. Güneş Yükseklik Açısı (y):

Yatay düzlemle direkt güneş ışınımı arasında kalan açıdır (BECKMAN vd.).

$$y + z = \frac{\pi}{2} \quad (3.3)$$

$$\sin(y) = \cos(z)$$

f. Güneş Azimut Açısı (a_y)

Güneş – Dünya doğrultusunun yatay düzlemdeki iz düşümünün Kuzey – Güney doğrultusu ile yapmış olduğu açıdır. Güneyden doğuya doğru (-), batıya doğru (+) olarak kabul edilir. Yardımcı güneş açıları, esas güneş açıları ile trigonometrik olarak ifade edilebilir.

$$\sin(y) = \cos(z) = \cos(d) * \cos(e) * \cos(h) + \sin(d) * \sin(e) \sin(y) \quad (3.4)$$

$$\sin(a_g) = \cos(d) * \sin(h) \quad (3.5)$$

Gün Uzunluğu (t_g)

Güneşin doğuşu ile batışı arasında geçen süre gün uzunluğudur. Gün uzunluğu, güneşin doğduğu ve battığı andaki saat açıları $z = 90^\circ$ alınarak bulunur (BECKMAN vd. 1997).

$$\cos(z) = \cos(d) * \cos(e) * \cos(h) + \sin(d) * \sin(e) \quad (3.6)$$

ifadesinde $z=90^\circ$ ise:

$$0 = \cos(d) * \cos(e) * \cos(h) + \sin(d) * \sin(e) \quad \text{ve} \quad (3.7a)$$

$$\cos(h) = \frac{-\sin(d) * \sin(e)}{\cos(d) * \cos(e)} = -\tan(d) * \tan(e) \text{ olur.} \quad (3.7b)$$

Aylık Ortalama Gün Uzunluğu (t_o)

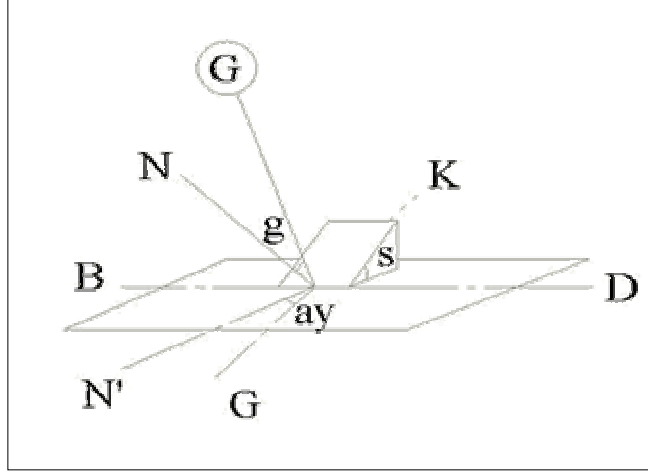
Bir aydaki gün uzunluğunun ortalaması alınarak yada deklinasyon açısının aylık ortalama değeri (t_o) alınarak hesaplanır.

$$t_o = \frac{2}{15} * \text{Cos}^{-1} \left[\frac{-\tan(d) * \tan(e)}{H} \right] \quad (3.8)$$

e : $-90 \leq e \leq 90^0$ ve

H : güneş batış saat açısı

Eğik Düzleme Gelen Güneş Açıları



Şekil 3.2. Eğik düzleme gelen güneş açıları

Eğim Açısı (s): Eğik düzlemin yatayla yaptığı açıdır.

Yüzey Azimut Açısı (a_y): Yüzey normalinin izdüşümünün K-G doğrultusu ile yaptığı açıdır.

Güneş Geliş Açısı (g): Eğik düzlemin normali ile güneş ışınları arasında kalan açıdır. (Direkt ışınımın geliş açısı) (BECKMAN vd.)

$$\begin{aligned} \text{Cos}(g) = & \text{Cos}(d) * \text{Cos}(e) * \text{Cos}(h) * \text{Cos}(s) + \text{Sin}(a_y) * \text{Cos}(d) * \text{Sin}(h) * \text{Sin} \\ & + \text{Cos}(a_y) * \text{Cos}(d) * \text{Sin}(e) * \text{Cos}(h) * \text{Cos}(s) + \text{Sin}(d) * \text{Sin}(e) * \text{Cos}(s) \\ & - \text{Cos}(a_y) * \text{Sin}(d) * \text{Cos}(e) * \text{Sin}(s) \end{aligned}$$

(3.9)

Güneş Açıları İçin Özel Haller:

Yüzey tam güneye bakıyorsa $a_y=0$:

$$\cos(g) = \cos(d) \cdot \cos(h) \cdot \cos(e-s) + \sin(d) \cdot \sin(e-s) \quad (3.10)$$

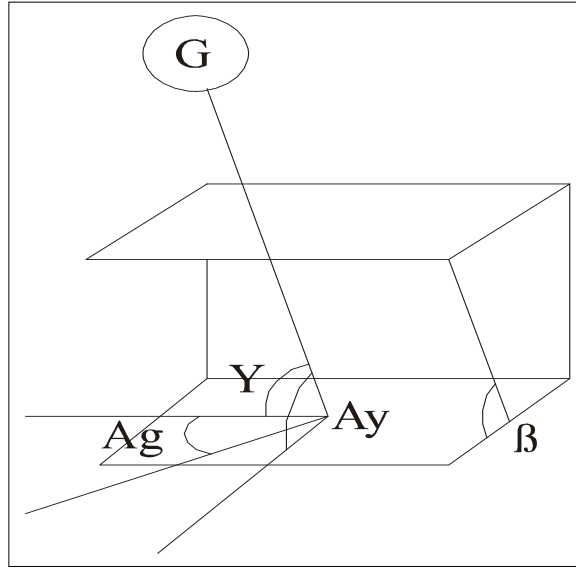
Yüzey dik duruyorsa $s=90^\circ$:

$$\begin{aligned} \cos(g) = & \cos(a_y) \cdot \cos(d) \cdot \sin(e) \cdot \cos(h) + \sin(a_y) \cdot \cos(d) \cdot \sin(h) \\ & - \cos(a_y) \cdot \sin(d) \cdot \cos(e) \end{aligned} \quad (3.11)$$

Tam güneye bakan yüzey için güneş ışınlarının ilk ve son gelişinde $z=90^\circ$ ve $g=90^\circ$ olur. Bu durumda güneş batış saat açısı H_g değeri:

$$\cos(H_g) = -\tan(d) \cdot \tan(e-s) \text{ olur.} \quad (3.12)$$

Profil Açısı: Profil açısı bir yüzeye gelen güneş ışınlarının gölge meydana getirdiği gölge düzlemi ile yatay düzlemin yaptığı açıdır.



Şekil 3.3. Profil açısı

$$\tan(\beta) = \frac{\tan(y)}{\cos(a_g - a_y)} \quad (3.13a)$$

Tam güneye bakan yüzeyler için:

$$\tan(\beta) = \frac{\tan(y)}{\cos(a_g)} \quad (3.13b)$$

3.3.2. Güneş Zamanı

Güneş ışıını hesaplamaları güneş zamanına göre yapılmaktadır. Standart saat (memleket saati) güneş saatine dönüştürülerek güneş zamanı hesaplanır. Bu dönüştürme sırasında boylam farkı (standart boylam ile bulunan yerin boylam arasındaki fark) ve zaman düzeltmesi (günlere göre değişen sabit) göz önünde bulundurulmalıdır. Normal gün uzunluğu 24 saat olarak, dünyanın yörüngedeki hareketi ve çeşitli faktörlerden dolayı güneş saatinden biraz daha farklıdır.

$$GZ - SZ = \mp 4 * [B_{st} - B_{loc}] + E \quad (3.14)$$

GZ : Güneş zamanı

SZ : Standart zamanı

B_{st} : Standart Boylam

B_{loc} : Yerel Boylam

E : Zaman Düzeltmesi

$$E = 229,2 * (0,000075 + 0,00186 * \cos(b) + 0,03207 * \sin(b) - 0,00146 * \cos(2B) - 0,04089 * \sin(2B)) \quad (3.15)$$

$$B = (n - 1) * \frac{360}{365}$$

n = gün sayısıdır

3.3.3. Güneş Işıınımları

Atmosfer Dışına Gelen Güneş Işıınımları

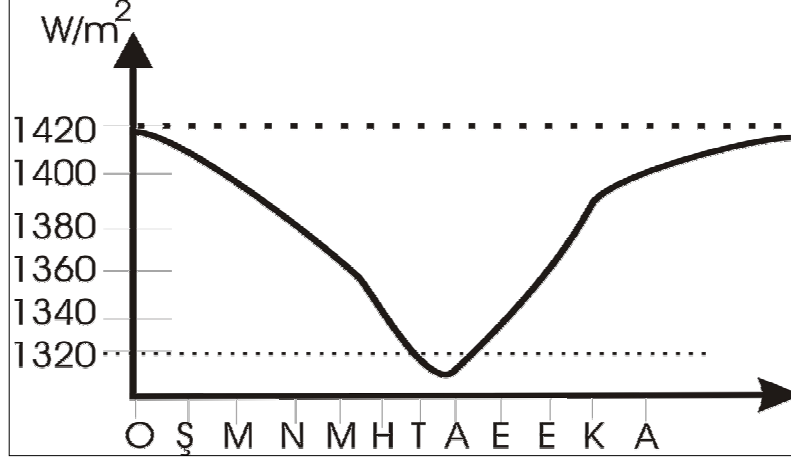
Güneş ışıını hesaplamaları yapılırken atmosfer dışına gelen ışıınımlarında bilinmesi önemli bir fayda sağlar. Dünya – güneş arasındaki uzaklık sabit olmadığından atmosfer dışına gelen ışıınımların değeri değişkendir.

Bu nedenle dünya – güneş mesafesi ortalama bir değeri alınarak güneş sabiti (I_{gs}) değeri bulunur.

$$I_{gs} = 1353 \text{ W/m}^2 \text{ dir.}$$

Atmosfer dışında ışınımın dik geldiği bir yüzeyde herhangi bir gündeki güneş ışınım değeri n gün sayısı olmak üzere:

$$I_{od} = I_{gs} * \left[I + 0,0033 * \cos\left(\frac{360}{365} * n\right) \right] \quad (3.16)$$



Şekil 3.4. Atmosfer dışına gelen güneş ışınımı

Atmosfer dışında yatay düzlemin birim alanına bir anda gelen ışınım:

$$I_o = I_{od} * \cos(z)$$

$$I_o = I_{gs} * \left[1 + 0,033 * \cos\left(\frac{360}{365} n\right) \right] * [\sin(d) * \sin(e) + \cos(d) * \cos(e) * \cos(h)] \quad (3.17)$$

$$H_g = \min |H_p; H|$$

H_g = Saat açısı ; H_p ve H' in mutlak değer olarak minimum olanı

H_p = Eğimli yüzeye gelen saat açısı H = Yatay yüzeye gelen saat açısı

Yukarıdaki denklem gün doğumu ve gün batımı sınır alınarak integre edilirse atmosfer dışındaki yatay düzlemin birim alanına gelen günlük toplam ışınım (Q_o) bulunur.

$$Q_o = I_{od} * \cos(g_g) \quad (\text{W/m}^2) \quad (3.18a)$$

$$Q_o = \frac{24}{\pi} * I_{gs} * \left[1 + 0,033 * \cos\left(\frac{360}{365} * n\right) \right] * \left[\cos(d) * \cos(e - s) * \sin(H_g) + \left(\frac{2\pi}{360} * H_g\right) * \sin(d) * \sin(e - s) \right] \quad (3.18b)$$

Atmosfer dışında eğik düzleme gelen ışınım, güneş geliş açısına bağlı olarak değişir. Bu durumda güneş geliş açısı (g), zenit açısı (z) yerine konursa güneye bakan düzlem için günlük toplam güneş ışınımı H_g güneş batışındaki saat açısının değeri yatay düzleme gelen güneş açısı H ile eğik düzleme gelen güneş açısı H_p arasında mutlak değer olarak minimum olanı seçilir.

$$H_g = \min|H_p; H|$$

$$Q_o = \frac{24}{\pi} I_{gs} * [1 + 0,0033 \cos(\frac{360}{365} * n)] * [\cos(d) * \cos(e-s) * \sin(H_g) + (\frac{2\pi}{360} * H_g) * \sin(d) * \sin(e-s)]$$

(3.18c)

Yeryüzüne Gelen Işınım

Güneşten yayılan ışınımın yeryüzüne geldiğinde atmosferden geçerken kayıplara uğrar. Yeryüzüne ulaşabilen ışınım ise %10-%80 arasında değişir. Güneş ışınımının direkt yeryüzüne gelen kısmına direkt güneş ışınımı dağılan kısmına yayılı veya difüz güneş ışınımı adı verilir. Her iki grubun toplamına da tüm güneş ışınımı denir. Bunlara da yansıyan ışınım dahil edildiğinde toplam güneş ışınımı tanımı yapılabilir. Tüm güneş ışınımı 0,3-3,0 μm dalga boyları aralığında olup bunlara kısa dalga boylu ışınım adı verilir.

Günlük Tüm Güneş Işınımı

Yatay bir düzleme gelen aylık ortalama günlük tüm ışınımı Angström denklemi ile ifade edilir. (BECKMAN vd.)

$$\frac{Q}{Q_o} = a + b * \frac{t}{t_o} \quad (3.19)$$

$Q =$ Günlük tüm güneş ışınımı (Mj/m^2)

$t =$ güneşlenme süresi

$Q_o =$ Atmosfer dışına gelen güneş ışınımı (Mj/m^2)

$t_o =$ gün uzunluğu

a ve b sabitleri istatistiksel ve teorik hesaplarla bulunmuş değerlerdir

$$a = 0,103 + 0,000017 * z + 0,198 * \text{Cos}(e-d)$$

$$b = 0,535 - 0,165 * \text{Cos}(e-d)$$

z = deniz seviyesinden yükseklik (m)

e = enlem açısı (°)

d = deklinasyon açısı (°)

Anlık Tüm Güneş Işınımı

Anlık tüm güneş ışınımı günlük tüm güneş ışınımına bağlı olarak bulunabilir.

$$\frac{I}{Q} = R_t = \frac{\pi}{4 * t_o} * [\text{Cos}(\frac{180h}{2H}) + \frac{2}{\sqrt{\pi}} * (1 - \psi)] \quad (3.20)$$

$$\psi = \exp\{-4[1 - \frac{IhI}{H}]^2\}$$

h = saat açısı,

H = Güneş gün batış açısı

t_o = gün uzunluğu

Direkt ve Difüz Güneş Işınımı

Yayıllı ışınım oranı ampirik bağlantılarda genellikle berraklık indeksi (Kt) veya güneşlenme süresinin gün uzunluğuna oranı olarak verilir. Diğer bir tanımlama yeryüzündeki yatay bir düzleme gelen güneş ışınımının atmosfer dışındaki yatay düzleme gelen güneş ışınımına oranıdır (BECKMAN vd.,1997).

$$K_t = \frac{I}{I_o} = \frac{Q}{Q_o} \quad (3.21)$$

Saatlik Yayılı Güneş Işınımı

Toplam güneş ışınımının yatay düzlemdeki saatlik yayılı ışınımı Orgill-Hollands bağıntıları ile berraklık indeksi (K_t) arasındaki bağıntıdır (BECKMAN vd. 1997).

$$K_y = \frac{I_y}{I} = \begin{cases} 1,0 - 0,249 * K_t & K_t < 0,35 \\ 1,557 - 1,84 * K_t & 0,35 \leq K_t \leq 0,75 \\ 0,177 & K_t \leq 0,75 \end{cases} \quad (3.22)$$

Günlük Yayılı Güneş Işınımı

Colleras-Pereira ve Rabl'in bağıntıları ile berraklık indeksi (K_t) arasındaki bağıntı ile günlük yayılı ışınım miktarı bulunur. Buna göre aradaki bağıntı:

$$K_y = \frac{Q_y}{Q} = \begin{cases} 0,99 & K_t \leq 0,17 \\ 1,188 - 2,272 * K_t + 9,473 * K_t^2 - 21,865 * K_t^3 + 14,648 * K_t^4 & 0,17 \leq K_t \leq 0,75 \\ -0,54 * K_t + 0,632 & K_t \geq 0,80 \end{cases} \quad (3.23)$$

$$R_y = \frac{I_y}{Q_y} = \frac{I_o}{Q_o} = \frac{\pi}{24} * \frac{\cos(h) - \cos(H)}{\sin(H) - \frac{\pi}{180} * H * \cos(H)} \quad (3.24)$$

Anlık Direkt ve Yayılı Güneş Işınımı

Uygulamalarda eğik düzleme gelen güneş ışınmalarının bilinmesi gerekir. Eğik düzleme gelen ışınimleri düzlemin eğim açısına, yatay düzleme gelen tüm güneş ışınımının direkt ve yayılı ışınım miktarına, azimut açısına ve çevrenin yansıtma katsayısına bağlı olarak değişir.

I_n : Anlık direkt güneş ışınımı

I_d : Yatay düzlem gelen direkt güneş ışınımı

I_{ed} : Eğik düzlem gelen direkt güneş ışınımı

g : Güneş ışını geliş açısı

$$\cos(z) = \frac{I_d}{I_n} \quad (3.25)$$

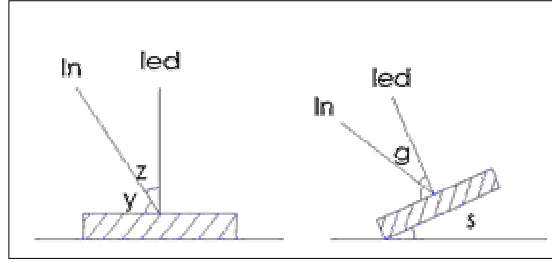
$$\cos(g) = \frac{I_{ed}}{I_d} \quad (3.26)$$

$$R_d = \frac{I_{ed}}{I_d} = \frac{\cos(g)}{\cos(z)} \quad (3.27)$$

R_d : Direkt güneş ışınımı eğim faktörü

$$R_d = \frac{\cos(e-s) * \cos(d) * \cos(h) + \sin(d) * \sin(e-s)}{\cos(e) * \cos(d) * \cos(h) + \sin(d) * \sin(e)} = \frac{I_{ed}}{I_d} \quad (3.28)$$

$$I_d = I - I_y \quad (3.39)$$



Şekil 3.5. Eğik düzleme gelen anlık ışınımını

Anlık Toplam Güneş Işınımı

Eğik düzleme gelen toplam yayılı ışınım:

$$I_{ey} = I_Y * \left[1 + \frac{\cos(s)}{2}\right] \quad (3.30)$$

Yerin yansıtma oranı “ ρ ” olmak üzere eğik düzleme gelen yansayan ışınım:

$$I_{ya} = I * \rho * \left[\frac{1 - \cos(s)}{2}\right] \quad (3.31)$$

Eğik düzleme gelen anlık ışınım:

$$I_e = R_d * (I - I_y) + \left[\frac{1 + \cos(s)}{2}\right] * I_y \quad (3.32)$$

Günlük Direkt ve Toplam Güneş Işınımı

Q_{ed} = Gün boyunca eğik düzleme gelen direkt ışınım (MJ/m^2)

Q_d = Gün boyunca yatay düzleme gelen direkt ışınım (MJ/m^2)

Q_e = Yeryüzünde eğik düzleme gelen günlük toplam güneş ışınımı (MJ/m^2)

Tam güneşe bakan yüzeylerde:

$$R_d = \frac{\cos(d) * \cos(e - s) * \sin(H_g) + \frac{\pi}{180} * g * \sin(d) * \sin(e - s)}{\cos(d) * \cos(e) * \sin(H) + \frac{\pi}{180} * \sin(d) * \sin(e)} \quad (3.33)$$

$$H_g = \min\{[\text{Arc cos}(-\tan(e) * \tan(d))]; [\text{Arc cos}(-\tan(e - s) * \tan(d))]\} \quad (3.34)$$

$$H = \text{Arccos}(-\tan(d) * \tan(e)) \quad H_p = \text{Arccos}(-\tan(d) * \tan(e - s))$$

$$R = \frac{Q_e}{Q} = R_d (1 - K_y) + K_y * \left(\frac{1 + \cos(s)}{2} \right) + \rho * \left(\frac{1 - \cos(s)}{2} \right) \quad (3.35)$$

$$K_y = \frac{Q_y}{Q} \quad (3.36)$$

3.4. Güneş Enerjisi Sistemleri

Güneş enerjisi bilinen en eski kaynak olarak geçmişten günümüze kadar bu enerjiden faydalanan birçok sistem ortaya çıkmıştır. Genel olarak kullanım alanları evlerde su ısıtma başta olmak üzere, hacim ısıtma, ürünlerin kurutulması, güneşte pişirme, elektrik üretimi ve daha birçok uygulamalar olarak karşımıza çıkmaktadır.

3.4.1. Yoğunlaştırıcı Sistemler

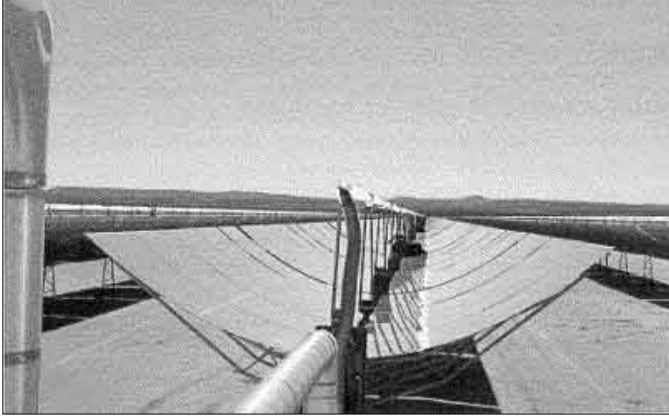
Güneş ışınlarını belirli bir noktaya yoğunlaştıran sistemlerdir. Düzlemsel kollektörler için kullanılan kavram ve tarifler yoğunlaştırıcılar için de geçerlidir. Bunlardan farklı olarak bu sistemler için “yoğunlaştırma oranı” kavramından söz edilmektedir. Bu oran açıklık alanının, alıcı yüzey alanına oranı olarak tanımlanır. Yoğunlaştırma oranı parabolik oluk yoğunlaştırıcılarda 300, parabolik çanak

yoğunlaştırıcılarda ise 40000 civarındadır. Bu sistemlerde elektrik üretimi verimli olarak gerçekleştirilir (ANONİM, 2004).

i) Doğrusal Yoğunlaştırıcı Sistemler

Bu sistemlerde güneş tek boyutlu hareket ile takip edilerek güneş enerjisi bir doğru üzerinde yoğunlaştırılır. Güneş enerjisi, parabolün odağında siyah bir emici boruya yansıtılır. Doğrusal yoğunlaştırma yapan sistemler bir dizi parabolik kolektörlerden meydana gelmiştir. Şekil 3.6.' da doğrusal yoğunlaştırıcı sistem görülmektedir. Bu sistemlerden elektrik üretimi için güneş tarlası, buhar elektrik üretim sistemlerinde meydana gelen güç santralleri vardır.

Bu santrallerde 30 °C üzerinde sıcaklık elde edilmekte ve su yerine akışkan olarak termal yağlar kullanılmaktadır. Isı toplama elemanı emiciliği %97 olan çelik alıcı boru ve cam-metal birleştiricilerden oluşmuş cam tüplerdir. Sistemdeki buhar çevrimi şu şekildedir: Buhar, ön ısıtma, buhar üretimi ve süper ısıtma kademelerinden geçer ve 370°C' de 100 bar basınca yükselerek türbine girer ve çıkışta yoğunlaşan buhar aynı işlemlerden geçer (ANONİM, 2004).



Şekil 3.6. Parabolik oluk kolektörler

ii) Noktasal Yoğunlaştırıcı Sistemler

Bu sistemler, güneşi iki boyutta izleyerek noktasal yoğunlaştırma yaparlar. Bunlar kendi aralarında merkezi alıcı sistemleri ve parabolik çanak kolektörler olarak ikiye ayrılır.

Merkezi Alıcı Sistemler

Güneş ışınları, heliostatlardan (düzlemsel ayna) meydana gelen bir alanda kule üzerine monte edilmiş bir ısı eşanjörüne (alıcı) odaklanır. Heliostatlar bilgisayarla kontrol edilerek alıcının her an güneş alması sağlanır.

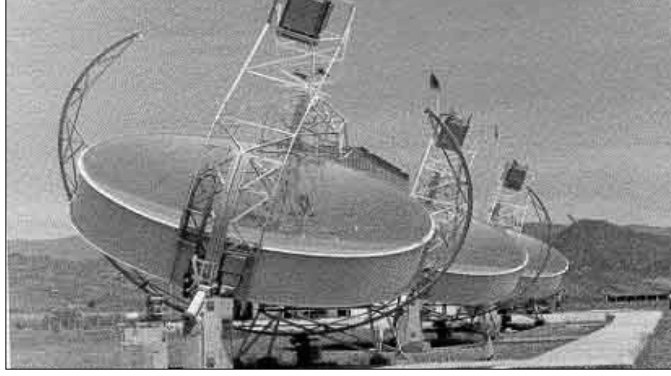


Şekil 3.7. Merkezi alıcılı güneş sistemi

Bu sistemlerde elektrik üretimi 1000°C ' nin üzerine çıkan su buharının çevrimi ile sağlanır. Çevrimden sonra buhar, yoğunlaştırıcıda yoğunlaştırılarak yeniden buhar jeneratörüne gönderilir (ANONİM, 2004).

Parabolik Çanak Kolektörler

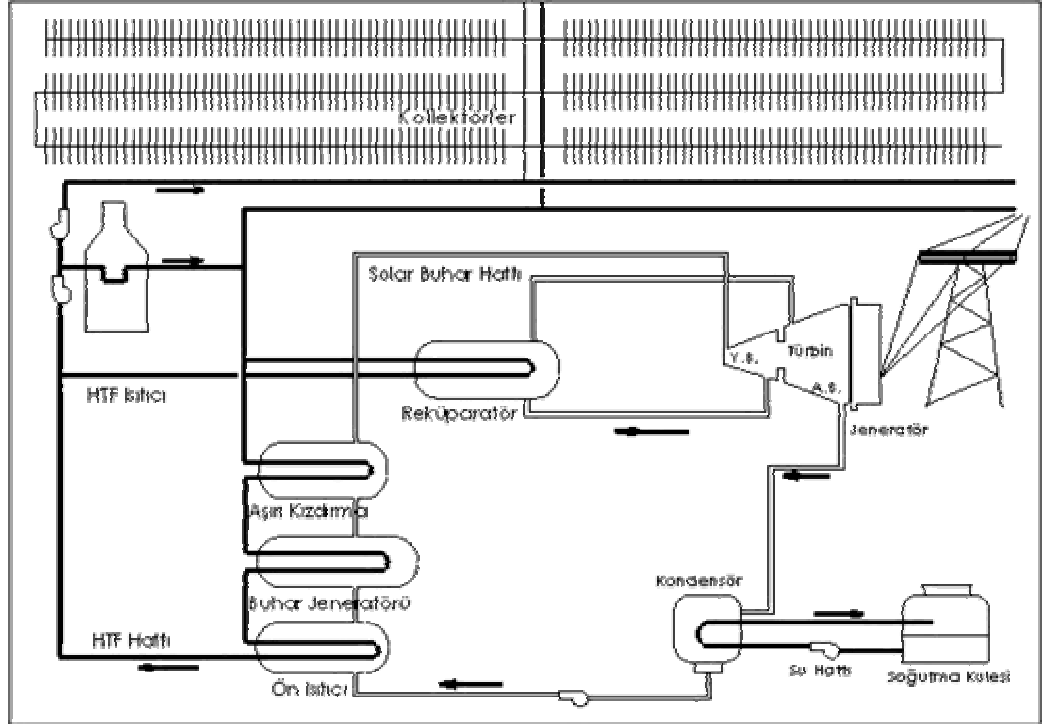
Güneş, iki eksenle takip edilerek ışınlar odak noktasına yoğunlaştırılır. Bu sistemlerde elektrik üretimi şöyledir: Güneş ışınları, yansıtıcı aynalar tarafından odadaki stirling motoru üzerine yoğunlaştırılır ve motor ısı enerjisini jeneratör için gereken mekanik enerjiye çevirir. Üretilen elektrik, radar istasyonları, uzak yerleşim birimleri ve diğer elektrik santrallerinde kullanılır (ANONİM, 2004).



Şekil 3.8. Parabolik çanak kolektörler

3.4.2. Yoğunlaştırıcı Sistemlerin Uygulamaları

ABD’de LUZ-International adlı bir şirket 1984 yılında başlatmış olduğu çalışmalar sonucunda 9 güneş enerjisi santralini (SEGS: Solar Electric Generating System) açmış ve 4 santral daha proje aşamasındadır. SEGS 9,80 MW güçte olup 1990 yılında ABD’de kurulan ikinci santraldir.

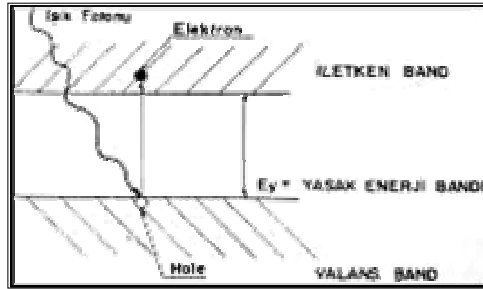


Şekil 3.9. SEGS Güneş Santrali

SEGS teknolojisi Rankine buhar çevrimi ile çalışan bir türbin sistemidir. Sistemdeki parabolik oluk kolektörlerde 380 °C sıcaklığa ısıtılan sentetik yağ sistem boyunca dolaştırılarak gerekli olan buhar üretilir. ABD’de kurulu SEGS projelerinin gücü 680 MW ve toplam yatırım maliyeti 2 milyardır. 80 MW güçteki SEGS santralının yatırım maliyeti petrole çalışan aynı güçteki santralden yaklaşık 3 kat fazla olmasına rağmen elektrik üretim maliyeti daha düşüktür (ANONİM, 2004).

3.4.3. Güneş Pilleri

Güneş pilleri, yüzeylerine gelen güneş ışınlarını doğrudan elektrik enerjisine dönüştürür. Fotovoltaik piller olarak da bilinen güneş pilleri yarı iletken maddeler olup 100 cm²’ lik alanlara sahip dörtgen şekilli ve 0,2 - 0,4 mm kalınlıkta yapıya sahiptir. Güneş pilleri yarı iletken malzemelerden oluşmuştur ve bunların çalışması için N veya P tipi silisyum halinde olmaları gerekir. N tipi silisyum, periyodik cetvelin 5. grubundan bir elementin silisyum eriyiğine katılır. Silisyumun dış yörüngesinde 4 elektron ve 5. grup elementte fazla elektron bulunduğundan fazla olan elektron kristal yapıya verilir. Bu elementlere “verici” veya “N tipi” katkı maddesi denir. P tipi silisyum için 3. gruptan bir element (Al, In, B vb.) silisyum eriyiğine katılır. Bu elementlerin son yörüngelerinde 3e olduğundan kristal içinde 1 e eksilmiş olur. Bu elektron yokluğuna “hal” veya “boşluk” denir ve (+) yük taşıdığı kabul edilir. 3. gruptaki elementlere “alıcı” veya “P tipi” katkı maddesi denir. P – N tipi fotovoltaik pilin eklem bölgesindeki P bölümünde (-) verici iyonlar, N bölümünde (+) alıcı iyonlar toplanır. Bu eklem bölgesine “geçiş bölgesi” veya “yükten arındırılmış bölge” denir.

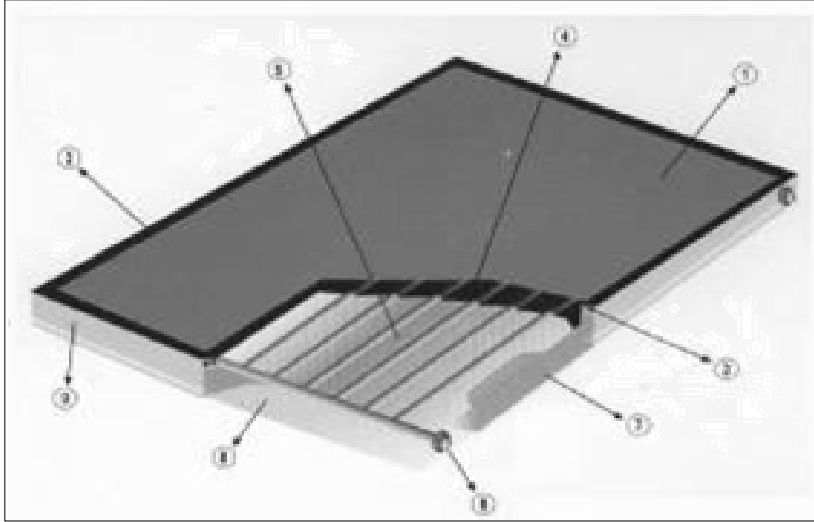


Şekil 3.10. Fotovoltaik pilin yapısı

Yarı iletkenler yasak enerji bandı. İletken bant ve valans bandından oluşur. Büyük enerjisi bir yasak enerji bandına geldiğinde enerjisi bir elektronu vererek enerjinin iletken banda geçmesini sağlar ve elektron-hol çifti oluşur. Bu olay P-N eklemünde oluşmuşsa elektronlar N bölgesine, holler ise P bölgesine itilir ve elektron-hol çiftleri pilin uçlarında bir güç meydana getirirler ve süreç bu şekilde tekrarlanır (ANONİM, 2004).

3.4.4. Kollektörlü Sıcak su Sistemleri

Yapılan bu tez çalışması ile doğrudan ilgili olan kolektörlü sıcak su sistemleri daha ayrıntılı olarak incelenecektir. Kollektörlü sıcak su sistemleri 100 °C' nin altındaki düşük sıcaklıklarda hacim ısıtma su ısıtma, su havuzu ısıtma vb. amacıyla kullanılırlar. Kollektörlü sıcak su sistemleri genel olarak düzlemsel kolektörlerden meydana gelmektedir. Düzlemsel kolektörlü sıcak su sistemlerinin yapısı aşağıdaki şekilde görülmektedir.



Şekil 3.11. Düzlemsel kolektörler

1. Güneş toplayıcı (kolektör)
2. Şeffaf örtü
3. Emici plaka
4. Isıtma devresi

5. Isı değiştirici (eşanjör)
6. Depo soğuk su girişi
7. Depo sıcak su girişi

Kollektörlü sıcak su sistemleri tabii dolaşımlı ve pompalı olarak iki gruptur:

i) Tabii Dolaşımlı Sistemler

Bu tür sistemlerde sıcaklıkla orantılı olarak suyun yoğunluğunun artması veya azalması özelliğinden faydalanılır. Bu özelliklerden dolayı su sistemde kendiliğinden dolaşır. Tabii dolaşımlı sistemlerde ısınan suyun sistemde dolaşabilmesi için depo, kolektörün en üst seviyesinden en az 30 cm yüksekte olması gerekmektedir ve bu nedenle bu sistemlerin uygulama alanları sınırlıdır. Sıcak su ihtiyacı az olan yerlerde verimleri yüksektir ve basit yapıları olduklarından maliyetleri düşüktür.

ii) Pompalı Sistemler

Kollektör sistemindeki suyun sistemde dolaşabilmesi için bir pompaya ihtiyaç vardır. Büyük sistemlerde kullanıldıklarından depo kullanımı çok zordur ve ısıl dirençlerin fazla olması suyun dolaşımını büyük ölçüde engellemektedir.

Pompalı Açık Sistemler: Sistemde ısıtma suyu ve kullanılan su aynıdır. Ucuz ve yüksek verimli olmalarının yanı sıra soğukta donma ve kireçlenme riski vardır.

Pompalı Kapalı Sistemler: Kolektörde dolaşan ısıtma suyu ve kullanılan su ayrıdır. Bu sistemlerde eşanjör (ısı değiştirici) kullanıldığı için verim düşük ve maliyet fazladır.

3.5. Düzlemsel Güneş Kollektörleri

Güneş ışınlarını emici bir plaka ile absorbe ederek sistemdeki akışkanı ısıtan sistemdir. Düzlemsel güneş kolektörlerinde güneş ışınımı kolektör yüzeyi tarafından absorbe edilir ve yüzey sıcaklığının artması ile kolektörden dışarıya taşınımıyla ısı

kayıbı artar. Absorbe edilen ışınım ve kaybolan ısı dengelendiğinde kollektörün yüzey sıcaklığı sabit kalır. Kollektör yüzeyine gelen ışınım şiddeti ile çevre sıcaklığı kontrol edilemediğinden faydalanılan enerjiyi arttırmak için yüzeyin yutuculuğunun artırılması, kollektördeki akışkana ısı transferinin artırılması, çevreye akan ısı geçişlerinin azaltılması gereklidir.

Çevreye ısı geçişi ile olan kayıpların azaltılması için de güneş ışınlarını geçiren ve ısı kaybını önleyen maddelerle kollektör örtülür. Bu örtüler genellikle cam vb. saydam maddelerden yapılırlar. Kolektörlerin alt ve yan yüzeyleri ışınım gelmediğinden ısı kaybına karşı yalıtılırlar. Yutucu yüzeyin yutuculuğunu arttırmak için genellikle siyaha boyanır. Akışkana ısı geçişini arttırmak için de yüksek ısı iletim katsayılı malzemeler kullanılır (ANONİM, 2004).

i) Saydam Üst Örtü

Saydam üst örtüler güneş ışınımının bir kısmını geçirirler ve üstten olan ısı kayıplarını önlerler. Uygulamalarda saydam üst örtü olarak camlar ve plastik esaslı malzemeler kullanılmaktadır. Camlar güneş ışınlarının 0,3 μm ile 3,0 μm dalga boyunu sahip kısmını geçirirler ve yutucu yüzey tarafından yansıtılan 30 μm – 50 μm aralığındaki uzun dalga boylu ışınımı tutarlar (ANONİM, 2004).

Tablo 3.4. Camların spektral geçirme oranları

	Kalınlık (mm)	Kırma İndisi	Normal Geçirme oranı		Dayanım (°C)
			Güneş ışınımı (0,2–0,4 μm)	Yansıyan ışınım (3–5 μm)	
Lexon	3.2	1.586	0.73	0.02	120-130
Acrylic	3.2	1.49	0.80	0.02	80-90
Teflon	0.13	1.34	0.90	0.26	200
Tedlar	0.10	1.45	0.88	0.21	110
Mylar	0.64	1.65	0.80	0.18	150
Sunlite	3.2	1.54	0.75	0.08	90
Düzgün cam	3.2	1.52	0.79	0.02	730
Temper cam	3.2	1.52	0.79	0.02	230-260
Su beyazı camı	3.2	1.50	0.92	0.02	200

Camlar yüksek sıcaklığa, aşınmaya ve çizilmeye dayanıklıdır ve güneş ışınımından etkilenmezler. Bu avantajlarının yanı sıra kırılma olmaları, işlenebilme zorluğu, hassas boyutların sağlanamaması, ağır olmaları, sızdırmayı önlemek için plastik contaların kullanılması gerekliliği gibi dezavantajları bulunmaktadır.

Camların yapısında bulunan Demir – Oksit ($Fe - O_2$) miktarı toplam geçirme oranını ters orantılı olarak etkiler. Demir oksit oranı % 0,05'ten düşük olan camlar saydam üst örtü olarak kullanılmaya elverişlidir. Bu miktar pencere camından % 10 civarında bulunmakta iken su beyazı (water white) camlarda % 0,015'ten daha düşüktür. Camların üst yüzeylerindeki yansıtma fazladır ve bunu azaltmak için bu yüzey teflon (FEP), porozsilika, magnezyum florür (MgFl) gibi kırma indisi düşük olan (hava ile camın kırma indisleri arasında) malzemelerden yapılmış bir film ile kaplanmalıdır. Ayrıca yutucu yüzeyden dış ortama olan uzun dalga boylu ışınım kayıplarını azaltmak için camın iç taraftaki yüzeyinde yarı iletken metal oksit, kalayoksit ve indium oksit filmleri gibi infrared (kızılaltı) ışınım yansıtıcıları kullanılır (ANONİM, 2004). Tablo 3.4' de bazı saydam örtülerin özellikleri verilmiştir. Böylece cam iç yüzeyinin uzun dalga boylu ışınımı yansıtma oranı % 70 %80 oranında artırılabilir. Camların dışında plastik esaslı örtülerin güneş ışınımını geçirme oranları da yüksek olduğundan seçici yüzeyli olmayan kollektörlerde içi örtü olarak kullanılabilir. Ancak plastikler orta ve yüksek sıcaklıklarda özelliklerini kaybederler. Isıl genleşme katsayıları yüksek olduğundan bükülme ve sızdırma sorunları ortaya çıkmaktadır.

ii) Yutucu Yüzey (Absorban Plaka)

Yutucu yüzeyler kollektörlerin en önemli kısmını teşkil etmektedir. Bu yüzeyler güneş ışınımını absorbe ederek ısıyı sistemdeki akışkana aktarırlar. Bu yüzden yutucu yüzeylerin ışınımı yutma oranı yüksek ve uzun dalga boylu (ısı ışınım) yayıcılığı düşük olmalıdır. Yutucu yüzeyler için ısıyı akışkana çok iyi iletebilmesi, ısı geçişinin hızlı olması ve ısı iletim katsayısının yüksek olması istendiğinden malzeme olarak metal levhalar kullanılmalıdır. Metal levha olarak

çoğunlukla Bakır (Cu), Alüminyum (Al), Çelik, paslanmaz çelik gibi metaller kullanılmaktadır. Bunların dışında akrilik, polipropilen ve plastikler de siyaha boyanarak yutucu yüzey olarak kullanılabilir. Yutucu yüzeylerde ısı geçişi borular arasındaki mesafeye ve malzemenin ısı iletim katsayısına bağlıdır.

Tablo 3.5. Yutucu yüzey malzemelerinin ısı iletim katsayıları (ANONİM, 2004)

MALZEME	(kW/m-K)	MALZEME	(kW/m-K)
Bakır	386	Akrilik	0.20
Alüminyum	204	Polietilen	0.35
Çelik	50	Polipropilen	0.20
Paslanmaz çelik	24	PVC	0.16

Pratikte borular ve emici plakalar Bakır (Cu) ve Alüminyum (Al) gibi iletkenliği yüksek malzemelerden imal edilir. Bu malzemeler içerisinde bakır en pahalı malzeme olup 0,25 mm kalınlığında 1 m²'lik yüzey için 1,3 kg Alüminyum gerekirken, Bakır için bu miktar 2,25 kg' a çıkmaktadır.

Yutucu yüzeylerin ömürleri korozyona bağlı olarak değişir. Saydam örtü yüzeyinde yoğunlaşan suyun levhaya akması veya yağmur sularının içeri sızması, yüzeyin dış korozyona uğramasına neden olur. Çelik levhalar bu tür dış korozyonlara karşı dayanıklı değildir. Ayrıcı sistemdeki akışkanın içerisinde bulunan çözülmüş oksijen ise çelik levhaların aşınmasına neden olur

Yutucu Yüzeylerin kaplanması

Yutucu yüzeylerde belirli dalga boyunda yansıtma ve yutma oranlarının toplamı 1'dir.

$$\text{Yansıtma} + \text{yutma} = 1$$

Uygulamalarda kolektörlerde kullanılan yutucu yüzey malzemelerinin yutma oranı düşüktür. Bu nedenle yutucu yüzeylerinin üst kısımları yutma oranı yüksek olan malzemelerle kaplanır. Kaplama iki yöntemle yapılmaktadır. Bunlar;

Seçici (Selektif) Kaplama: İdeal bir siyah yüzey her açıdan gelen farklı dalga boylarındaki ışınımın tamamını yutar ve yayıcılığının yüksek olması istenir.. Fakat

ideal olmayan (gerçek) yüzeyler geliş açalarına göre ışınımın bir kısmını geri yansıtır ve aynı zamanda ısıl ısıtım için ideal yayıcıdır. Teoride seçici (selektif) yüzey, kısa dalga boylu güneş ışınımının tamamına yakını yutan ve uzun dalga boylu ışınımı yayıcılığı düşük olan yüzey olarak tanımlanır. Seçici yüzeyler yutucu yüzeylere ince bir film halinde kaplanırlar. Kaplama işlemi ise kimyasal banyo ,elektro kaplama veya püskürtme yoluyla yapılabilir.Seçici yüzeyler pahalı , ömürleri kısa , optik özelliklere sahiptir. Bakır veya çelik üzerine yapılan krom kaplamalar sıcaklığa ve neme karşı dayanıklı olduğundan en iyi seçici yüzey olarak bilinmektedir.

Siyah Boya ile Kaplama: Düşük sıcaklıklarda çalışan sistemlerde (konutlar için su ısıtma ,hava ısıtma gibi siyah boya ile kaplamalar daha uygundur. Siyah boyalı yüzeyleri yutma ve yansıtma (neşretme) oranları yükseltir. Mat bir siyah boyanın yutma oranı 0,90 - 0,98 ve yansıtma oranı 0,85 - 0,92 arasındadır. Siyah boya olarak mat siyah boyalar (arktik polyester, epoksi reçine) kullanılır. En çok kullanılan boyalar demir oksit, asfalt amorf grafit, karbon siyahı boyalarıdır. Kolektörlerde 200°C yutucu yüzey sıcaklığına dayanabilen siyah boya kaplamalar seçici yüzeyine oranla daha uzun ömürlüdür.

iii) Kolektör Kasası

Güneş kolektörlerinin kasaları çoğullukla alüminyum olup ayrıca PVC paslanmaz çelik, galvanizli çelik sac, polipropilen ve ahşap kasalarda kullanılabilir.

iv) Yalıtım

Güneş kolektörlerinde sistemin güneş almayan yan ve alt bölümleri yalıtım malzemeleri ile yalıtılarak çevreye olan ışık geçişinin önlenmesi gerekmektedir

Yalıtım malzemesi olarak kolektörlerde strafor, cam yünü, köpük poliüretan kullanılmaktadır.Yalıtım malzemelerin yüksek ısı iletim kat sayısı, yüksek sıcaklığa dayanıklılık, yoğunluk, mukavemet neme direnç yanıcılık ve gelişme ,fiyatı

gibi özellikleri dikkate alınır. Uygulamada en çok kullanılan yalıtkan 250° C 'ye kadar dayanabilen cam yünüdür.

Tablo 3.6. Yalıtım malzemelerinin özellikleri (ANONİM, 2004)

YALITIM MALZEMESİ	ISI İLETİM KATSAYISI (W/m-K)	ÇALIŞMA SCAKLIĞI (°C)	YOĞUNLUK (kg/m ³)
Cam yünü	0.032	250	15-20
Taş yünü	0.036-0.055	650-1050	
Polystrene köpük	0.029	70-80	20
Poliüretan köpük	0.023	104	35
PVC	0.035	100-130	40-80
Kalsiyum silikat	0.055	650	-
Perlit	0.048	820	-
Isocyanurate	0.025	121	-
Fenolik köpük	0.033	135	-
Gözenekli plastik	0.040	100	-

3.5.1. Kollektör Teorisi

Kollektörlerin teorisi hakkında en geniş kapsamlı araştırmalar Hottel ve Woertz (1942) Hottel ve Whiller (1952), Bliss (1959) tarafından yapılmıştır.

Kollektörler için kullanılabilir enerji emici yüzey tarafından absorbe edilen ısı ile çevreye olan kayıp arasındaki farka eşittir. Tam düzlemsel kollektörde bu eşitlik:

$$Q_u = F_R * A * [I_i * (\tau\alpha) - U_L * (T_i - T_a)] \quad (\text{BECKMAN vd.1997}) \quad (3.37)$$

Q_u : Kullanılabilir enerji (W, Btu / saat)

A : Kollektör alanı (m², ft²)

F_R : Kollektör ısı değiştirici verim faktörü

I_i : Birim alan için kollektör yüzeyine gelen ışının oranı (W/m², Btu / h_f Ft²)

τ : Saydam örtünün ışınımı yansıtma katsayısı

α : Emici yüzeyin ışınımın absorbe kat sayısı

U_L : Kollektör ısı kayıp kat sayısı (W/m² °C, Btu / h_f-Ft²)

T_i : Akışkan kollektör giriş sıcaklığı (°C, °F)

T_a : Dış ortam sıcaklığı ($^{\circ}C$, $^{\circ}F$)

Isıl Kayıplar

Kollektörde ısı kayıpları aşağıdaki bağıntıdan hesaplanır :

$$K=K_{üst}+K_{alt} + K_{yan} \quad (3.38)$$

$$K_{alt} = \frac{1}{\left(\frac{1}{h} + \frac{L}{K}\right)} \text{ alt yüzeyden olan ısı kaybıdır.} \quad (3.39)$$

Kolektörde ısı kayıpları %70 oranında üst kısımdan meydana gelmektedir. Alt ve yan yüzeylerden olan kayıplar ise çok düşüktür.

Üst yüzeyden olan ısı kaybı katsayısı LARSON – AGARWAL (1981) tarafından aşağıdaki bağıntı ile bulunur.

$$K_{üst} = \left\{ \frac{N}{\frac{c}{T_y} * \left[\frac{T_y - T_{\xi}}{N + f} \right]^{0,33}} + \frac{1}{h_{td}} \right\}^{-1} + \left\{ \frac{\sigma * (T_y - T_{\xi}) * (T_y^2 + T_{\xi}^2)}{[\varepsilon_L + 0,05 * N * (1 - \varepsilon_L)]^{-1} + \frac{2N + f - 1}{\varepsilon_S} - N} \right\} \quad (3.40)$$

N : Saydam örtü sayısı

T_y : Yüzey sıcaklığı

$$f = (1 - 0,04 * h_{td} + 0,0005 * h_{td}^2) * (1 + 0,09 * N)$$

T_{ξ} : Çevre sıcaklığı

$$C = 250 * [1 - 0,0044 - (s - 90)]$$

ε_L : Yüzeyin ışınlama yayma oranı

$$h_{td} = 5,7 + 3,8 * V$$

ε_S : Saydam örtünün ışınlama yayma oranı

V = Rüzgar hızı (m/s)

Kollektör Verimi

Kollektör verimi sistemindeki akışkanda toplanan güneş enerjisinin kollektöre gelen toplam enerjiye oranı olarak ifade edilir (BECKMAN vd. 1997). Kollektör verimi bağıntısı aşağıdaki gibidir :

$$\eta = \frac{m * C_p * (T_{\zeta} - T_g)}{A * I} \quad (3.41)$$

T_{ζ} çevre sıcaklığı sabit olamayacağından bağıntı:

$$\eta = \frac{I_o}{Q_g}$$

$$\eta = \frac{Q_g * (\tau\alpha) - Q_k}{Q_g} \quad (3.42)$$

$$\eta = (\tau\alpha) - \frac{Q_k}{Q_g}$$

$$\eta = (\tau\alpha) * K * A * \frac{(T_{ort} - T_{\zeta})}{A * I}$$

$$\eta = (\tau\alpha) - \frac{K * (T_{ort} - T_{\zeta})}{I} \text{ olarak yazılır.} \quad (3.43)$$

Bu bağıntılarda;

Q_f : Akışkana aktarılan enerji

Q_k : Toplam ısı kaybı

Q_g :Kollektöre gelen enerji

K :Kolektör ısı kayıp katsayısı

$\tau\alpha$:Yutma geçirme çarpımı

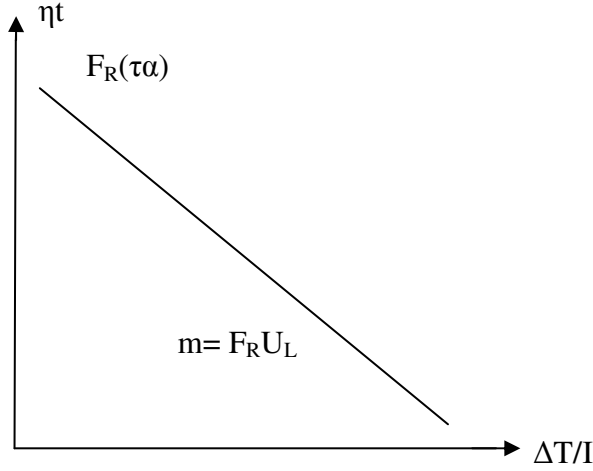
I :Anlık güneş ışınımı

A :Kollektör yüzey alanı

Kollektör Anlık Verim Eğrisi

Kollektör verimi akışkanın giriş-çıkış sıcaklığına, dış ortam sıcaklığına güneş ışınımını geliş açısına, ışınım şiddetine, rüzgar hızı gibi faktörlere bağlı olduğundan kollektör verimi gün boyunca değişken olacaktır. Bu nedenle kollektör veriminin

verim eğrisi ile gösterilmesi uygun olacaktır. Şekil 3.15.' te verim eğrisi görülmektedir.



Şekil 3.12. Kollektör anlık verim eğrisi (TEZCAN, 2002)

η_t : Anlık verim

$$\Delta T = \left[\frac{(T_{in} - T_o)}{2} \right] - T_a$$

m : Doğrunun eğimi

I : Düzleme gelen anlık ışınım değeri (W/m^2)

Anlık verim ordinatta, $\Delta T/I$ terimi apsise taşınarak en küçük kareler yöntemi uygulanarak eğri bulunur. Bu eğri, eğimi $F_R U_L$ ' ye eşit olan ve ordinat eksenini $F_R(\tau\alpha)$ noktasında kesen bir doğru elde edilebileceğini gösterir.

Yutucu Yüze Gelen Işınım

Kollektör eğimi arttıkça kollektör üzerine gelen ışınım miktarı azalır, ancak yerden yansıyan ışınım miktarı artar ve saydam örtünün altına geçer.

Yüzey tarafından yutulan ışınım:

$$(\tau\alpha) = (\tau\alpha) * \sum [(1-x) * \rho_y] = \frac{\tau\alpha}{1 - (1-x)\rho_y} \quad (3.44)$$

Işınımı Yutma - Geçirme Katsayısı

$$(\tau\alpha) = (\tau\alpha)_d \frac{R_d}{R} \left(1 - \frac{I_y}{I}\right) + (\tau\alpha)_y \frac{I_y}{R * I} \left[\frac{1 + \text{Cos}(s)}{2}\right] + (\tau\alpha)_{ya} \frac{\rho}{R} \left[\frac{1 - \text{Cos}(s)}{2}\right] \quad (3.45)$$

Toplam yutma – geçirme çarpımı güneş ışınımı karakter eristikleri ile birlikte kollektör eğimi, bulunulan yerin enlemi ve ışınımın bileşenine de bağlıdır. Pratikte daha basit bağıntılar kullanılması tercih edilir. Bu nedenle saydam örtünün normal doğrultusuna gelen direkt güneş ışınımı için yutma – geçirme $(\tau\alpha)_o$ için :

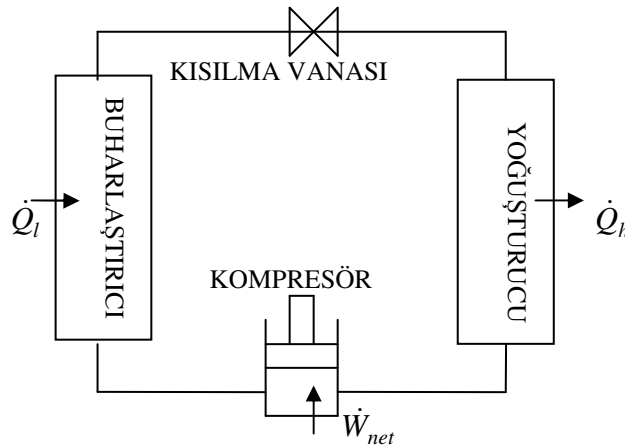
$$(\tau\alpha)_d = (\tau\alpha)_o - b * \left[\frac{1}{\text{Cos}(\theta_g)} - 1\right] \quad (3.46)$$

bağıntısında $(\tau\alpha)_d \cong (\tau\alpha)$ olarak alınabilir .

3.6. Isı Pompaları

3.6.1. Isı Pompası Çevrimleri

Isı pompaları prensip olarak soğutma makineleri ile benzer çalışma sistemine sahiptirler. Bu nedenle soğutma makinelerinin çevrimleri ısı pompaları içinde geçerlidir. Soğutma makinelerinin çalıştığı çevrimler ise buhar sıkıştırma çevrim olarak bilinen Ters Carnot Çevrimi'dir.



Şekil 3.13. Isı pompası sisteminin elemanları

i) Ters Carnot Çevrimi

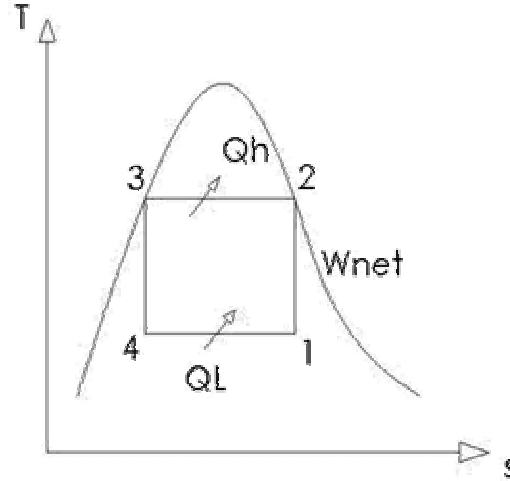
Isıl verim açısından en yüksek verime sahip çevrimdir. Ters Carnot Çevrimi, Carnot çevrimindeki hal değişimlerinin ters yönde gerçekleşmesi ile meydana gelir. Bu çevrime göre çalışan bir makineye Carnot makinesi denir. Ters Carnot çevriminin T-S diyagramındaki hal değişimleri şekildeki gibidir:

4-1 arası: Tersinir sabit basınçta ısı çekme işlemi

1-2 arası: Tersinir adyabatik sıkıştırma işlemi

2-3 arası: Sabit basınçta çevreye ısı geçişi

3-4 arası: Sabit entalpide kısılma (basınç düşmesi) işlemi



Şekil 3.14. Ters Carnot çevriminin T-S diyagramı

Isı pompalarının termodinamik çevrime göre verimlilikleri COP (etkinlik katsayısı) ile belirtilir. Şekil 3.16' daki çevrime göre bir ısı pompasının etkinlik katsayısı ÇENGEL ve BOLES (1996)' a göre:

$$COP_{sm} = \frac{\dot{Q}_l}{\dot{W}_{net}} \quad (3.47)$$

$$\dot{W}_{net} = \dot{Q}_h - \dot{Q}_l \text{ (kW) olduğunda,}$$

$$COP_{sm} = \frac{\dot{Q}_l}{\dot{Q}_h - \dot{Q}_l} = \frac{1}{\frac{\dot{Q}_l}{\dot{Q}_h} - 1} \quad (3.48)$$

$$COP_{ip} = \frac{\dot{Q}_h}{\dot{W}_{net}} \quad (3.49)$$

$$\dot{W}_{net} = \dot{Q}_h - \dot{Q}_l \quad (kW) \quad (3.50)$$

$$COP_{ip} = \frac{\dot{Q}_h}{\dot{Q}_h - \dot{Q}_l} = \frac{1}{1 - \frac{\dot{Q}_l}{\dot{Q}_h}} \quad (3.51)$$

$$COP_{ip} = COP_{sm} + 1 \text{ olarak bağıntı bulunur.} \quad (3.52)$$

Gerçek uygulamalarda \dot{Q}_h 'nin bir bölümü havaya geçer ve durumda sıcaklığın çok düşük olması COP' un 1' in altına düşmesine neden olabilir.

Günümüzde kullanılan ısı pompalarının ortalama COP değerleri 2-3 arasındadır (ÇENGEL ve BOLES, 1996). Soğutma makineleri ve ısı pompaları için ters Carnot çevrimi uygulanabilir olarak incelenebilmekte fakat uygulamaya aktarılması mümkün olmamaktadır. Isı geçişinin az olduğu iki izentropik hal değişimi uygulamada mümkün olabilir, nedeni doyma bölgesinde basıncın sabit kalması, sıcaklığında doyma sıcaklığında sabit kalmasını sağlar.

Bu nedenle 4-1 ve 2-3 hal değişimleri buharlaştırıcı ve yoğunlaştırıcıdaki gerçek duruma yakındır ancak 1-2 ve 3-4 hal değişimlerinin uygulamada gerçekleştirilmesi zordur. Çünkü 1-2 hal değişimi bir sıvı buhar karışımının sıkıştırılmasına yani iki fazla akışkanla çalışan bir kompresörü gerektirir. 3-4 hal değişimi ise sıvı oranı yüksek bir karışımın genişlemesidir. Bu nedenle ters Carnot çevrimi uygulamada gerçekleştirilemez.

ii) İdeal Buhar Sıkıştırımlı Soğutma Çevrimi

Ters Carnot çevriminin uygulanmasındaki engeller buharın sıkıştırılmasından önce tamamen buharlaştırılması ve 3-4 arasındaki hal değişiminde genişleme, kısılma vanası veya kılcal borulardan akışkanın geçirilmesi ile ortadan kaldırılabilir. Bu yöntemle yapılan çevrime “ideal buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimi” denir.

Çevrimi oluşturan hal değişimleri :

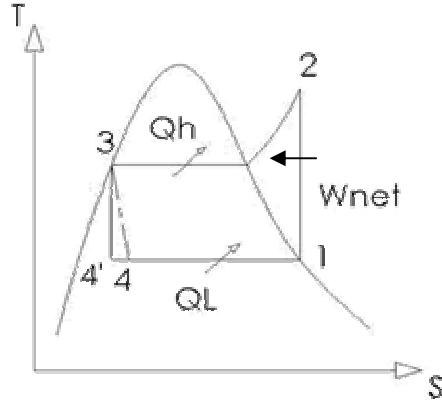
1-2: Kompresörde izantropik sıkıştırma

2-3: Sabit basınçta yoğunlaştırıcıdan çevreye ısı geçişi

3-4: Genişleme ve basınç düşmesi

4-1: Sabit basınçta buharlaştırıcıdan akışkana ısı geçişi

Soğutucu akışkan kompresöre doymuş buhar olarak girer (1) ve yoğuşturucu basıncına sıkıştırılır, bu sırada akışkanın sıcaklığı artar ve kızgın buhar olarak (2) yoğuşturucuya girerek doymuş sıvı halinde (3) yoğuşturucudan çıkar. Yoğuşma sırasında çevreye ısı geçişi olur.



Şekil 3.15. İdeal buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimi

Doymuş sıvı halindeki akışkan daha sonra gelişme vanası yada kılcal borulardan geçerek buharlaştırıcı basıncına kısılır ve akışkanın sıcaklığı ortam sıcaklığının altına düşer. Soğutucu akışkan buharlaştırıcıya kuruluk derecesi düşük, doymuş bir sıvı – buhar karışımı (4) olarak girer ve soğutulan ortamdaki ısı olarak tamamen buharlaşır, daha sonra buharlaştırıcıdan doymuş buhar olarak çıkar ve çevrimi tamamlamak üzere kompresöre girer. Buhar sıkıştırma soğutma çevriminde, ısı pompalarının etkinliği sürekli akışlı açık sistemin enerji korunumu denkleminde yola çıkılarak bulunabilir (ÇENGEL, 1996). Akışkanın birim kütlesi için kinetik ve potansiyel enerjisi ihmal edilebilir olduğundan;

$$q-w=h_{\phi}-h_g \quad (kj/kg) \quad (3.53)$$

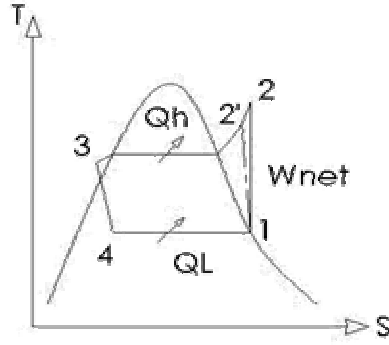
Kompresör adyabatik kabul edilir ve yoğuşturucu – buharlaştırıcı iş etkileşimi olmadığından;

$$COP = \frac{q_h}{w_{net}} \quad (3.54)$$

$$COP_{ip} = \frac{q_h}{w_{net}} = \frac{h_2 - h_3}{h_2 - h_1} \quad (\text{ÇENGEL ve BOLES, 1996}) \quad (3.55)$$

iii) Gerçek Buhar Sıkıştırma Soğutma Çevrimi

İdeal buhar sıkıştırma soğutma çevrimi teorik olarak mümkün kabul edilebilir fakat uygulamada, sistemi meydana getiren elemanlarda ortaya çıkan tersinmezlikler nedeniyle gerçek çevrimler söz konusu olmaktadır. Aşağıdaki T-S diyagramında gerçek buhar sıkıştırma çevrimi görülmektedir.



Şekil 3.16. Gerçek buhar sıkıştırma soğutma çevrimi

İdeal çevrimde, akışkan kompresöre doymuş buhar olarak girmekte fakat uygulamada bu imkansız olduğundan sistem, akışkanın kompresör girişinde kızgın buhar olmasını sağlayacak biçimde tasarlanır, böylece akışkan tümüyle buhar hale gelir. Ayrıca buharlaştırıcıyla kompresör arasındaki bağlantı uzundur. Böylece akışkana ısı geçişi ve sürtünmeden dolayı basınç düşmesi önem kazanır.

Bunlara bağlı olarak akışkanın özgül hacminin ve dolayısıyla kompresör işinin artması söz konusudur. İdeal çevrimde sıkıştırma işlemi izantropiktir (içten tersinir ve adyabatik). Gerçek sıkıştırma işleminde entropiyi etkileyen sürtünme ve ısı geçişi vardır. Sürtünme entropiyi artırırken ısı geçişi yöne bağlı olarak entropiyi artırır veya azaltır. Bu etkilere bağlı olarak soğutucu akışkanın entropisi sıkıştırma işlemi esnasında artabilir veya azalabilir (1-2 hal değişimi). Kompresör işinin 1-2 hal değişiminde daha az olması sıkıştırmanın izantropik olmasına tercih edilir. İdeal çevrimde, yoğuşturucudan çıkan soğutucu akışkan kompresör çıkış basıncında

doymuş sıvıdır. Gerçek çevrimde ise yoğuşturucu çıkışında kompresör çıkışındaki basınçta doymuş sıvı halinde olması zor olduğundan akışkanın soğuturucudan çıkışında sıkıştırılmış sıvı bölgesindedir.

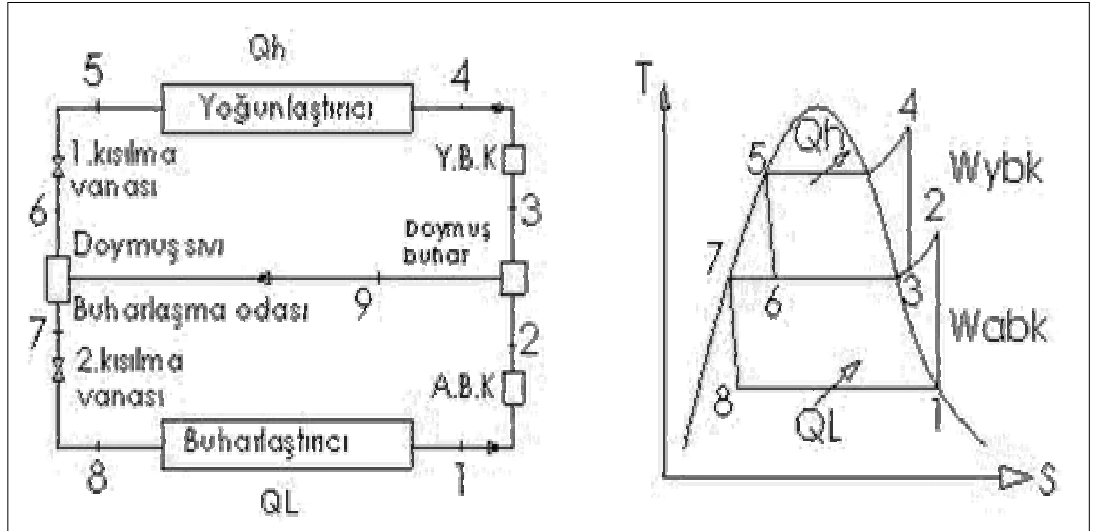
Akışkan burada aşırı soğutularak buharlaştırıcıya düşük bir entalpide girer ve bu sayede ortamdan daha çok ısı çekilir. Buharlaştırıcı ile kısılma vanası arasındaki basınç düşmesi çok azdır (ÇENGEL ve BOLES, 1996).

iv) Çok Kademeli Sıkıştırma Yapılan Soğutma Çevrimi

Bu sistemde sıvı, soğutucu akışkan 1. kısılma vanasında buharlaştırma odası basıncına genişler. Bu basınç iki sıkıştırma kademesi arasındaki basınca eşittir. Ani genişlemeden dolayı sıvının bir kısmı buharlaşır.

Buharlaşma odasındaki doymuş buhar, (alçak basınç kompresöründen çıkan kızgın buharla karıştırıldıktan sonra) yüksek basınç kompresörüne girer.

Buharlaşma odasının altında biriken doymuş sıvı, ikinci kısılma vanasından geçerek buharlaştırıcıya girer ve ortamdan ısı çekilerek soğutma gerçekleşir (ÇENGEL ve BOLES, 1996).



Şekil 3.17. Çok kademeli sıkıştırma yapılan soğutma çevrimleri

3.6.2. Isı Pompası Elemanları

Soğutma makineleri ve ısı pompaları çevrimlerinde kullanılan elemanlar genellikle şunlardır.

- 1) Kompresörler
- 2) Yoğunlaştırıcı
- 3) Buharlaştırıcı
- 4) Akışkan kontrol elemanları: Kılcal borular, kısılma vanaları, termostat, manometre ve termometre.

1) Kompresörler

Kompresörlerin görevleri, soğutucudaki ısı ile yüklü akışkan yüksek basınçlara sıkıştırmak ve akışın sürekliliğini sağlamaktır. Kompresörler termodinamik açıdan sürekli akışlı açık sistemler olarak nitelendirirler. Bu sistemlerin özellikleri: 1) Kontrol hacmi içinde kütle (m), hacim (v) ve toplam enerji (E) sabittir.

- 2) Kontrol hacimindeki hiçbir özellik zamanla değişmez.
- 3) Çevreyle olan ısı ve iş etkileşimleri zamanla değişmez.

Kütlenin Korunumu

Sürekli akışlı açık sistemlerde kütlenin korunumu kütle debisi (m) ile ilgilidir.

$$\sum \dot{m}_g = \sum \dot{m}_\varphi \text{ (kg/s) (ÇENGEL ve BOLES, 1996)} \quad (3.56)$$

$$\rho_1 * V_1 * A_1 = \rho_2 * V_2 * A_2 \quad (3.57)$$

$$\frac{1}{V_1} * v_1 * A_1 = \frac{1}{V_2} * v_2 * A_2 \quad (3.58)$$

$$\rho = \text{Yoğunluk (kg/m}^3\text{)}$$

$$v = \text{Özgül hacim (m}^3\text{/kg) = (1/\rho)}$$

$$V = \text{Ortalama akış hızı (m/s)}$$

$$A = \text{Akış yönüne dik kesit alanı (m}^2\text{)}$$

Enerjinin Korunumu

Sürekli akışlı açık sistemde, kontrol hacminin toplam enerjisinde değişim solmadığı ($\Delta E_{kh}=0$) ifade edilmiştir. Buna göre enerjinin korunumu (I.Yasa) aşağıdaki gibi olur (ÇENGEL ve BOLES, 1996).

$$\dot{Q} - \dot{W} = \sum \dot{m}_\zeta * \theta_\zeta - \sum \dot{m}_g * \theta_g \quad (3.59)$$

\dot{Q} = akışkanın birim kütesinin toplam enerjisi

$$\dot{Q} = H + KE + PE = \dot{m} * \left[h + \frac{V^2}{2} + g * z \right] \quad (3.60)$$

$$\dot{Q} - \dot{W} = \dot{m}_\zeta * \left[\left(h_\zeta + \frac{V_\zeta^2}{2} + g * z_\zeta \right) \right] - \dot{m}_g * \left[\left(h_g + \frac{V_g^2}{2} + g * z_g \right) \right] \quad (3.61)$$

$\dot{m}_\zeta = \dot{m}_g = m$ alınursa

$$\dot{Q} - \dot{W} = \dot{m} * \left[(h_\zeta - h_g) + \left(\frac{V_\zeta^2 - V_g^2}{2} \right) + g * (z_\zeta - z_g) \right] (kW) \quad (3.62)$$

Kompresör için:

$$\Delta KE \cong 0 \text{ ve } \Delta PE \cong 0 \quad (3.63)$$

kabul edilebilir. Bu durumda enerjinin korunumu

$$q - w = \Delta h \text{ (kj/kg) olur} \quad (3.64)$$

Ayrıca kontrol hacmi ile çevresi arasındaki ısı geçişi birim zamanda:

$$q \cong 0 \text{ (adyabatik kabul edilirse)}$$

$$-w = h_\zeta - h_g \text{ veya } -w = h_2 - h_1 \text{ (kj/kg)} \quad (3.65)$$

Kompresörde Basınç Oranı

Sistemde kullanılan akışkan ile buharlaşma-yoğunlaşma sıcaklıklarına bağlı olarak yoğunlaşma basıncının (P_y) buharlaşma basıncına (P_b) oranı basınç oranı (π) olarak ifade edilir:

$$\pi = \frac{P_y}{P_b} \quad (3.66)$$

Doldurma Derecesi

Kompresörlerde gerçek buhar debisi ve strok hacmi debisi terimleri kullanılır.

Bu hacimlerin oranı doldurma derecesini belirler.

V_g = Gerçek buhar debisi (It/sn)

V_h = Strok hacmi debisi (It/sn)

λ = Doldurma derecesi

$$\lambda = \frac{V_g}{V_h} \quad (3.67)$$

Basınç oranı kompresörde ne kadar büyükse doldurma derecesi o kadar küçüktür.

Volumetrik Verim

Hacimsel olarak da bilenen volumetrik verim, kompresörün indikatör diyagramında bulunan ve sadece subap kayıpların ve ölü hacmin içerisinde kalan akışkan buharının genişleme kaybını içerir. Kompresör boyutları azaldıkça volumetrik verim azalır.

Etkinlik Katsayısı:

Isı pompası etki katsayısı yoğuşturucu ısı akışının tahrik gücüne oranıdır. COP ile gösterilir (ÇENGEL ve BOLES, 1996).

$$COP_{ip} = \frac{\dot{Q}}{\dot{W}_{net}} \quad (3.68)$$

$$COP_{ip} = \frac{(h_2 - h_3)}{(h_2 - h_1)} \quad (3.69)$$

Kompresörün Toplam Verimi:

Toplam verim (η_{kt}): kompresörün mekanik, motor, termik ve indike verimlerinin çarpımıdır.

Mekanik verim: η_m

Motor verimi: η_{el}

Termik: η_t

İndike: η_i

Olmak üzere kompresör verimi :

$$\eta_{kt} = \eta_m * \eta_{el} * \eta_t * \eta_i \quad (3.70)$$

Kompresör Çeşitleri

Soğutma sistemlerinde kullanılan kompresörlerin çeşitli karakteristikleri taşınması beklenir. Fakat bu karakteristiklerin hepsinin kompresörde bulunması mümkün olmamaktadır. Ancak ideal olduğu varsayılan kompresör için belirlenen karakteristikler şunlardır:

Sürekli kapasite kontrolü ve geniş bir yük değişimi rejimine uyabilmesi

Kısmi yüklerde verimin düşmemesi

Uzun ömürlü ve minimum arızada çalışması

Farklı ortamlarda emniyetli ve güvenilir çalışması

Minimum güç ile maksimum soğutma değerini sağlaması

İlk kalkışlarda dönme momentinin olduğunca az olması

Titreşim ve görüntü seviyelerinin kısmı tam yük ve değişik şartlarda belirli seviyenin üzerine çıkması

Mümkün olduğunca en az maliyete sahip olması (ANONİM, 2005).

Genel yapıları itibari ile soğutma kompresörleri aşağıdaki gibi sınıflandırılabilir.

i) Hermetik Kompresörler

Hermetik kompresörler genellikle küçük soğutma tesisleri, klima sistemleri ve ısı pompası sistemlerinde kullanılırlar. Soğutucu akışkan olarak freonları kullanırlar ve 3000 d/d devire kadar çalışırlar. Bu durumda akışkan debisi 0,5 - 6,5 m³/h değerine kadar çıkabilir. Hermetik kompresörler tam hermetik ve yarı hermetik olarak ikiye ayrılırlar. Yarı hermetik olanlar tam hermetik olan kompresörlerden daha yüksek soğutma kapasitesine sahiptirler. Silindir ve elektrik motoru kısmı cıvata ile birbirine sabitlenmiştir. Tam hermetik olan kompresörlerde ise silindir ve tahrik motoru elektrik kaynağı ile birleştirilerek sızdırmaz iki çelik kap içerisine yerleştirilmiştir. Bu iki kompresörden tam hermetik olanlar ısı pompası uygulamaları için ideal kompresörlerdir (ERSOYDAN, 1983).

ii) Pozitif Sıkıştırma Kompresörler

Bu tür kompresörde piston silindir sistemi mevcuttur. Tahrik motorunun dönme hareketi krank-biyel sistemi ile doğrusal harekete çevrilir. Pistonlu soğutma kompresörlerin genellikle tek etkili ve yüksek devrili açık tip (kavramalı veya kayış-kasnak) olarak üretilmektedir.

Pistonlu kompresörler akışkan için silindir hacmi az fakat emiş/basınç farkı yüksek olan soğutucular için uygun görülmektedir.

Paletli Dönel Kompresörler

Pistonlu kompresörlerin gidip gelme hareketi yerine dönel hareket şeklinde sıkıştırma işlemi yaparlar. Bu dönel hareketten faydalanma, tek dişli, tek paletli, çift dişli çok paletli şeklinde olabilmektedir. Paletli dönel kompresörler kendi aralarında ikiye ayrılır.

- 1) Tek paletli dönel tip
- 2) Çok paletli dönel tip

Helisel Tip Dönel Kompresörler

Farklı bir çok konstrüksüyona sahip olan bu tip kompresörler pozitif sıkıştırılmalı kompresörler grubuna girer. Soğutma uygulamalarında en çok rastlanan helisel tip dönel kompresörler iki ana gruba ayrılır.

- i) Tek vidalı helisli tip dönel kompresörler.
- ii) Çift vidalı helisli tip dönel kompresörler

Bu iki tip kompresörlerde, yağın basınçla püskürtülmesi ile hem yağlamanın hem yağlamamanın hem de sızdırmazlığın sağlanması ve ısının gövdeden uzaklaştırılması ayrıca sıkıştırma oranları, ısı ekonomizeri ve kapasite kontrolü mekanizmaları benzerlik gösterir (ERSOYDAN, 1983).

iv) Santrifüj Kompresörler

Buhar sıkıştırma çevrimiyle çalışan santrifüj kompresörleri diğerlerinden farklı olarak pozitif sıkıştırma işlemi yerine santrifüj kuvveti ile sıkıştırma işlemi yapan bu kompresörler özgül hacmi yüksek olan akışkanların (geniş hacim) kolayca hareket ettirilmesi mümkün olduğu büyük kapasiteli soğutma işlemlerinde (~ -100°C) uygulanır. Santrifüj kuvvetleri, hızların karesi ile doğru orantılı olarak arttığı için giriş çıkış basıncı farklarının arttırılması, devrin arttırılması, kademe sayısının arttırılması yada rotor çapının arttırılması ile sağlanabilir.

Kompresör Performansı:

Kompresör performansına ait iki ölçütten biri kapasite diğeri de performans faktörüdür. Kapasite, kompresörün saatine etki eden, kompresörü terk eden buhar basınca denk gelen sıcaklıktaki soğutucu sıvı ile kompresöre giden soğutucu buharın toplam entalpileri arasındaki farka eşit olup birimi kJ/kg' dır.

Kompresör imalatçıları ASHRAE \ ARI şartlarına uygun olması gerekli değerler için kompresörleri iki farklı teste tabi tutar. Bu testlerden birincisi kapasite,

verim, gürültü, motor sıcaklığı vb. değerleri belirlerken ikinci test ise sistemin muhtemel ömrünü belirleyen kompresör kapasite değerleri olup aşağıdaki bilgileri içermesi gerekir:

Kompresör devir sayısı

Silindir sayısı, çap, strok

Soğutma tipi

Kompresör ortamı

Soğutma şartları(dış ortam)

Emiş gazı kızdırma hızı

Aşırı soğutma devrelerin yada verinin 0°C aşırı soğutmaya göre düzeldiğini belirten ifade.

2) Buharlaştırıcılar

Buharlaştırıcı sistemde soğutucu akışkanın buharlaştığı ve bu sırada bulunduğu ortamdan ısıyı aldığı cihazdır. Yoğuşturucudan gelen soğutucu akışkan kılcal boru, kısılma vanası vb. basınç düşürücüde adyabatik olarak genişletildikten sonra buharlaştırıcıya sıvı buhar karışımı haline girer. Bu durumda soğutucu akışkanın büyük bir kısmı sıvıdır. Buharlaştırıcıda ısı alarak buharlaşan akışkan buradan kompresöre gider. Bu esnada buhar halindeki akışkan içerisinde bulunan bir miktar sıvı; sıvı-buhar ayrıştırıcısından (surge tank) geçerek sıvı kum ayrılır. Akışkan buharlaştırıcıya beslenesi seviye kumandalı (flatürlü manyetik vs.) hava ile yapılan direkt veya sıvı taşımali tiplerde çalışan buharlaştırıcıların hepsinde akışkan basıncı, yoğuşturucu tarafındaki basınca oranla düşüktür. Bu nedenle buharlaştırıcı tarafına alçak basınç tarafı denir.

Buharlaştırıcılar, uygulanma özelliklerine göre 3 grupta toplanabilir.

- i) Hava gibi gaz halindeki akışkanları soğutmak için kullanılan evaporatörler.
- ii) Sıvı haldeki (su, antifriz, kimyasal akışkanlar) için kullanılan evaporatörler.
- iii) Katı haldeki (buz, metaller vb) maddeleri için kullanılan buharlaştırıcılar.

Buharlaştırıcıların dizaynında, soğutucu akışkanın çabuk buharlaştırılması, ısı geçişinin iyi sağlanması, giriş ve çıkıştaki basınç kayıplarının mühim seviyede

tutulması gibi kriterlere dikkat edilmelidir. Bunların dışında önemli bir ayrıntı daha, soğutucu akışkanın bulunduğu hacmi (boru sarıantini) ve buna bağılı olarak soğutulacak ortam konumu (kuru tip,direkt ekspansiyonlu buharlaştırıcı veya sıvı taşımalı tip buharlaştırıcı) dikkat edilmesi gereken kriterlerdir. Soğutucu akışkanın boru içinden akması durumunda, akış hızının arttırılması, içteki film katsayısını ve ısı geçişini arttıracak beklenir ancak bu durum da basınç kayıpları artacak, akış debisi düşecek ve verim azalacaktır. Bu durumlar göz önünde bulundurularak buharlaştırıcıların dizaynı ısı geçişi ve kapasitenin optimum değeri için dizayn yapılır (ERSOYDAN, 1983).

Buharlaştırma Isı Akısı (\dot{Q}_o):

Soğutma gücü olarak ta bilinen buharlaştırma ısı akısı (\dot{Q}), buharlaştırıcı aracılığı ile ısı kaynağından çekilen ısı olarak tanımlanır.

$$\dot{Q}_l = \dot{m} * (h_1 - h_4) \quad (kW) \quad (3.71)$$

$$\dot{m} = \text{soğutucu akışkan kütleli debisi (kg/sn)}$$

3) Yoğuşturucular

Soğutucu akışkan buharlaştırıcıdan aldığı ısıyı ve kompresördeki sıkıştırma işlemi sonrası aldığı ısıyı yoğuşturucuda yoğunlaşarak ortama iletin.Böylece soğutucu akışkan sıvı hale gelir.

Buharın bir yüzeyde yoğuşması yüzey özelliklerine (düzgünlük parlaklık ıslanabilirlik vs.) bağılı olarak “damlı “veya film teşekkülü şeklinde yoğuşmaya oranla 4-8 kat daha fazla ısı geçirgenlik katsayıları elde edilmesi rağmen uygulamada üretiminin ekonomik faktörlerinden dolayı genellikle film teşekkülü şeklinde yoğuşma ve az miktarda damla teşekkülü şeklinde yoğuşma birlikte olmaktadır.

Yoğuşturucudaki ısı alış –verişi üç bölümde gerçekleşir:

1) Kızgınlığın alınması: Bu bölümde ortalama sıcaklık aralığı fazla olmasına rağmen düşük bir ısı transfer kat sayısı mevcut olacaktır .

2) **Aşırı Soğutma:** Aşırı soğutma sırasında sıcaklık aralığı daha az ve ısı geçirme kat sayısı daha fazla olacaktır.

3) **Akışkan Yoğuşması:** Yoğuşma sırasında her iki değer de alt – üst seviyeleri arasında bulunacaktır. Yoğuşturucu hesabında kolaylık sağlamasından dolayı tek bir ısı geçirme katsayısı ve tek bir ortalama sıcaklık aralığı değerleri uygulanmaktadır.

Yoğuşturucular genel olarak 3 farklı tipte bulunmaktadır:

i) Su Soğutmalı Yoğuşturucular:

Temiz suyun bol ve düşük sıcaklıkta bulunduğu yerlerde genellikle büyük kapasitedeki sistemlerde kullanılmaktadır. Bunların kullanılmasında ne dizaynında ısı geçirgenlik, suyun kirlenme kat sayısı, su devresinin basınç kaybı soğutucu akışkanının aşırı soğutulma seviyesi gibi kriterlere dikkat edilir.

Yoğuşturucu seçiminde suyun basınç kaybı önemli olup 5-7 mSS seviyesini geçmemelidir ve çalışma şartlarında gerekli olan aşırı soğutmayı (subcooling) sağlaması önemlidir.

Su soğutmalı yoğuşturucular uygulamaya bağlı olarak farklı tiptedirler.

Dik tertipli boru \ dış zarf tipi (shell and tube)

Yatık tertipli boru \ dış zarf tipi (shell and tube)

Helisel serpantin \ dış zarf tipi (shell and tube)

İç içe çift boru tipi (double pipe)

Atmosferik tip.

Yoğuşturucu kapasitesi tüm yoğuşturucu tipleri için aşağıdaki bağıntı ile hesaplanır (ERSOYDAN, 1983).

$$Q_k = A * K_u * T_{in} \left(m^2 * \left(\frac{kcal}{m^2 K} \right) * K \right) \quad (3.72)$$

ii) Hava Soğutmalı Yoğuşturucular:

Her türlü uygulamasında kullanılabilen bu yoğuşturucular işletme masrafları düşük, bakımları kolay olduklarından daha çok tercih edilmektedir.

Bu yoğuşturucularda ısı transferi 3 safhada gerçekleşir:

Soğutma akışkanının kızgınlığının alınması: Yoğuşturucu alınının %5 civarındaki bölümü kızgınlığın alınması için kullanılır.

Soğutucu akışkanının yoğuşturulması: Asıl görevi yoğuşturma olan yoğuşturucunun %85 oranındaki alanı bu işlem için kullanılır.

Aşırı soğutma: Yoğuşturucunun %10'luk alanı ise aşırı soğutma için kullanılmaktadır.

Hava soğutmalı yoğuşturucular, halokarbon esaslı soğutucu akışkanlar için genellikle bakır-boru alüminyum-kanat şeklinde bazen da bakır boru-bakır-kanat veya çelik-boru çelik-kanat olarak imal edilir. Kullanılan boru çapları 1/4" – 3/4" arasında değişir. Kanat sayıları ise beher metrede 160-1200 arasında değişmekte fakat en sık kullanılanı 315-710 arasında değişen kanat sayısına sahip olanlardır. Bu tip yoğuşturuculardan ısı geçiş alanı ihtiyacı ortalama 2,5 m²/s' dir.

Hava geçiş hızında beher ton-frigo (3024 kcal/h) için 9-14m² arasında değişir. Küçük tabii hava akışlı buharlaştırıcılar (ev tipi soğutucular vb.) yoğuşturucular hariç tutulursa hava ihtiyacı ortalaması beher (kcal/h) için 0,34 ile 0,68 m³/h arasında değişir. Bu debiye sahip yoğuşturucular için gerekli olan fan motor gücü birim 1000 kcal/h için 0,03 ile 0,06 hp arasında olup devirleri ise 900-1400 d/d aralığında olmalıdır. Soğutucu akışkanın yoğunlaşma sıcaklığı ise hava giriş sıcaklığınının 10-20°C üzerinde olacak şekilde düşünülür (ERSOYDAN, 1983).

iii) Evaporatif Yoğuşturucular:

Bu tip yoğuşturucularda hava ve suyun soğutma etkisinden birlikte fayda sağlanır. Ancak bu sistemler hassas olduklarından kullanım yaygın değildir. Evaporatif yoğuşturucular başlıca 3 bölümden meydana gelir.

Soğutma serpantini: Serpantin suyun dış yüzeyinden geçen hava serpantin içerisinde ters yönden gelen bir kısmını buharlaştırarak yoğuşturucudaki yoğuşma sıcaklığını ve basıncı düşürür. Serpantinın dış yüzeyi ısı transferini arttırmak için kanatlarla desteklenmiştir. Su sirkülasyonu ve püskürtme sistemi: Yoğuşturucunun altındaki su haznesinde bulunan su bir pompa ile serpantinın üstündeki bir meme grubuna basılır ve buradan püskürtülür. Püskürtülen suyun yaklaşık %35'i

buharlaşarak havaya karışır. Hava sirkülasyon sistemi: Evaporatif yoğuşturucular genellikle binanın dışına monte edilir ancak bina içerisinde konulduğunda hava giriş çıkışları galvanizli saç kanallarla sağlanmalıdır.

Yoğuşturucu Isı Akısı:

Yoğuşturucu ısı akışı (\dot{Q}_y) ısıtma gücünü ifade eder. Yoğuşturucu ısı akışı teorik olarak ortamdan çekilen \dot{Q}_o ısı akışı ile kompresörün \dot{W} tahrik gücünün toplamıdır (ERSOYDAN, 1983).

$$\dot{Q} = \dot{Q}_o \text{ (kW)} \quad (3.73)$$

$$\dot{Q} = \dot{m} * (h_2 - h_1) \text{ (kW)} \quad (3.74)$$

$$\dot{m} = V * \frac{\lambda}{v_1} \text{ (kg/s)} \quad (3.75)$$

$$\dot{Q} = V * \lambda * \frac{(h_2 - h_3)}{v_1} \text{ (kW)} \quad (3.76)$$

Burada:

$$\left(\frac{h_2 - h_3}{v_1}\right) = q * V \text{ soğutma gücüdür. } \left(\frac{\text{kJ}}{\text{m}^3 \text{s}}, \frac{\text{kW}}{\text{m}^3}\right) \quad (3.77)$$

4) Kılcal Borular (Kapilar)

Buharlaştırıcı ile yoğuşturucu arasında bulunan çapları 0,76-2,16 mm arasında değişen boru sistemidir. Çapının çok büyük olmasından dolayı kılcal boru adı verilmektedir. Kılcal borular yoğuşturuculardan çıkan sıvı haldeki akışkanın basıncını düşürerek miktarını ayarlar ve buharlaştırıcıya ulaştırır. Ayrıca kompresör durduğunda alçak ve yüksek basınç devreleri arasında yüksek basınç bölgesindeki akışkanın alçak basınç bölgesine geçmesini sağlar böylece her iki basınç seviyesi arasında dengeleme yaparak ilk kalkışlarda kompresörü büyük basınç yüklerinden

kalan kılcal borular genellikle küçük çaplı klima sistemlerinde ve soğutma yükünün yaklaşık sabit olduğu sistemlerde kullanılmaktadır. Soğutma veya ısıtma yüklü fazla olan sistemlerde kılcal borular yerine termostatik genleşme valflerinin kullanılması daha uygundur. Kılcal boruların avantajları, maliyetlerinin düşük olması ve kompresörlerin başlatma basıncını düşük tutması olarak gösterilebilir.

Bunların yanı sıra kılcal borularda olan dezavantajlar da soğutucu akışkanının akışını ayarlayamaması nedeniyle sistem veriminin düşmesi ve sistemdeki çevrimin durmasına rağmen soğutucu akışkanının durdurulamaması sonucu kompresörün mekanik ömrünün kısaltılması olarak ortaya çıkar. Kılcal borular buharlaştırıcıda belirli miktarda akışkan akışına izin verirler bu miktarın belirlenmesi bazı parametrelere göre yapılır. Bu parametreler; buharlaştırıcı ısısı, yoğuşturucu ısısı ve kılcal boruya giden soğutucu alt soğutma ısısıdır. Kılcal boru uzunluğu uygulamada ideal olarak 1,5-2,5 m aralığında seçilir (ERSOYDAN, 1983).

5) Termostat

Genel olarak termostat, kapiler ve esnek bükümlü boru ve hassas bir uçtan meydana gelir. Sıcaklık ayarı istenen sıcaklığa göre tek kutupta değişen kanat üzerinden elektrik devreye kumanda edilir. Hassas uçta sıcaklığın yükselmesi ile kapiler boru ve esnek ölçümlü boru üzerinden ana yay ile dengeye gelinceye kadar yukarı hareket eder. Çalışma prensibi: termostatın hassas ucu soğutma sisteminin sıcaklığının kontrol edilecek kısma monte edilir. İstenen sıcaklığa göre elektrik devresi açılıp kapanarak kompresörü tahrik eden elektrik motoruna veya manyetik valfe kumanda edilir.

3.6.3. Soğutucu Akışkanlar

Bir soğutma sisteminde sıvı halden buhar haline (buharlaştırıcı devresi) ve buhar halinden sıvı haline dönüşerek (yoğuşturucu devresi) ısı alış verişi sağlayan akışkanlara soğutucu akışkanları veya refrijeran denir. Tablo 3.7. de soğutucu

akışkanlar görülmektedir. Soğutucu akışkan olarak freonlar, kloroflorokarbonlar (CFC), amonyak propan (C_2H_2), bütün (C_3H_3) gibi hidrokarbonlar, CO_2 gibi kimyasallar kullanılmaktadır. 1920 yıllarında yapılan araştırmalar florokarbonların (flore edilmiş hidro karbonlar) bulunmasını sağlamıştır. Florokarbonlar, metan (CH_4) veya (C_2H_6) içerisindeki H atomlarından bir veya bir kaçının yerine santoz yoluyla (1 klor), F (Flor) veya Br (Brom) atomları yerleştirilerek elde edilen florokarbonlardan en yaygın olanlar metandaki (CH_4) 4 yada 12 ve yine 2 Cl ve 2 F atomu bulunan Dichloro-difloro-methane (CCl_2F_2 (flora_12 yada R12) ve yine metandaki (CH_4) 4 H atomu yerine 1 Cl (klor) ile 2 F (flor) atom yerleştirilen garidifluromethane (Freon-22 veya R22) soğutucu akışkanlarıdır. Soğutucu akışkan olarak freonlar en sık kullanılmaktadır. Ancak son yıllarda yapılan araştırmalar sonucu bu akışkanların birçoğunun (R11, R12, R22, R15) ozon tabakasına zarar vererek sera etkilere neden olduğu ortaya konmuştur. Bu nedenle birçok ülkelerde bazı CFC'lerin kullanımı kısıtlanmış veya yasaklanmıştır. Bu zararlı akışkanların yerine kullanılmak üzere klor içermeyen yeni akışkanlar (R-134a) geliştirilmektedir. Soğutucu akışkan seçiminde dikkat edilmesi gereken iki parametre soğutulan atom ve çevre sıcaklığından yeterli bir ısı geçişi sağlanabilmesi için soğutucu akışkan ile ortam arasında $5^\circ C$ ile $10^\circ C$ kadar sıcaklık farkı bulunmalıdır (ANONİM, 2005).

Soğutucu Akışkanlardan Beklenen Özellikler:

Pozitif buharlaşma basıncı olmalıdır. Hava sızmasını dolayısıyla havanın getirdiği su buharının soğuk kısımlarda katılarak işletme aksaklıklarına meyden vermesini önlemek için buharlaşma basıncının çevre basıncından bir miktar üzerinde olması gerekir. Düşük yoğunlaşma basıncı olmalıdır. Yüksek basınca dayanıklı kompresör, yoğunlaştırıcı, boru hattı gibi tesisat olmalıdır. Buharlaşma gizli ısı yüksek olmalıdır. Buharlaşma gizli ısı ne kadar yüksek olursa sistemde o oranda gaz akışkan kullanılacaktır. Kimyasal olarak aktif olmamalıdır, tesisat malzemesini etkilememesi, korrozif olmaması, yağlama yağının özelliğini değiştirmemesi gerekir. Yanıcı patlayıcı ve zehirli olmamalıdır. Kaçakların kolay tespitine imkan veren özellikte olmalıdır (Koku, renk). Ucuz olmalıdır. Isı geçirgenliği yüksek olmalıdır.

Düşük donma derecesi sıcaklığı olmalıdır. Yüksek kritik sıcaklığı olmalıdır. Özgül hacmi küçük olmalıdır. Viskozitesi düşük olmalıdır (ANONİM, 2005)

CFC (Kloroflorokarbon) Soğutucular:

CFC' ler (Kloroflorokarbon) ticari olarak ilk defa 1931 yılında R-12 ile iletmeye geçilmiştir. Daha sonra 1932 yılında R-11, 1933'te R-114, 1934'te ise R-113 ve 1936'da ise ilk defa hidrokloroflorokarbon (HCFC) R-22 imal edilmiştir. 1963 yılı itibarı ile bu beş soğutucu akışkan organik flor endüstrisi toplam üretimin %98'ini oluşturmuştur. Bu kimyasalların zehirsiz, alev almayan ve uzun ömürlü oldukları ortaya konmuştur.

R11 : R11 (CCl_3F), düşük basınçlı (0 °C de 0.40 bar) bir soğutucudur. Ağırlıklı olarak 350 kW – 10.000 kW soğutma kapasitesi aralığında olan santrifüj su soğutucu ünitelerde (chiller) kullanılmaktadır. Bütün dünyada 60.000 adet su soğutucu ünite R11 kullanıldığı tahmin edilmektedir. Ozon tahribatı nedeniyle üretimi durdurulmuştur. Yanmaz ve kokusuzdur.

R12 (CCl_2F_2) : Bugün, soğutma maksadı ile en çok kullanılan soğutucu akışkandır. Zehirli, patlayıcı ve yanıcı olmaması sebebiyle tamamen emniyetli bir maddedir. Bunlara ilaveten, en ekstrem çalışma şartlarında dahi stabil ve bozulmayan, özelliklerini kaybetmeyen bir maddedir. Ancak, açık bir aleve veya aşırı sıcaklığa haiz bir ısıtıcı ile temas ettirilirse çözülür ve zehirli bileşkelere ayrışır. Yoğuşturucuda, ısı transferi ve yoğuşma sıcaklıkları bakımından oldukça iyi bir durum gösterir. Yağlama yağı ile tüm çalışma şartlarında karışabilir ve yağın kompresöre dönüşü basit önlemlerle sağlanabilir. Yağı çözücü (Solvent) özelliği, yoğuşturucu ve buharlaştırıcı ısı geçiş yüzeylerinde yağın toplanıp ısı geçişini azaltmasını önler. Buharlaştırma ısısının düşük olması sebebiyle sistemde dolaşması gereken akışkan debisi fazladır. Fakat bu önemli bir mahzur olmadığı gibi küçük sistemlerde, akış kontrolünün daha iyi yapılması yönünden tercih edilir. Büyük sistemlerde ise buhar yoğunluğunun fazlalığı ile, birim soğutma için gerekli silindir

hacmi R – 22, R – 500 ve R – 717 (Amonyak) dan çok farklı değildir. Birim soğutma için harcanan beygir gücü de takriben aynı seviyededir.

Tablo 3.7. Soğutucu akışkanlar (ANONİM, 2005)

Soğutucu Madde	Kimyasal Tanımı	Kimyasal Formülü
R11 (CFC11)	Triklorflormetan	CFCL3
R12 (CFC12)	Diklorflormetan	CF2CL2
R13 (CFC13)	Klortriflormetan	CCLF3
R13B1 (BFC13)	Bromtriflormetan	CBRF3
R22 (HCFC22)	Klordiflormetan	CHF2CL
R23 (HCF23)	Triflormetan	CHF3
R32 (HCF32)	Diflormetan	CH2F2
R113 (CFC113)	Triklortrifloreten	C2F3CL3
R114 (CFC114)	Diklortetraforeten	C2F4CL2
R115 (CFC115)	Klortentaforeten	C2F5CL
R123 (HCFC123)	Diklortrifloreten	C2HF3CL2
R125 (HFC125)	Pentaforeten	CF3CHF2
R134a (HCF134a)	Tetraforeten	C2H2F4
R141b (HCFC141b)	Flordikloreten	C2CL2FH3
R143a (HFC143a)	Trifloreten	CF3CH3
R152a (HCF152a)	Difloreten	C2H4F2
R290 (HC290)	Propan	C3H8
R600 (HC600)	Bütan	CH3CH2CH2CH3
R600a (HC600a)	İzobütan	CH(CH3)3
R717	Amonyak	NH3

R13 : R13 (CCIF₃), -70 °C ile -45 °C arasında kullanılan düşük sıcaklık soğutucusudur. Az sayıda endüstriyel soğutma tesisinde kullanılmaktadır.

R13B1 : R13B1 (CBrF₃), -70°C /-45°C aralığında endüstriyel soğutucularda kullanılmaktadır. Yüksek ozon tüketme kapasitesi nedeniyle Montreal Protokolü kapsamında üretimi ve tüketimi tamamen durdurulmuştur.

R22 (CHCIF₂) : Diğer fluo – karbon soğutucu akışkanlarda olduğu gibi R22’de emniyetle kullanılacak zehirsiz, yanmayan, patlamayan bir akışkandır. R22, derin soğutma uygulamalarına cevap vermek üzere geliştirilmiş bir soğutucu akışkandır, fakat paket tipi klima cihazlarında, ev tipi ve ticari tip soğutucularda da, bilhassa daha kompakt kompresör gerektirmesi (R12’ye nazaran takriben 0.60 katı) ve dolayısıyla yer kazancı sağlaması yönünden tercih edilir. Çalışma basınçları ve

sıcaklıkları R12'den daha yüksek seviyede ve fakat birim soğutma kapasitesi için gerekli tahrik gücü takriben aynıdır. Çıkış sıcaklıklarının oldukça yüksek olması sebebiyle, bunun aşırı seviyelere ulaşmasına engel olmak için emişteki kızgınlık derecesini mümkün mertebe düşük tutmalıdır. Derin soğutma uygulamalarında, aşırı çıkış sıcaklıkları ile karşılaşılabileceğinden (yüksek sıkıştırma oranı sebebiyle) silindirlerin su gömlekli olması tavsiye edilir. Yağ dönüşünü sağlamak için R12'ye nazaran daha dikkatli ve iyi işlenmiş dönüş boruları döşenmeli, derin soğutma uygulamalarında muhakkak yağ ayırıcı konulmalıdır. R12 yağ ile daha çabuk ve iyi karışmaktadır. Su ile ise R22 daha çabuk ve yüksek oranda karışır.

R114 : R114 (CClF₂), yanmayan ve zehirli özelliği olmayan bir soğutucu maddedir. 80 °C – 120 °C arasında endüstriyel ısı pompalarında kullanılmaktadır.

R123 : R123 (CHCl₂CF₃), santrifüj soğutucu ünitelerde kullanılan ve R11'e en uygun olan alternatif soğutucu maddedir. R11'buharlaştırıcı metalik olmayan malzemeleri etkileme gücü daha fazladır. Dolayısıyla R123'buharlaştırıcı geçişte tüm kauçuk esaslı malzeme değiştirilmelidir. R11'buharlaştırıcı göre daha düşük enerji verimine sahiptir. Zehirleyici özelliği nedeniyle kullanıldığı ortamda ek tedbirler gerektirmektedir. 8 saat boyunca maruz kalınacak maksimum doz 10 ppm' dir.

R134a : R134a (CF₂CH₂F), termodinamik ve fiziksel özellikleri ile R12'ye en yakın soğutucudur. Halen ozon tüketme katsayısı 0 olan ve diğer özellikleri açısından en uygun soğutucu maddedir. Araç soğutucuları ve ev tipi soğutucular için en uygun olan alternatiftir. Ticari olarak da temini olanaklıdır. Yüksek ve orta buharlaşma sıcaklıklarında ve / veya düşük basınç farklarında kompresör verimi ve sistemin COP (coefficient of performance) değeri R12 ile yaklaşık aynı olmaktadır. Düşük sıcaklık için çift kademeli sıkıştırma gerekmektedir. R134a, mineral yağlarla uyumlu olmadığından poliolester veya poliolalkalinglikol bazlı yağlarla kullanılmalıdır.

R143a : R143a (CF₃CH₃), R502 ve R22 için uzun dönem alternatifi olarak kabul edilmiştir. Amonyak kullanımının uygun olmadığı düşük sıcaklık uygulamalarında kullanılmaktadır. Yanıcı özelliğe sahip olduğundan dönüşüm ve yeni kullanımlarda güvenlik önlemleri göz önünde tutulmalıdır. Sera etkisi R134a'ya

göre iki kat daha fazladır. R125 R134a ile birlikte değişik oranlarda kullanılarak R502 alternatifi karışımlar (R404A gibi) elde etmek için kullanılmaktadır.

R125 : R125 (CF_3CHF_2), R502 ve R22 için uzun dönem alternatifi olarak kabul edilmiştir. R143 gibi amonyak kullanımının uygun olmadığı düşük sıcaklıklar için düşünülmüştür. Yanma özelliği yoktur. Ancak sera etkisi R134a'dan iki kat daha fazladır. R134a, R143a R32 ile (örneğin R404A veya R407A gibi) değişik oranlarda kullanılarak R502 alternatifi karışımlar elde edilmektedir.

R152a : Ozon tahribatına neden olmayan ve sera etkisi çok düşük olan (R12'nin %2'si kadar) R152a ($\text{C}_2\text{H}_4\text{F}_2$), ısı pompalarında R12 ve R500 için alternatif olarak kabul edilmiştir. R12 ve R134a'dan daha iyi COP' a sahip olan R152a mineral yağlarla da iyi uyum sağlamaktadır. Yanıcı ve kokusuz olan R152a zehirleyici özellik göstermez. Termodinamik ve fiziksel özellikleri R12 ve R134a'ya çok yakındır. Bu yüzden dönüşümlerde kompresörde herhangi bir modifikasyona gerek kalmaz. Hacimsel soğutma kapasitesi R12'den %5 daha düşüktür.

R401A : R22, R124 ve R152a'dan oluşan (ağırlıkça sırasıyla %52 / 33 / 15 oranında) ve R12 için alternatif kabul edilen izentropik bir karışımdır. HCFC içerdiğinden nihai bir alternatif olmayıp 2030 yılına kadar kullanılabilir. Bu soğutucu DUPONT tarafından SUVA MP39 adıyla piyasaya sunulmuştur.

R402A : R22, R125 ve R290'dan oluşan (ağırlıkça sırasıyla %38 / 60 / 2 oranında) ve R502 için alternatif kabul edilen izentropik bir karışımdır. HCFC içerdiğinden nihai bir alternatif olmayıp 2030 yılına kadar kullanılabilir. Bu soğutucu DUPONT tarafından SUVA HP80 adıyla piyasaya sunulmuştur.

R404A : R125, R134a ve R143a'dan oluşan (ağırlıkça sırasıyla %44 / 4 / 52 oranında) ve R502 için alternatif kabul edilen izentropik bir karışımdır. HCFC içerdiğinden nihai bir alternatif olmayıp 2030 yılına kadar kullanılabilir. Bu soğutucu DUPONT tarafından SUVA HP62 ve ELF – ATOCHEM tarafından FORANE FX70 adıyla piyasaya sunulmuştur.

R407A / R407B / R407C : R407A / R407B / R407C, R32, R125 ve R134a'dan oluşan (ağırlıkça sırasıyla %20 / 40 /40, %10 / 70 / 20 ve % 23 / 25 / 52 oranlarında) ve R502 için alternatif kabul edilen zeotropik bir karışımlardır. Bu soğutucular ICI tarafından KLEA60, KLEA61, KLEA66 ve DUPONT tarafından SUVA AC9000 (R407C) adlarıyla piyasaya sunulmuştur.

R410A : R32 ve R125'den oluşan (ağırlıkça %50 / 50 oranında) ve R22 için alternatif kabul edilen yakın zeotropik bir karışımdır. Teorik termodinamik özellikleri R22 kadar iyi değildir. Ancak ısı transfer özelliği oldukça iyidir. R22 – R410A dönüşümünde sistemin yeniden dizayn edilmesi gerekmektedir. Bu değişim yapıldığı takdirde sistem verimi R22'ye göre %5 daha iyi olmaktadır. Sera etkisinin yüksek olması en büyük dezavantajdır. Bu soğutucu ALLIED SIGNAL tarafından GENETRON AZ20 adıyla piyasaya sunulmuştur.

R500 : R500, R12 ve R152a'dan oluşan bir zeotropik bir karışımdır. Karışım oranı ağırlıkça % 73.9 R12, % 26.2 R152a'dır. Düşük oranda R12'ye alternatif olarak kullanılmaktadır. R12'ye göre daha iyi COP değerine ve % 10 – 15 daha yüksek hacimsel soğutma kapasitesine sahiptir.

R502 : R502, R22 ve R115'den oluşan bir zeotropik bir karışımdır. Karışım oranı ağırlıkça % 48.8 R22, % 51.2 R115'tir. En çok kullanıldığı alan soğuk taşımacılık ve ticari soğutuculardır. CFC içerdiğinden üretimi durmuştur. Düşük sıcaklıklarda yüksek hacimsel soğutma kapasitesine sahiptir. –20, –40 °C aralığında R22'den % 1 ile % 7 arasında daha yüksek olmaktadır. COP değeri çalışma koşullarına bağlı olarak R22'den %5 – 15 daha düşüktür.

R507 : R507, R125 ve R134a'dan oluşan (ağırlıkça %50 / 50 oranında) R502 için kabul edilen bir alternatiftir. Bu soğutucu ALLIED SIGNAL tarafından GENETRON AZ50 adıyla piyasaya sunulmuştur.

R717 (Amonyak) : Bugün, fluo – karbon ailesinin dışında geniş ölçüde kullanılmaya devam edilen tek soğutucu akışkan amonyaktır. Zehirleyici ve bir ölçüde yanıcı – patlayıcı olmasına rağmen mükemmel ısıl özelliklere sahip olması

sebebiyle, iyi eğitilmiş işletme personeli ile ve zehirleyici etkisinin fazla önem taşımadığı hallerde, büyük soğuk depoculukta, buz üretiminde, buz pateni sahalarında ve donmuş paketleme uygulamalarında başarıyla kullanılmaktadır. Buharlaşma ısısının yüksek oluşu ve buhar özgül hacminin de oldukça düşük olması sistemde dolaştırılması gereken akışkan miktarının düşük seviyede olmasını sağlar. R22'de olduğu gibi çıkış sıcaklıkları yüksek seviyeli olup kompresör kafa ve silindirlerinin su soğutma gömleklili olması tercih edilir. Amonyak yağ ile karışmaz, fakat karterdeki çalkantı ve silindirdeki yüksek hızlar yağın sisteme sürüklenmesine sebep olur. Bu nedenle, gerek kompresör çıkışına yağ ayırıcı koymak suretiyle, gerekse buharlaştırıcıdan kompresöre yağın dönüşünü kolaylaştıracak tarzda boru tertibiyle kompresör karterine birikmesi sağlanmalıdır (ANONİM, 2005).

3.7. Ekonomik İnceleme

Enerji dönüşüm sistemlerinde yatırım yapılırken ilk yatırım ekonomik ömür boyunca sistemin geri ödeme süresi ilkesine dayanır. Güneş enerjisi sistemlerinde yapılacak yatırımın en önemli parametresi sistemin ekonomik ömrü boyunca yakıttan edeceği tasarrufun ilk yatırım maliyeti ile karşılaştırılarak yatırım miktarını karşılayıp karşılamadığı sonucudur (KAYGUSUZ, 1992).

i) Temel Kavramlar

Paranın Zaman Değeri:

Paranın gelecekteki değeri bugünkü değerinden farklı olacaktır. n yıl sonraki nakit akışının şimdiki değer olarak ifadesi:

$$P = \frac{FF}{(1 + d)^n} \quad \text{olacaktır.} \quad (3.78)$$

P : paranın şimdiki değeri

FF : gelecekteki nakit akışı

n : yıl sayısı

d : kar veya faiz oranı.

Enflasyondan dolayı malın fiyatı artacağından yıllık enflasyon hızı “e”, malın şimdiki değeri “E” olmak üzere n yıl sonraki fiyatı:

$$FF = \frac{E}{(1+e)^n} \text{ olur.} \quad (3.79)$$

Gelecekteki nakit akışı, iskonto miktarı ile de ilişkili olduğundan şimdiki değer ifadesi :

$$P = \frac{(1+e)^n}{(1+d)^n} \quad (3.80)$$

Bu durumda toplam şimdiki değer ifadesi:

$$E \sum_{j=1}^n \left[\frac{(1+e)^j}{(1+d)^j} \right] = E * \text{\textit{ŞDF}}(n,e,d) \quad (3.81)$$

\text{\textit{ŞDF}}(n,e,d), şimdiki değer faktörü olmak üzere e=d için :

$$\text{\textit{ŞDF}}_{(n,e,d)} = \left[\frac{(1+e)}{(1+d)} \right] * \left[1 - \left\{ \frac{(1+e)}{(1+d)} \right\}^n \right] \text{ olur (KAYGUSUZ, 1992)} \quad (3.82)$$

Geri Ödeme Periyodu:

Güneş enerjisi sistemlerinde geri ödeme periyodu ilk yatırım masraflarının toplamına eşit olacak kümülatif yakıt tasarrufları için gerekli zaman miktarıdır (KAYGUSUZ, 1992).

$$n_p = \left[\frac{(I_s - I_s * V)}{F_s} \right] \quad (3.83)$$

n_p : geri ödeme periyodu

I_s : ilk yatırım maliyeti

V : Vergi oranı

F_s : İlk yıl yakıtta sağlanan tasarruflar

$$F_s = F * Q_L * P_c \quad (3.84)$$

F : ısıtma sisteminin ısıtma yüzdesini karşılama yüzdesi

Q_L : yıllık ısıtma yükü (kcal)

P_c : Tasarruf edilen yakıt fiyatı

Güneş Enerjili Isı Pompası Sisteminin Yıllık Masrafı

i) İlk Yatırım Maliyeti

İlk yatırım maliyetinin “ I_s ”, e_s kadarlık bir yüzdesinin sıfırıncı yılda ödendiği kabulü ve n_s yılları boyunca % r_s ’ lik karla a_s ’ ye kadar bakiye kaldığında maliyet:

$$S_1 = e_s * I_s + a_s * \text{\$}DF_{(o,d,n)} \text{ olarak ifade edilir.} \quad (3.85)$$

$$a_s = (I - e_s) * I_s * \left[\frac{r_s * (1 + r_s)^n}{(1 + r_s)^n - 1} \right] \text{ (KAYGUSUZ, 1992)} \quad (3.86)$$

ii) Yakıt ve İşletme Masrafları

Sistemin ekonomik ömrü boyunca toplam yakıt ve işletme masrafları:

$$S_2 = (1 + Q_s) * (1 - F) * Q * P_s * \text{\$}DF_{(i_s,d,n)} \quad (3.87)$$

F : yıllık güneş ısıtma yüzdesi

$(1 - F) * Q * P_s$: yıllık yakıt harcaması şimdiki değer

P_s : sistemdeki yardımcı ısıtıcı fiyatı (\$/kcal)

i_s : yıllık artış hızı i_s olan yakıt

iii) Bakım Masrafları

Sistemin ekonomik ömrü boyunca bakım giderleri :

$$S_3 = m_s * I_s * \text{\$}DF_{(i_s,d,n)} \quad (3.88)$$

m_s : ilk yatırımın yıllık yüzdesi (%1)

i_s : bakım masraflarındaki yıllık artış oranı

Sistemin ekonomik ömrü boyunca sağladığı tasarruflar, klasik ısıtma sistemi için toplam giderler (C_c) ile güneş destekli ısı pompası için giderleri (C_s) arasındaki fark olarak tanımlanabilir (KAYGUSUZ, 1992).

Bu durumda ekonomik ömrü boyunca sistemin edeceği tasarruf:

$$EÖST = C_c - C_s \text{ ve}$$

$$EÖST = (I_c - I_s) + Q_L * [P_c - (1 - F) * P_s] * \left[\frac{(1 + v)}{(v - c)} \right] * \left[1 - \left\{ \frac{(1 + c)}{(1 + v)} \right\}^n \right] \quad (3.89)$$

I_c : klasik ısıtma sisteminin ilk yatırım giderleri

I_s : alternatif ısıtma sisteminin ilk yatırım giderleri

Q_L : ısıtma yükü (kcal)

P_c : klasik ısıtma sisteminde kullanılan yakıt fiyatı

P_s : alternatif sistemde yardımcı ısıtmada kullanılan yakıt fiyatı

F : alternatif sistemin ısı yükünü karşılama yüzdesi

v : yıllık kar oranı yüzdesi

c : yakıt fiyatındaki yıllık artış oranı

n : sistemin ekonomik ömrü

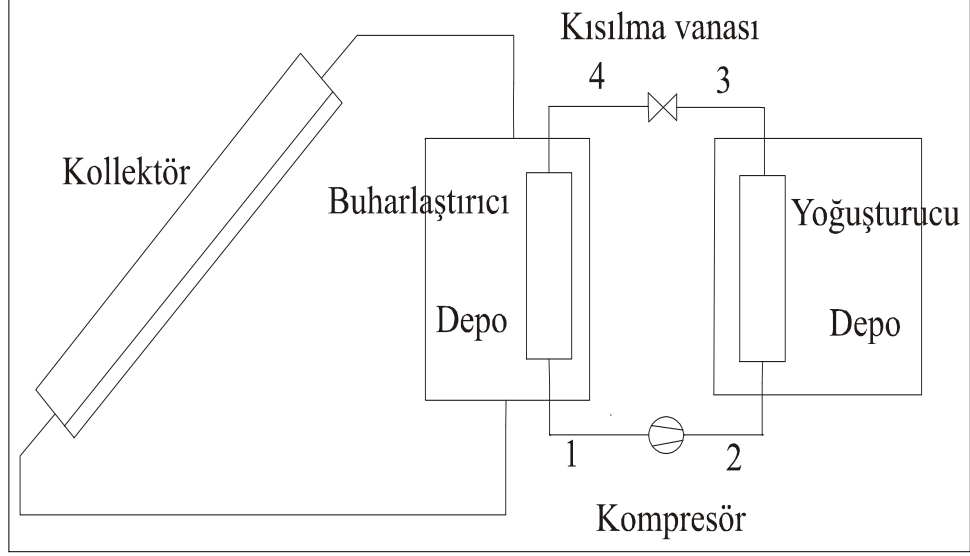
Güneş enerjisi destekli ısı pompalarının kurulum maliyetleri yüksektir. Ancak ısıtma veya soğutma yükünün az olduğu ılık iklim bölgelerinde bu sistemlerin verimliliği yüksek olduğundan sistem kendini kısa zamanda amorti etmektedir.

3.8. Yöntem

3.8.1. Isı Pompası Sisteminin Analizi

Bu çalışmada soğutucu akışkan olarak R134a kullanılan ısı pompası sistemi boyutlandırılması, bir işletmenin günlük 5000 lt ve 50°C sıcaklıktaki su ihtiyacını karşılaması için yapılacaktır. Buna göre sistemin teorik analizi aşağıda yapılmıştır. Şekil 3.22.' de ise güneş enerjisi destekli ısı pompası sisteminin genel şeması görülmektedir

Termodinamik Analiz



Şekil 3.18. Güneş enerjisi destekli ısı pompasının genel şeması

Yukarıdaki şekilde görülen ısı pompası sistemi için, kolektörde elde edilecek sıcak sudan çekilecek ısı enerjisini kullanarak depodaki 5000 lt' lik suyu 50°C ye kadar ısıtması düşünülmektedir.

Depodaki suyun ısıtılması için gerekli olan ısı yoğuşturucudan çekilecek ısı yüküdür. Bu durumda ısı yükü:

$$\dot{Q}_h = \dot{m} * C_p * \Delta T \text{ kJ} \quad (3.90)$$

$$\dot{Q}_h = \dot{m} * C_p * (T_\zeta - T_g) \text{ (Kj) ifadesinden bulunur.}$$

$$m = 5000 \text{ lt} = 5000 \text{ kg}$$

$$C_p = 4,19 \text{ kJ/kg-K suyun özgül ısısı.}$$

$$T_\zeta = 50^\circ\text{C suyun depodan çıkış sıcaklığı}$$

$$T_g = 14^\circ\text{C (şebeke suyu) olmak üzere günlük ısı yükü ihtiyacı}$$

$$Q_h = 754200 \text{ kJ/gün olur.}$$

Sistemden elde edebileceğimiz ısı yükü, kolektörün güneşlenme süresi boyunca gerçekleşecektir. Güneşlenme süreleri aylık ortalama değerler olarak aşağıda (Tablo 3.8.) verilmiştir. Bu süreler göre anlık ısı yükleri bulunarak sistemin debisi, buharlaştırıcı bölgesindeki ısı yükü ve kompresöre verilen güç bulunabilir.

Tablo 3.8. Aylık Ortalama güneşlenme süreleri

Aylar	to (saat)	Aylar	to (saat)	Aylar	to (saat)
Ocak	4,4	Mayıs	9,0	Eylül	8,5
Şubat	5,7	Haziran	10,5	Ekim	7,5
Mart	6,2	Temmuz	9,5	Kasım	5,6
Nisan	7,3	Ağustos	9,2	Aralık	4,0

Aylık ortalama güneşlenme sürelerine göre sistemden çekilecek olan anlık ısı yükleri aylık ortalama olarak:

$$\dot{Q}_h = \frac{Q}{t_o * 3600sn} \text{ (kW) bağıntısıyla bulunur.} \quad (3.91)$$

$$Q_h = 754200 \text{ kJ/gün olarak bulunmuştur.}$$

Buna göre anlık ısı yükleri aşağıda verilen tablodaki değerler olacaktır.

Tablo 3.9. Sistemdeki yoğuşturucudan çekilecek anlık \dot{Q}_h ısı yükleri

Aylar	\dot{Q}_h (kW)	Aylar	\dot{Q}_h (kW)	Aylar	\dot{Q}_h (kW)
Ocak	47,61	Mayıs	23,30	Eylül	24,65
Şubat	36,75	Haziran	19,95	Ekim	27,93
Mart	33,79	Temmuz	22,05	Kasım	37,41
Nisan	28,70	Ağustos	22,53	Aralık	52,38

R134a Soğutucu Akışkanı için termodinamik bağıntılar:

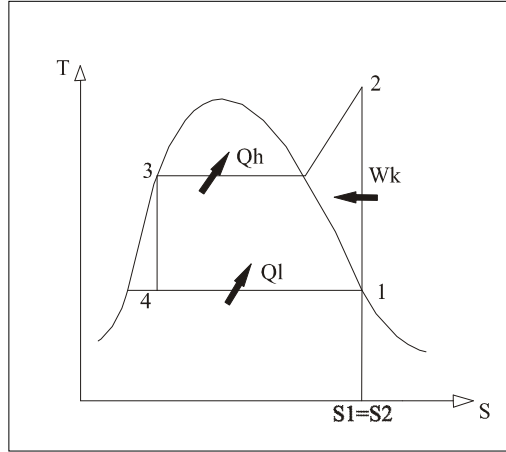
Sistemdeki R134a soğutuculu sistemin termodinamik özellikleri Şekil 3.23. de gösterilen T-S diyagramına göre aşağıda verilmiştir.

1. noktasında $P_1 = 0,4 \text{ MPa}$ için R134a tablosundan doymuş buhar için:

$$h_1 = h_g = 252,32 \text{ kJ/kg}$$

$$T_1 = T_d = 9^\circ \text{C}$$

$$s_1 = s_2 = 0,9145 \text{ kJ/kg-K}$$



Şekil 3.19. Isı pompası sisteminin T-S diyagramı

2. noktasında $P_2 = 1,6$ MPa için kızgın buhar bölgesinde:

$s_1=s_2=0,9145$ kJ/kg-K olduğundan tablodan interpolasyon yoluyla h_2 ve T_2 :

$h_2=280,77$ kJ/kg

$T_2=62^\circ\text{C}$ bulunur.

3. noktasında $P_2 = P_3 = 1,6$ MPa doymuş sıvı için:

$h_s = h_3 = 134,02$ kJ/kg

$T_3=T_d=58^\circ\text{C}$ dir.

4. noktasında $P_1=P_4=0,4$ MPa için:

$h_4 = h_3 = 134,02$ kJ/kg ve $T_4=T_d=9^\circ\text{C}$ olarak bulunur.

Sistemin boyutlandırılması yapılırken kollektörden faydalanma oranı % 70 olarak kabul edilerek mart ayı değerleri referans alınacaktır. Buna göre mart ayında sistemden çekilecek olan ısı yükü $\dot{Q}_h = 33,79$ kW (Tablo 3.9) olduğundan sistemin (\dot{m}) debisi ve (\dot{Q}_l) buharlaştırıcı ısı yükü aşağıdaki gibi bulunur.

$$\dot{Q}_h = \dot{m} * (h_2 - h_3) \text{ (kW)} \text{ ifadesinden akışkan debisi çekilirse} \quad (3.92)$$

$$\dot{m} = \frac{\dot{Q}_h}{(h_2 - h_3)} \text{ (kg/s)} \quad (3.93)$$

$$\dot{m} = \frac{33,79\text{kW}}{(280,77 - 134,02)\text{kJ / kg}} = 0,230 \text{ kg/s} \text{ olarak bulunur.}$$

Sistemin debisi bulunduğuna göre buharlaştırıcıdan çekilmesi gereken anlık ısı yükü mart ayı için:

$$\dot{Q}_l = \dot{m} * (h_1 - h_4) \text{ (kW)} \quad (3.94)$$

$$\dot{Q}_l = 0,230 * (252,32 - 130,02) = 28,13 \text{ kW bulunur.}$$

Sistemdeki kompresör işi:

Sistemdeki debi değeri ve entalpi değerleri bulunmuş olduğundan değerler formülde yerine koyularak izantropik kompresör için gerekli güç (\dot{W}_s):

$$\dot{W}_s = \dot{m} * (h_2 - h_1) \text{ kW} \quad (3.95)$$

$$\dot{W}_s = 0,230 * (280,77 - 252,32) \text{ kW}$$

$$\dot{W}_s = 6,54 \text{ kW' tır.}$$

Kompresörün indike verimi $\eta_i = \% 85$ olduğu kabul edilirse gerçek kompresör

$$\text{gücü : } \dot{W}_k = \frac{\dot{W}_s}{\eta_i} \text{ kW} \quad (3.96)$$

$$\dot{W}_k = \frac{6,54}{0,85} \text{ kW}$$

$$\dot{W}_k = 7,7 \text{ kW bulunur.}$$

Buna göre sistemde 7,7 kW' lık bir kompresör kullanılması gerekmektedir.

Sistemin etkinlik katsayısı COP :

Isı pompası sistemlerinde sistemin etkinliği, yoğuşturucudan çekilen ısının kompresör gücüne oranıdır. Buna göre etkinlik katsayısı:

$$COP_{ip} = \frac{\dot{Q}_h}{\dot{W}_k} \quad (3.97)$$

$$\dot{Q}_h = 33,79 \text{ kW}$$

$$\dot{W}_k = 7,7 \text{ kW olduğuna göre } COP_{ip} = 4,39 \text{ olarak bulunur.}$$

Buharlaştırıcı boyutlandırılması:

Buharlaştırıcı kısmının boyutlandırılması pratik olarak

$$\dot{Q}_l = K * A * \Delta T_m \text{ bağıntısıyla hesaplanabilir.} \quad (3.98)$$

Burada:

K : toplam ısı transfer katsayısı (W/m^2K)

A : yüzey alanı (m^2)

ΔT_m : logaritmik ortalama sıcaklıktır (K)

$$\Delta T_m = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} \text{ bağıntısından bulunur.} \quad (3.99)$$

K ısı transfer katsayısı boru kazanlı ısı değiştiricilerde ortalama 500-700 W/m^2K değerindedir (UTLU, 1999).

Buharlaştırıcı kısmında mart ayı için ısı yükü $\dot{Q}_l = 28,13 \text{ kW}$ bulunmuştur.

$\Delta T_1 = 30^\circ C$ depo için ve

$\Delta T_2 = 9^\circ C$ akışkan sıcaklığı olmak üzere

$$\Delta T_m = \frac{30 - 9}{\ln\left(\frac{30}{9}\right)} = 17,5 \text{ }^\circ C$$

$K = 500 W/m^2K$ kabul edilirse buharlaştırıcıdaki ısı transferi yüzey alanı:

$$A = \frac{\dot{Q}_l}{K * \Delta T_m} \text{ denkleminde gerekli olan alan bulunur. Bu durumda :}$$

$$A = \frac{28,13 * 1000}{17,5 * 500} = 3,23 \text{ m}^2 \text{ bulunacaktır.}$$

Yoğuşturucu boyutlandırılması:

Yoğuşturucu kısmındaki ısıtma yüzey alanı da buharlaştırıcıda olduğu gibi (3.98) bağıntısıyla hesap edilebilir.

Yoğuşturucu kısmında:

$$\dot{Q}_h = 33,79 \text{ kW mart ayında depoya verilecek olan ısı yükü,}$$

$T_{\zeta} = 50^{\circ}\text{C}$ depodaki su için çıkış sıcaklığı

$T_g = 14^{\circ}\text{C}$ şebeke suyu giriş sıcaklığı olduğundan:

$\Delta T_1 = T_{\zeta} - T_g = 36^{\circ}\text{C}$ olur.

$\Delta T_2 = 58^{\circ}\text{C}$ soğutucu akışkan için yoğuşturucu bölgesindeki sıcaklık.

Bunlara göre ΔT_m değeri:

$$\Delta T_m = \frac{58 - 36}{\ln\left(\frac{58}{36}\right)} = 46^{\circ}\text{C} \text{ olarak bulunur.}$$

K ısı transfer katsayısı, boru kazanlı yoğuşturucular için ortalama 600-1000 $\text{W/m}^2\text{K}$ değerindedir (UTLU, 1999). $K = 600 \text{ W/m}^2\text{K}$ olarak kabul edilirse yoğuşturucudaki ısı transferi yüzey alanı:

$$A = \frac{Q}{K * \Delta * T_m} = \frac{33,79 * 1000}{600 * 46} = 1,22 \text{ m}^2 \text{ olarak bulunur.}$$

3.8.2. Kollektör Analizi

Güneş enerjisi destekli ısı pompası sisteminde kullanılması gereken toplam kollektör alanı, kollektör yüzeyine gelen anlık ışınlım (I_e), kollektör verimi (η_k) ve kollektörün ısı pompası sisteminde buharlaştırıcı bölgesine iletmesi gereken faydalı ısı yükü (Q_u) değerlerine bağlı olarak verilmektedir. Bu bağıntı:

$$Q_u = \eta_k * A * I_e \text{ (BECKMAN, vd 1997)} \quad (3.100a)$$

olmak üzere kollektör alanı ifadesi:

$$A = \frac{Q_u}{\eta_k * I_e} \text{ m}^2 \text{ olur.} \quad (3.100b)$$

Kollektör hesaplamaları mart ayı değerleri referans alınarak yapılacağından bu aydaki referans değerleri:

$\dot{Q}_l = 28,13 \text{ kW}$ olarak buharlaştırıcı bölümündeki ısı yüküdür.

$\eta_k = \% 70$ kollektör verimi olarak kabul edilmiştir.

I_e değerleri eğimli bir yüzeye gelen anlık ışınlım değerleridir. Bu ışınlım değerleri, düz bir yüzey üzerine gelen aylık ortalama ışınlım değerlerinin meteorolojik verilerinden yola çıkılarak elde edilecektir. Düz bir yüzeye gelen aylık ortalama

günlük tüm güneş ışınımı değerleri, 4 yıl boyunca elde edilen verilerin ortalaması şeklinde tablo 3.10.'daki gibidir.

Tablo 3.10. Yıllara göre aylık ortalama günlük toplam ışınım değerleri

Aylık Ortalama Işınım Değerleri (kJ/m ² -gün)													
	O	Ş	M	N	M	H	T	A	E	E	K	A	TOP.
2000	6.137	9.285	13.636	17.168	20.827	21.655	19.106	16.510	16.048	11.642	8.977	7.344	14.028
2001	6.713	10.352	13.945	14.174	21.135	23.758	22.314	18.354	16.144	11.685	8.801	6.318	14.474
2002	7.166	9.376	12.967	16.535	18.546	22.348	18.271	17.314	15.273	11.831	7.336	4.463	13.452
2003	7.266	10.052	12.310	14.621	19.955	21.048	20.911	17.661	14.719	11.198	8.424	6.376	13.712
2004	6.626	7.765	13.232	15.166	19.670	20.320	19.797	17.885	15.192	10.592	8.428	6.358	13.419
ORT.	6.782	9.366	13.218	15.533	20.027	21.826	20.080	17.545	15.475	11.390	8.393	6.172	13.817

I_e değerlerini bulabilmek için aşağıdaki bağıntılar kullanılmalıdır:

$$\text{Berraklık indeksi 3.20 denkleminde: } K_t = \frac{Q}{Q_o} = a + b * \left(\frac{t}{t_o} \right)$$

Q: Yeryüzündeki yatay düzleme gelen günlük toplam ışınım (kJ/m²gün)

Q_o: Atmosfer dışındaki yüzeye gelen toplam güneş ışınım (kJ/m²gün)

a: 0,103 + 0,000017*z + 0,198*cos(e-d)

Burada z, rakım (100m), e, enlem açısı (36°) ve d, deklinasyon açısıdır

(Denklem 3.1)

b: 0,535 – 0,165*cos(e-d)

t: günlük güneşlenme süresi (saat)

t_o: gün uzunluğu (saat)

Tablo 3.11. Aylık ortalama gün uzunlukları ve güneşlenme süreleri

Aylık ortalama gün uzunlukları (t _o) ve güneşlenme süreleri (t) (saat)												
	O	Ş	M	N	M	H	T	A	E	E	K	A
T	4,4	5,7	6,2	7,3	9,0	10,5	9,5	9,3	8,5	7,5	5,6	4,0
To	9,9	10,2	11,8	12,4	13,9	14,3	14,1	13,30	12,7	11,1	10,5	9,7

Bu verilere göre K_t berraklık indeksi, t ve t_o bilindiğine göre mart ayı referans alınacağından bu aydaki değerler bağıntıda yerine konursa:

$$K_t = 0,27 + 0,397 * \frac{6,2}{11,8} = 0,479 \text{ bulunur.}$$

K_t berraklık indeksine bağlı olarak günlük ışıınım miktarı bağıntısı:

$$K_y = \frac{I_y}{I} = \begin{cases} 1,0 - 0,249 * K_t & K_t \leq 0,35 \\ 1,557 - 1,84 * K_t & 0,35 \leq K_t \leq 0,75 \\ 0,177 & K_t \geq 0,80 \end{cases}$$

$K_t=0,479$ bulunduğuna göre K_y değeri; $0,35 \leq K_t < 0,75$ aralığı için yukarıdaki bağıntıdan hesaplanırsa:

$$K_y = 1,557 - 1,84 * K_t$$

$$K_y = 0,673 \text{ bulunur.}$$

$$K_y = \frac{I_y}{I} \text{ olduğundan yayılı ışıınım } I_y \text{ değerini bulmak için önce anlık ışıınım}$$

değeri I bulunmalıdır. I değerinin bağıntısı 3.20 denklemi ile verilmiştir. Bu denklem:

$$\frac{I}{Q} = R_t = \frac{\pi}{4 * t_0} * \left[\cos\left(\frac{180 * h}{2 * H}\right) + \frac{2}{\sqrt{\pi}} * (1 - \psi) \right], \quad \psi = \exp\left\{-4 * \left[1 - \frac{|h|}{H}\right]^2\right\}$$

$$Q = 13.218 \text{ kJ/m}^2\text{-gün}$$

$$h = 15 * (GS - 12) \text{ olarak saat açısı}$$

$$H = \arccos(-\tan(d) * \tan(e)) \quad t_0 = \text{gün uzunluğu}$$

Bu bağıntılara göre mart ayı referans alınacağından parametre değerleri $t_0=11,8$ saat, $d=2,82$ ve $e=36^\circ$ için $H=89,70$ ve $h=-45$ (saat 09:00' daki değer alınmıştır).

Buna göre R_t değeri:

$$R_t = \frac{I}{Q} = \frac{\pi}{4 * 11,8} * \left[\cos\left(\frac{180 * (-45)}{2 * 89,70}\right) + \frac{2}{\sqrt{\pi}} * (1 - 0,370) \right] = 0,0942 \text{ bulunur.}$$

$R_t = 0,0942$ bulunduğuna göre I anlık ışıınım değeri:

$$I = R_t * Q \text{ ifadesinden}$$

$$I = 0,0942 * 13218 \text{ kJ/m}^2$$

$$I = 1245,2 \text{ kJ/m}^2 \text{ olarak hesap edilir.}$$

I değeri bulunduğuna göre I_y değeri :

$$I_y = K_y * I$$

$$I_y = 0,673 * 1245,2 \text{ kJ/m}^2 = 838 \text{ kJ/m}^2 \text{ bulunur.}$$

Bu değer bulunduktan sonra güneş ışınımı eğim faktörü (R_d) bulunur. Bu değer eğik düzleme bir anda gelen direkt güneş ışınımının yatay düzleme gelen direkt güneş ışınımına oranıdır. Bağntı 3.29' da verilmiştir. Buna göre mart ayı değerleri için bulunursa:

$$R_d = \frac{\cos(e - s) * \cos(d) * \cos(h) + \sin(d) * \sin(e - s)}{\cos(e) * \cos(d) * \cos(h) + \sin(d) * \sin(e)}$$

$e =$ enlem açısı (36°)

$s =$ kollektör eğim açısı (30°)

$h = -45$, saat 09:00' daki saat açısı olmak üzere

$$R_d = \frac{\cos(36 - 30) * \cos(2,82) * \cos(-45) + \sin(2,82) * \sin(36 - 30)}{\cos(36) * \cos(2,82) * \cos(-45) + \sin(2,82) * \sin(36)}$$

$R_d = 1,18$ olur.

Bulunan I_y ve R_d değerleri eğik düzlem için dönüşüm faktörü olan R bağıntısında yerine koyulduğunda eğik düzlem yüzeyine gelen anlık I_e bağıntısı:

$$I_e = R_d * (I - I_y) + \left[\frac{1 + \cos(s)}{2} \right] * I_y \text{ olduğuna göre } s = 30^\circ \text{ eğimli duran}$$

kollektöre gelen anlık ışınım I_e (kJ/m^2) olarak bulunur.

$$I_e = 1,18 * (1245,2 - 838) + \left[\frac{1 + \cos(30)}{2} \right] * 838 \text{ bağıntısıyla hesap edilirse}$$

$$I_e = 1262,4 \text{ kJ/m}^2 = 0,351 \text{ kWh/m}^2$$

Gerekli Kollektör alanı:

Sistem için gerekli olan kollektör alanı ifadesi denklem 3.116b' de verilmişti. Buna göre kollektör alanı için:

$$\dot{Q}_u = 28,13 \text{ kW}$$

$$I_e = 0,351 \text{ kWh/m}^2$$

Mart ayı için kollektör 6,2 saat güneş ışınımı alacağından I_e değeri gün boyunca :

$$I_e = 0,351 * 6,2 = 2,176 \text{ kWh/m}^2 \text{ olacaktır.}$$

Kollektör verimi mart ayında $\eta_k = \% 70$ olarak kabul edilirse gerekli alan:

$$A = \frac{\dot{Q}_u}{\eta_k * I_e} = \frac{28,13}{0,7 * 2,176} = 18,46 \text{ m}^2 \text{ olarak bulunacaktır.}$$

3.8.3. Isı Pompası Sisteminin Ekonomik İncelenmesi

Isı ihtiyacı $Q = 754200 \text{ kJ/gün}$ olan belirli bir miktardaki suyun ısıtılması amacıyla kullanılması düşünülen sistemin ekonomik analizi yapılacaktır.

Isı yükü sistemde $Q = 754200 \text{ kJ/gün} = 22532 \text{ kcal/saat}$ olur.

Sistem günde 8 saat çalışacaktır.

Sistemde kullanılması gereken kompresör gücü $\dot{W}_k = 7,7 \text{ kW}$

Bu durumda güneş enerjisi destekli ısı pompası sisteminin elektrik sarfiyatı mart ayında 6,2 saatlik güneşlenme süresi boyunca:

$$7,7 \text{ kWh} * 6,2 \text{ h} * 30 \text{ gün} = 1432,2 \text{ kWh/ay}$$
 olacaktır.

Elektrik enerjisi birim fiyatı 0,169 YTL/kWh (TEKNİK YAYINCILIK, 2005) olduğu düşünülürse aylık maliyeti;

$$1432,2 \text{ kWh/ay} * 0,169 \text{ YTL/kWh} = 242 \text{ YTL/ay}$$
 olacaktır.

Enerjinin kömürle karşılanacağı düşünülürse aylık ortalama yakıt sarfiyatı olan B_a değeri (MMO, YAYIN NO 84) :

$$B_a = \frac{Q * Z_g * Z_a}{H_u * \eta_k} \text{ kg/ay} \quad (12.1)$$

$$Q = 22532 \text{ kcal/saat}$$

$$Z_g = \text{günlük çalışma süresi (8 saat)}$$

$$Z_a = \text{aylık çalışma süresi (30 gün)}$$

$$H_u = \text{Yakıtın alt ısı değeri 6000 kcal/kg (Kok kömürü)}$$

$$\eta_k = \text{Kazan verimi \%70 alınabilir}$$

Bu durumda aylık yakıt sarfiyatı ve maliyeti :

$$B_y = \frac{22532 * 8 * 30}{6000 * 0,70} = 1,3 \text{ ton/ay}$$
 kömür kullanılması gerekir.

Kömür fiyatı 300 YTL/ton olduğu düşünülürse aylık yakıt masrafı:

$1,3 \text{ ton/ay} * 300 \text{ YTL/ton} = 390 \text{ YTL/ay olur.}$

Sistemde fuel-oil kullanılacağı düşünülürse :

$$Q = 22532 \text{ kcal/saat}$$

$Z_g = \text{günlük çalışma süresi (8 saat)}$

$Z_a = \text{aylık çalışma süresi (30 gün)}$

$H_u = \text{Yakıtın alt ısı değerini (10000 kcal/kg)}$

$\eta_k = \text{Kazan verimi \%80 alınabilir (MMO, YAYIN NO 84)}$

Buna göre fuel-oil miktarı:

$$B_a = \frac{22532 * 8 * 30}{10000 * 0,80} = 676 \text{ kg/ay yakılması gerekir.}$$

Fuel-oil birim fiyatı 0,93 YTL/kg olduğuna göre maliyeti (TEKNİK YAYINCILIK, 2005)

$$676 \text{ kg/ay} * 0,93 \text{ YTL/kg} = 629 \text{ YTL/ay olur.}$$

Doğal gaz ile ısıtma düşünülürse :

$$Q = 22532 \text{ kcal/saat}$$

$Z_g = \text{günlük çalışma süresi (8 saat)}$

$Z_a = \text{aylık çalışma süresi (30 gün)}$

$H_u = 8250 \text{ kcal/m}^3 \text{ doğal gaz alt ısı değeri}$

$\eta_k = \text{Kazan verimi \% 90 olduğuna göre doğal gaz sarfiyatı aylık olarak:}$

$$B_a = \frac{22532 * 8 * 30}{8250 * 0,90} = 728 \text{ m}^3 \text{ /ay olacaktır.}$$

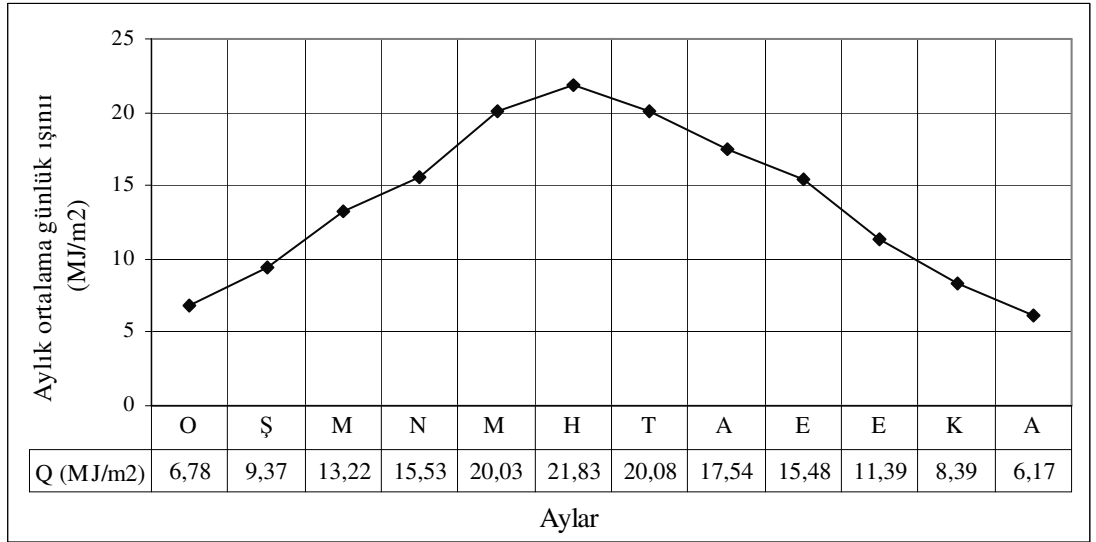
Doğal gaz birim fiyatı 0,31 YTL/m³ olduğundan maliyet:

$$728 \text{ m}^3 \text{ /ay} * 0,31 \text{ YTL/m}^3 = 226 \text{ YTL/ay olarak bulunur.}$$

4. ARAŞTIRMA BULGULARI ve TARTIŞMA

4.1. Kollektör analizi

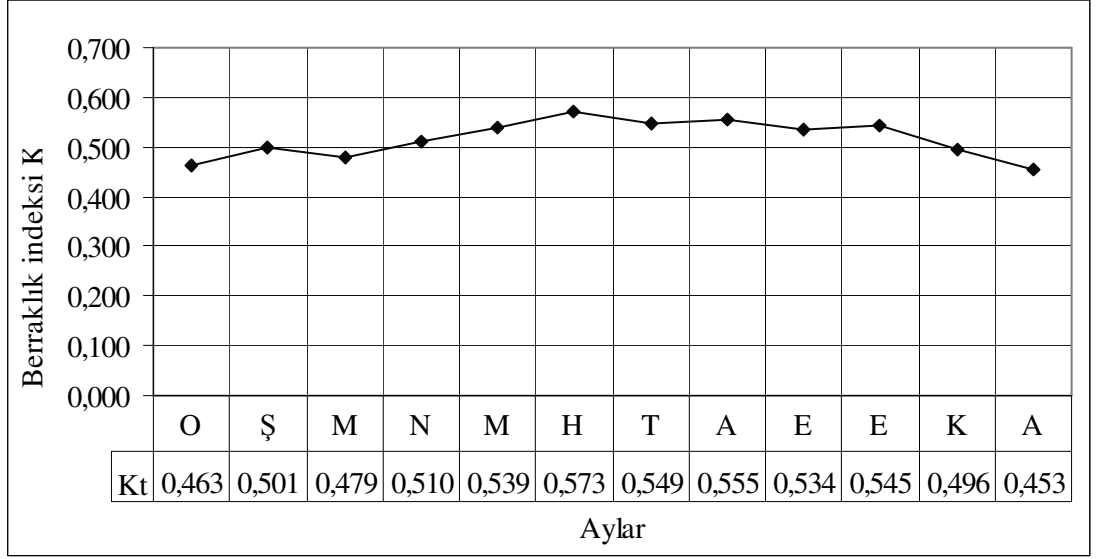
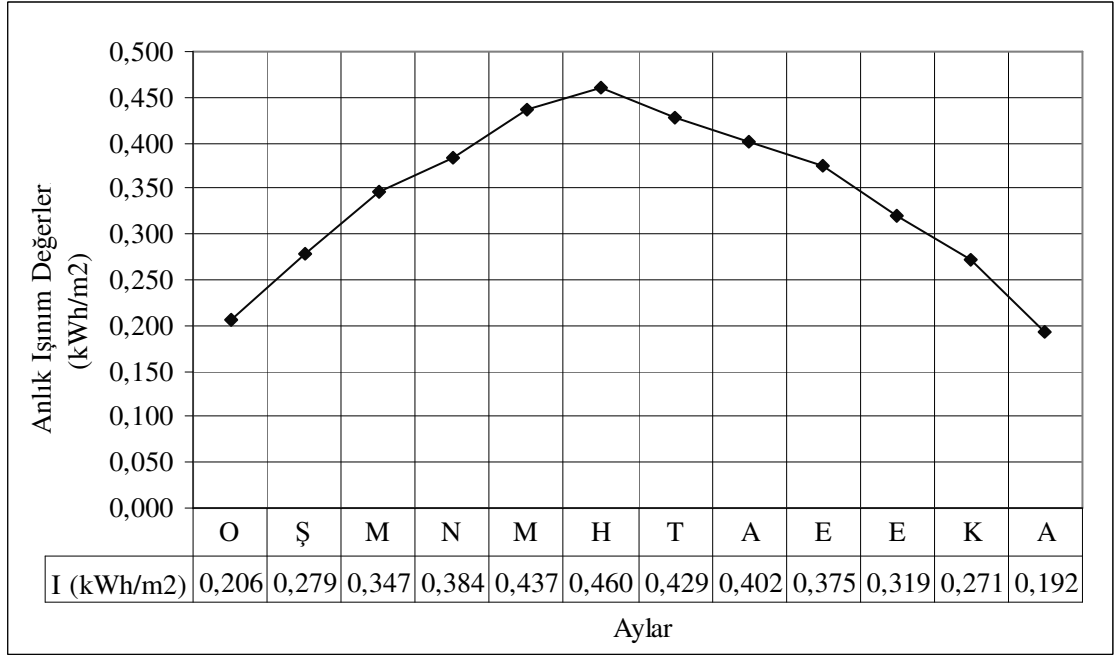
Güneş enerjisi destekli ısı pompasının teorik inceleme çalışması yapılan bu tezde kollektör hesaplamaları ve ısı pompasının termodinamik açıdan incelenmesi ve hesaplamaları yapılmıştır. Kollektör hesaplamalarında kullanılan güneş ışınım değerleri meteorolojik çalışmalar sonucunda yatay düzleme 4 yıl boyunca gelen aylık ortalamalar halinde verilerek aşağıdaki tabloda gösterilmiştir.



Şekil 4.1. Aylık ortalama günlük ışınım değerleri

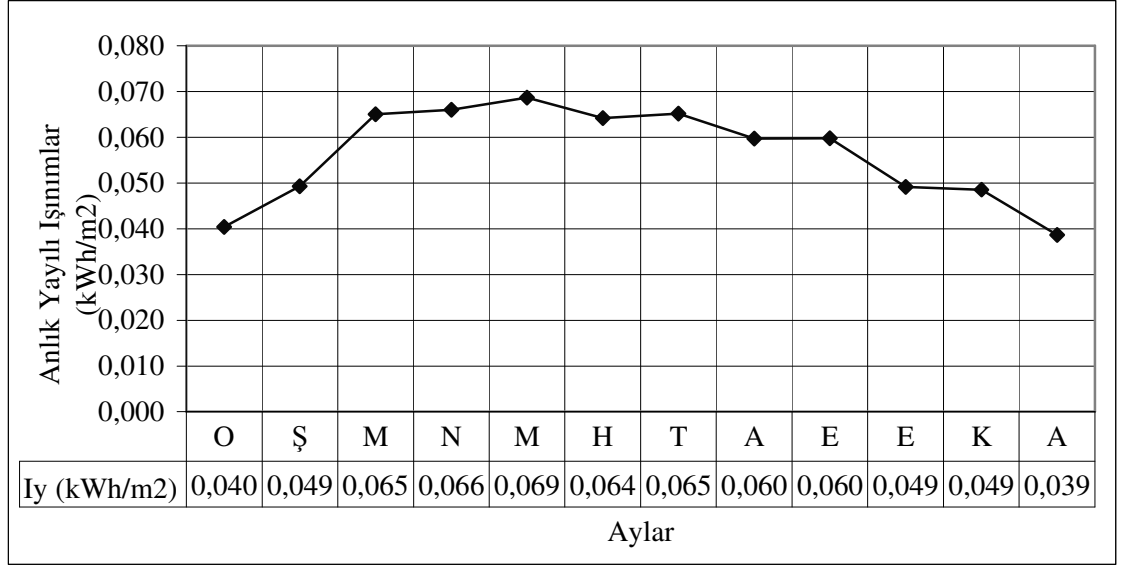
Bu değerler yer yüzündeki yatay düzleme gelen aylık ortalama toplam güneş ışınımlarıdır. Kollektör hesaplamalarında kullanılan önemli bir parametrede berraklık indeksi (K_t) değeridir. Aylık K_t değerleri Şekil 4.2.' de görülmektedir.

Eğimli bir kollektör yüzeyine gelen ışınım değerlerinin bulunabilmesi için öncelikle yatay düzleme gelen anlık ışınım I (MJ/m²) ve anlık yayılı ışınım I_y (MJ/m²) değerleri bilinmelidir. Bu değerler 3. bölümde verilen bağıntılarla hesap edilerek anlık ışınım I için grafikteki değerler bulunmuştur (Şekil 4.3.)

Şekil 4.2. Berraklık indeksi (K_t)

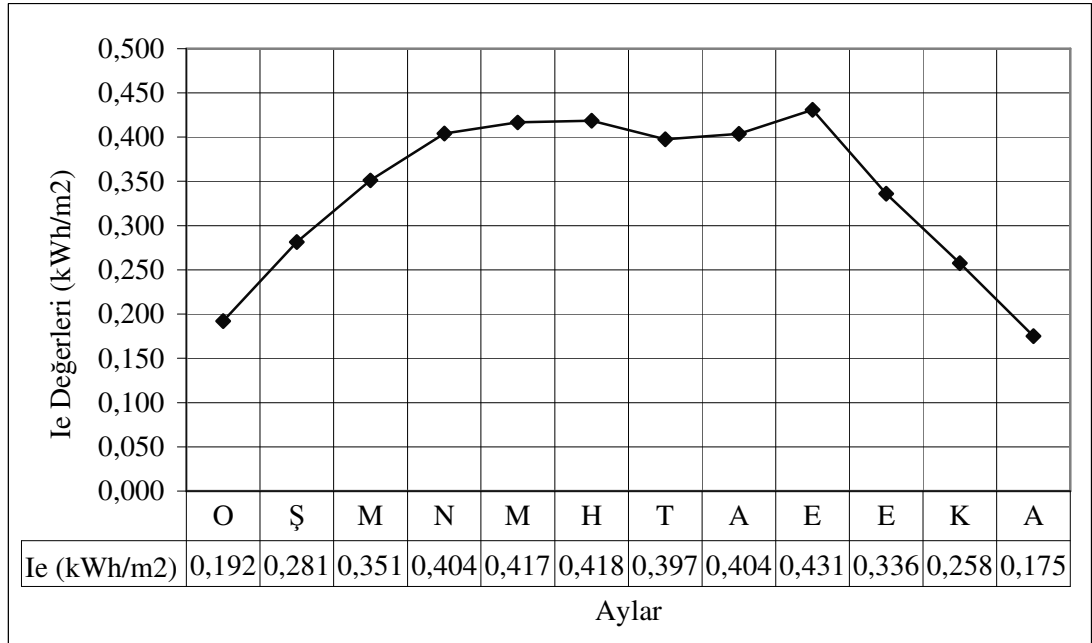
Şekil 4.3. Yatay bir yüzeye gelen anlık ışıınım değerleri (I)

Isı pompası sisteminde kullanılacak olan kollektörler 36° enlem açısında bir yıl boyunca güneş ışıınımından en iyi faydalanacak şekilde 30° eğimli olarak yerleştirildiği düşünölmüştür. Bu durumda eğimli yüzeye gelen anlık ışıınım I_e (kWh/m²) değerleri şekil 4.5.' teki grafikte göröldüğü gibi olacaktır.



Şekil 4.4. Anlık yayılı ışınım değerleri (I_y)

Kollektör hesaplamalarında anlık ışınım değerleri I ve anlık yayılı ışınım değerleri I_y bulunduktan sonra denklem 3.33' ten eğimli yüzeye gelen anlık ışınım değerleri bulunur. Buna göre 30° eğime sahip kollektör yüzeyine gelen anlık ışınım değerleri (I_e) bulunmuştur.



Şekil 4.5. Eğimli yüzeye gelen anlık ışınım değerleri (I_e)

Güneş ışınımı ile ilgili bölüm 3' te verilen bağıntılardan elde edilen ve yukarıdaki grafiklerde gösterilen anlık ışınım (I), anlık yayılı ışınım (I_y) değerleri bulunarak 30° eğimli duran kollektör yüzeyine gelen anlık ışınım (I_e) değerleri

bulunmuştur. Her ay için bulunmuş olan bu değerlerden mart ayı referans alınarak sistem için gerekli olan kollektör alanı denklem 3.116b' de yerine koyularak 18 m² olarak tespit edilmiştir.

4.2. Isı pompası analizi

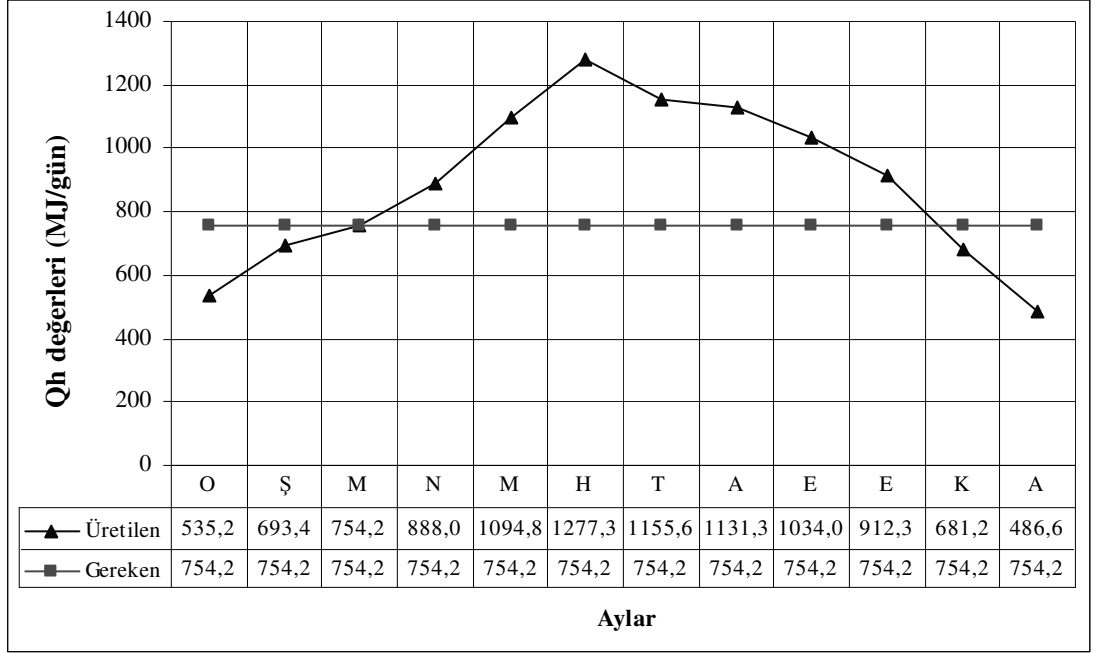
Sistemde ısı pompası bölümünde ise yoğuşturucudan çekilecek olan ısı yükü değeri bir işletmenin günlük 5000 lt ve 50°C deki sıcak su ihtiyacı için $Q_h = 754200$ kJ/gün olarak bulunmuştur. Bu değer mart ayının ortalama güneşlenme süresi 6,2 saat olduğu göz önünde bulundurularak anlık olarak 33,68 kW olarak hesaplanmıştır. Termodinamik bağıntılardan sistem için soğutucu akışkan olan R134a için debi değeri $\dot{m} = 0,230$ kg/s olarak bulunmuş ve sistemden çekilmesi gereken ısı yükü $\dot{Q}_h = 33,79$ kW olarak tespit edilmiştir.

Bulunan bu değer anlık değer olduğundan yoğuşturucu kısmından çekilmesi gereken günlük toplam ısı yükü ise yine güneşlenme süresine bağlı olarak mart ayı ortalaması olan 6,2 saatlik süre boyunca değeri $Q_h = 754200$ kJ/gün olarak bulunmuştur. Bu değer depodaki 5000 lt' lik suyun ısı yükü ihtiyacı yani gereken ısı yüküdür. Ancak bu değer diğer aylarda değişken olacaktır. Nedeni ise güneşlenme süresinin ve güneşlenme şiddetinin aylara göre farklılık göstermesidir. Bu nedenle kış aylarında sistemden depoya aktarılacak ısı yükü ve kollektörlerden çekilecek ısı yükü arasında ortaya çıkacak farklar sistem tarafından karşılanamayacaktır. Bu farklar sisteme ek bir ısıtıcı ilave edilmesi ile kapatılabilecektir. Aşağıdaki grafikte yoğuşturucuda üretilen ısı yükleri ve gerekli olan ısı yüklerinin karşılaştırması yapılmıştır.

Şekil 4.6. de görüldüğü gibi ocak, şubat, kasım ve aralık aylarında yoğuşturucuda elde edilecek ısı yükleri yetersiz kalacaktır. Bu nedenle bu aylardaki ısı yükünü tamamlayabilmek için ek bir ısıtıcı ünitesine gerek duyulacaktır.

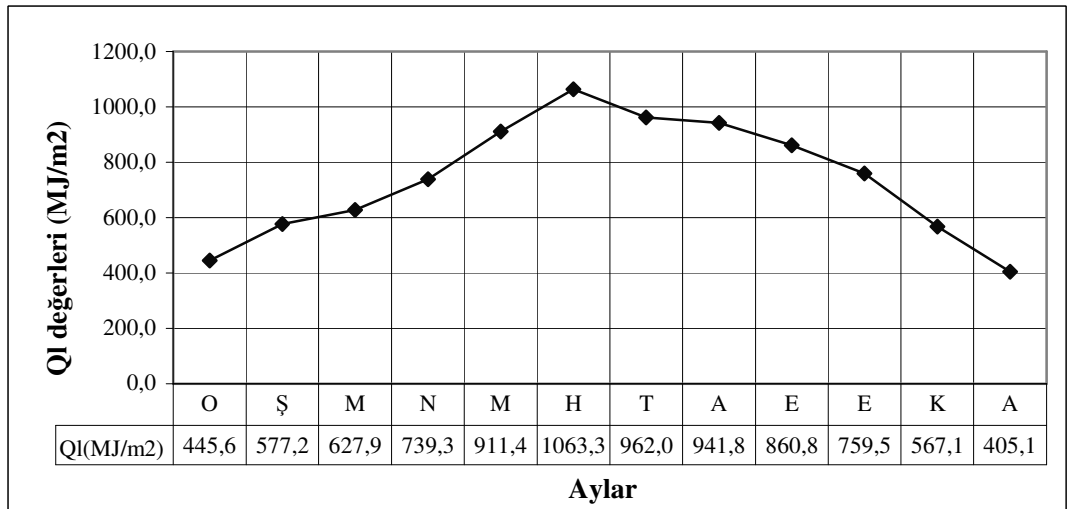
Tablo 4.1. Kış aylarındaki ısı yükleri farkı

Aylar	Ocak	Şubat	Kasım	Aralık
Farklar	219,0 MJ/m ²	60,8 MJ/m ²	73,0 MJ/m ²	267,6 MJ/m ²



Şekil 4.6. Yoğuşturucuda üretilen ve gerek duyulan ısı yükleri

Sistemde kullanılması gereken ek ısıtıcı ünitesi belirlenirken ısı ihtiyacının en fazla olduğu aralık ayı değeri olan $267,6 \text{ MJ/m}^2$ lik ısı yükü ihtiyacını karşılayacak şekilde değerlendirme yapılması gerekmektedir. Isı pompası sisteminde buharlaştırıcı bölgesinde kollektörden çekilecek olan ısı yükü denklem (3.110)' dan mart ayı için anlık olarak $\dot{Q}_l = 28,13 \text{ kW}$ olarak hesaplanmıştır. Günlük toplam ısı yükü olarak buharlaştırıcıda 6,2 saat boyunca Q_l değeri $627,86 \text{ MJ}$ olacaktır. Bu yükün diğer aylardaki dağılımı aylık ortalama güneşlenme süresine (Tablo 3.11) bağlı olarak şekildeki gibi olacaktır.



Şekil 4.7. Buharlaştırıcıdaki günlük toplam ısı yükleri

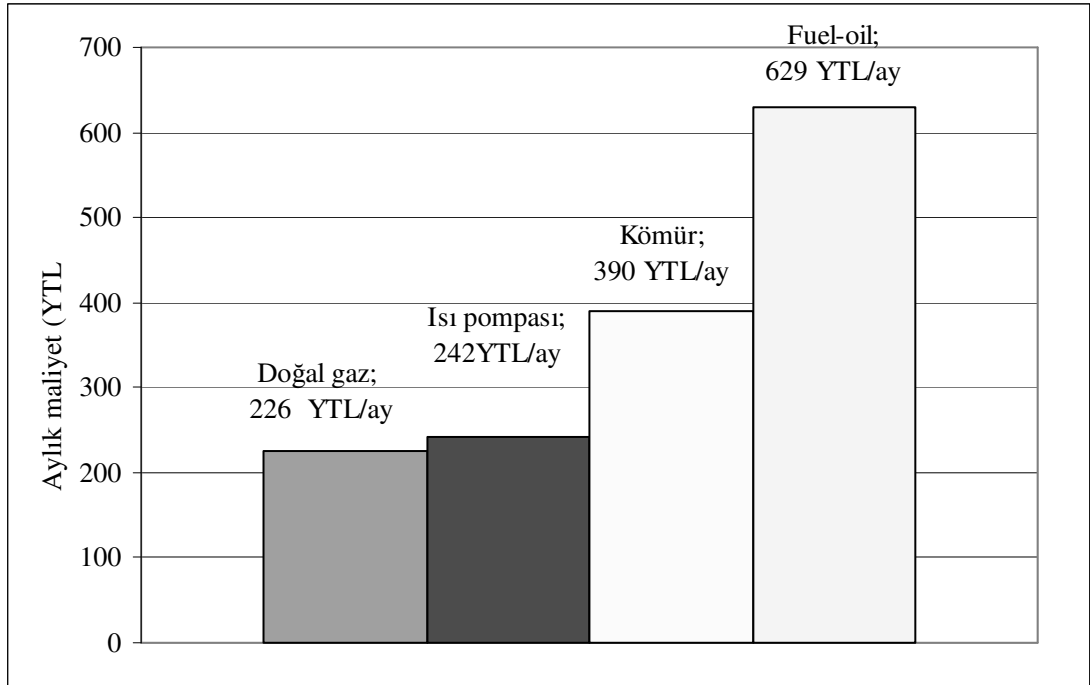
Termodinamik hesaplamalar sonucunda sistemde buharlaştırıcı için ısı transfer yüzey alanı 3,1 m², yoğuşturucunun ısı transfer yüzey alanı 1,22 m² ve kompresör tahrik gücü 7,7 kW olarak tespit edilmiştir.

Ekonomik Analiz

Sistem için ekonomik inceleme farklı enerji kaynakları kullanılması durumunda aylık yakıt sarfiyatı ve maliyeti şeklinde yapılmıştır. Buna göre ısı yükünün elde edilebilmesi için elektrik, kömür, doğal gaz ve fuel-oil kullanıldığı düşünülmektedir. Kullanılan enerjilerin ısı kapasiteleri ve birim fiyatları tablo 4.2’ de verilmiştir.

Tablo 4.2. Enerji kaynaklarının ısı değerleri ve birim fiyatları

	Elektrik	Doğal gaz	Fuel-oil	Kök kömürü
Alt ısı değeri	-	8.250 kcal/m ³	10.000 kcal/kg	6.000 kcal/kg
Birim Fiyatı	0,169 YTL/kWh	0,31 YTL/m ³	0,93 YTL/kg	0,30 YTL/kg



Şekil 4.8. Enerji kaynaklarına göre aylık maliyet karşılaştırması

Isı pompasının diğer enerji kaynakları ile maliyet karşılaştırılması yapılmış ve sonuçlar değer olarak şekil 4.10' da verilmiştir. Sistemin fuel-oil, elektrik ve kömüre oranla maliyetinin daha az olduğu görülmektedir. Isı pompası sistemleri ilk kuruluşlarında yüksek maliyet gerektirmektedirler ancak sistemler kısa sürede kendini amorti ederek uzun dönem kullanımı durumunda oldukça düşük maliyetli gözükmektedirler. Ayrıca ısı yükünün çok fazla olmadığı güneş ışınım şiddeti yüksek olan ılıman bölgelerde bu sistemler yüksek verimde çalışmaktadırlar.

Bu çalışmada yapılan hesaplamalarda da sistemin etkinliği (COP) 4,39 gibi yüksek değerde çıkmıştır. Bu da bize sistemin veriminin yüksek olacağını göstermektedir.

5. SONUÇ VE ÖNERİLER

Isı pompası sistemleri günümüzde geniş kullanım alanları bulunan teknolojiler olarak karşımıza çıkmaktadır. Fikir olarak oldukça eski olan bu sistemler son zamanlarda teknolojik gelişmeler ve mevcut enerji kaynaklarının sınırlı hale gelmesi nedeniyle alternatif enerji kaynakları içerisinde önemli bir konuma sahip olduğunu göstermiştir. Fosil kökenli enerjilerin sınırlı hale gelmesi bu tür alternatif enerji kaynaklı sistemler üzerinde çalışmalarını yoğunlaştırmıştır.

Isı pompaları sıcaklıkları düşük olan hava, su ve toprak gibi alternatif kaynaklardan enerji üretebilmektedir. Bu çalışmada güneş enerjisi destekli bir ısı pompasının çalışma prensibi ve sistemin elemanları teorik olarak incelenmiştir.

Bu sistem bir işletmenin günlük sıcak su ihtiyacını karşılaması için gerekli olan teorik hesaplar yapılmış, sistemde kullanılan soğutucu akışkan R134a'nın entalpi, entropi gibi termodinamik özellikleri incelenmiştir. Sistemin karşılaması gereken ısı yüküne göre ihtiyaç duyulan güneş enerjisi kollektör yüzey alanı 18,46 m², buharlaştırıcıdaki ısı yükü 28,13 kW, ısı transfer alanı 3,22 m², yoğuşturucudaki ısı yükü 33,79, ısı transfer alanı 1,22 m² ve kompresörün elektrik tahrik gücü 7,7 kW olarak bulunmuştur.

Sistemde kollektör alanı hesabı yapılırken eğimli yüzeye gelen anlık ışınım (I_e) değeri, kollektöre belirli bir açıda geldiği sabah ve akşam saatlerinde daha az seviyede olacağından kollektörden faydalanma alanının çok daha fazla olmasını gerektirmektedir. Bu nedenle bu değer ortalama olarak saat 09:00' daki anlık değerler göz önünde bulundurularak hesaplamalar yapılmıştır.

Isı pompası sisteminin elde etmesi gereken ısı yükleri diğer kömür, elektrik, sıvı yakıt gibi enerji kaynakları ile karşılaştırılarak maliyetinin düşük olduğu görülmüştür. Isı pompası sisteminin yapılan hesaplamalar sonucunda güneşlenme süresi yüksek olan Hatay ili için 8 aylık bir süre boyunca verimli bir şekilde çalışacağı ocak, şubat, kasım ve aralık aylarında ise sistemin ek bir ısıtıcıya ihtiyaç duyacağı belirlenmiştir. Sonuç olarak sistemin etkinlik katsayısı olan COP_{IP} değerinin 4,39 olduğu sonucuna varılmıştır. Bu değer ısı pompası sisteminin yüksek verimle çalışacağını göstermektedir.

KAYNAKLAR

- ANONİM, 2004. <http://www.tubitak.gov.tr/btpd/btspd/platform/enerji/bolum6>
- ANONİM, 2004. <http://www.eie.gov.tr/turkce/gunes/guneskollektor.html>
- ANONİM, 2005. <http://www.soğutmaci.com/karmen/Kopya%20SO4.html>
- ANONYMOUS, 2004. http://www.eere.energy.gov/solar/sh_basics.html
- BADESCU, V. August 2002. Model of a solar-assisted heat-pump system for space heating integrating a thermal energy storage unit. **Energy and Buildings**. Vol. 34 Issue 7. pp.715-726
- BECKMANN, W.A. vd. 1997. **Solar Heating Design**. s.13-30
- ÇENGEL, Y.A, ve BOLES, M.A., 1996. **Mühendislik Yaklaşımıyla Termodinamik**.Türkçe birinci basım. McGraw-Hill – Literatür ortak yayını, İstanbul.
- ERSOYDAN, A.Y., 1983. **Soğutma Makineleri Ve Tesisleri**. İzmir
- HAWLADER, M.N.A., CHOU S.K., and ULLAH M.Z. July 2001. The Performance of a Solar Assisted Heat Pump Water Heating System. **Applied Thermal Engineering**. Vol 21 Issue 10 pp 1049-1065
- HUANG B.J. and CHYNG J.P. January 1999. Integral Type Solar Assisted Heat Pump Water Heater. **Renewable Energy**. Vol 16. Issues 1-4. pp 731-734
- KAYGUSUZ, K. 1992. Karadeniz’ deki Konutların Güneş Destekli Isı Pompaları Yardımıyla Isıtılabilirliğinin İncelenmesi. Doktora tezi, **Karadeniz Teknik Üniversitesi, Trabzon**.
- KUANG, Y. H. 27.May.2003 Experiemental Study on Solar Assisted Heat Pump system For Heat Supply, **Energy Conversation and Management**. Vol.44, 1089-1098
- MMO, YAYIN NO 84., Kalorifer Tesisatı Proje Hazırlama Teknik Esasları, 11. Baskı. Yayın no 84.
- UTLU, Z., 1999. **İzmir Koşullarında Güneş Enerjisi Destekli Isı Pompası Tasarımı**. Yüksek lisans tezi. Ege Üniversitesi. Bornova-İzmir.
- ÜLKÜ, S., 1987. Adsorption Heat Pumps, **J. Heat Recovery Systems**. 277-284s.
- YAMANKARADENİZ R. and HORUZ I. August 1998. The Theoretical and Experimental Investigation of the Charachteristic of Solar-assisted Heat Pump for Clear Days. **International Communications in Heat and Mass Transfer**. Vol 25. Issue 6. pp 885-898
- TEKNİK YAYINCILIK, 2005. **Energy&Cogeneration World Dergisi**, Teknik Yayıncılık Tanıtım A.Ş. Mart 2005.
- TEZCAN M., 2002. **Düzlemsel Güneş Kollektörleri ve Verim Hesaplamaları**. Yüksek Lisans Tezi. İstanbul Teknik Üniversitesi. Ocak 2002.

ÖZGEÇMİŞ

1978 yılı K.Maraş' ın Göksun ilçesinde doğdum. İlk orta ve lise öğrenimini K.Maraş ilinde tamamladım. 1997 yılında girdiğim Mustafa Kemal Üniversitesi Mühendislik Mimarlık Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümünden 2002 yılında mezun oldum. Yine aynı yıl Mustafa Kemal Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalında yüksek lisans eğitimine başladım. K.Maraş, Onur Bakalit ve Metal San. Tic. Ltd. Şirketinde Makine Mühendisi olarak görev yapmaktayım.