

T.C.

ANADOLU ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ  
MAKİNA ANABİLİM DALI

GÜNEŞ ENERJİSİ İLE SOĞUTMA SİSTEMLERİ  
(Denizli İlinde Uygulama)

Yüksek Lisans Tezi

Bilgi Akkaya

Tezi Yöneten; Prof. Dr. Battal Kuşhan

Eskişehir - 1985

# I Ç İ N D E K İ L E R

Sayfa No.

ÖZET

SUMMARY

## BÖLÜM I

	Güneş Enerjisiyle Farklı Koşullarda	
	Soğu Üretimi .....	3
1.1.	Giriş .....	3
1.2.	Absorbsiyonlu Soğutma Sistemi .....	4
1.3.	Adsorbsiyonlu Soğutma Sistemi .....	11
1.4.	Rankin Makinası-Buhar Kompresyon Sistemi.....	14

## BÖLÜM II

	Güneş Enerjisiyle Çalışan Absorbsiyonlu	
	Soğutma Sistemleri: .....	22
2.1.	Aralıklı ve Sürekli Absorbsiyon Sistemleri.....	22
2.2.	Absorbsiyonlu Soğutma Sistemlerinde Kullanılan	
	Akışkan Çiftleri.....	24

## BÖLÜM III

	Absorbsiyonlu Soğutucunun Modellenmesi.....	35
3.1.	Kütle Denge Denklemleri .....	36
3.2.	Enerji Denge Denklemleri.....	37
3.3.	Soğutma Yükünün Bulunması.....	39

## BÖLÜM IV

	Güneş Radyasyonu .....	42
4.1.	Yatay Düzleme Gelen Anlık T'üm, Direkt ve	
	Yayıllı Güneş Işınımı.....	43

	<u>Sayfa No</u>
4.1.1. Anlık Tüm Güneş Işınımı .....	43
4.1.2. Anlık Direkt ve Yayılı Güneş Işınımı.....	45
4.2. Eğik Düzleme Gelen Anlık Tüm, Direkt ve Yayılı Güneş Işınımı.....	45
4.2.1. Anlık Direkt Güneş Işınımı.....	45
4.2.2. Anlık Tüm Güneş Işınımı.....	46

#### BÖLÜM V

Düz Güneş Toplayıcıları.....	47
5.1. Düz Toplayıcıların Isıl Analizi,.....	50
5.1.1. Toplayıcı Isı Kayıp Katsayısı.....	50
5.1.2. Toplayıcı Isı Geçiş Faktörleri.....	52
5.1.3. Enerji Depolanması.....	54

#### BÖLÜM VI

Ekonomik Analiz Metodları .....	56
6.1. Standart Mevcut Değerler Analizi .....	56
6.2. Enflasyonun Etkisi.....	57
6.3. Diğer Metodlar.....	58
6.4. Sistem Optimizasyonu.....	58

#### BÖLÜM VII

Denizli İli İle İlgili Uygulamalar.....	60
7.1. Isı Kazanç Hesapları .....	60
7.2. Absorbsiyonlu Soğutucunun Tasarımı.....	66
7.3. Güneş Enerjisi Şiddetinin ve Kollektörde Toplanan Faydalı Enerjinin Bulunması.....	73
7.4. Ekonomik Analiz ve Optimum Kollektör Alanının Bulunması.....	78
7.5. Sonuçlar.....	82
Yararlanılan Kaynaklar.....	83

## T E Ő E K K Ő R

Bu çalışmamı yönlendiren ve teşvik eden, hocam ,  
Prof.Dr.Battal Kuşhan'a teşekkür ederim.

Ayrıca, çalışmalarımın yürütülmesinde ve döküman temi-  
ninde olumlu katkıları olan Doç. Kemal Taner'e de teşekkürü  
borç bilirim.

Bilgi AKKAYA

Eskişehir,1985

## Ö Z E T

Bu çalışmada, güneş enerjisiyle çalışan soğutma sistemlerinin genel tanıtımı yapılmış, bu sistemlerden absorpsiyonlu soğutma sistemi ele alınarak, çalışma prensibi ve kullanılan soğutkan çiftleri, verim, debi ve pompa işi yönünden incelenmiştir.

Uygulama alanı olarak, Denizli İlinde bir bina seçilmiş, hazırlanan bilgisayar programları yardımıyla, yaz ayları için, aylık ısı kazançları, güneş radyasyonu ve kollektörde toplanan faydalı enerji hesaplanmıştır. Bulunan değerlere göre, gerekli enerjinin ne kadarının güneş enerjisinden karşılanabileceği ve aylık kollektör verimleri saptanmıştır.

Aylık maksimum ısı kazancına göre, absorpsiyonlu soğutma sistemi seçilmiş, çalışma elemanları için, sıcaklıklar, debiler ve sistemin verim katsayısı hesaplanmıştır.

Yapılan ekonomik analiz sonucunda, bina için optimum kollektör alanı saptanmıştır.

## S U M M A R Y

In this study, solar cooling systems have generally been described, among these systems absorption cooling system, have been examined in operating principle and working fluid combinations have been examined in performance, flow rate and pump work.

As an application place, a building in Denizli has been chosen and for the summer period with the aid of computer programmes. Monthly heat gain, solar radiation and the useful energy collected in the collector have been calculated. According to the value obtained in this calculation how much of the energy required is supplied from solar energy and monthly collector performance are determined.

According to the monthly maximum heat gain the absorption cooling system has been chosen and for operating parts of the system the temperature the flow rate and the coefficient of performance has been calculated.

With the summary of the economic analysis optimum collector area for the building has been determined.

## I. BÖLÜM

### GÜNEŞ ENERJİSİYLE FARKLI KOŞULLARDA SOĞU ÜRETİMİ

#### 1.1. GİRİŞ

Yaşam standartlarının sürekli yükselmesi ve insanların daha rahat yaşama arzuları, enerji gereksinimini her geçen gün arttırmaktadır. Bu enerji gereksiniminin önemli bir kısmı, tükenmeyen, temiz, bedava, zararlı artığı ve taşıma sorunu olmayan güneş enerjisi ile karşılanabilir. Yakın zamana kadar kullanılan fosil yakıtların kıt olması ve buna paralel olarak fiyattaki sürekli artış, güneş enerjisinin, tüketilen enerji kaynakları ile ilgili bir alternatif olarak gittikçe önem kazanmasına neden olmaktadır. Ülkemizde de, coğrafi konumumuz nedeniyle yeterli güneş enerjisi potansiyeline sahip bulunmamız, bu teknolojinin, tanınmasına ve gelişmesine neden olmuştur.

Yakın zamana kadar yapılan araştırmalar, çoğunlukla güneş enerjisinin, binaların ısıtılması için kullanılması konusunda toplanmış, binaların soğutulması konusuna yeterince önem verilmemiştir. Bu konuda yapılan çalışmalar 1980 den bu yana giderek artmıştır.

Güneş enerjisi ile soğu üretimi konusuna mantıksal açıdan yaklaşmak, üretilen soğunun, hangi amaçla kullanılacağını gözönünde bulundurmak gerekir. Gelişmiş ülkelerde uygulama, konfor soğutması (iklimlendirme) için yapılırken, az gelişmiş ülkelerde gıda muhafazası için yapılabilir. Çünkü, bu konuda, teknik sorunlar çözülebilmekte, fakat ekonomik sorunlara henüz

çözüm aranmaktadır. Örneğin, A.B.D.'de, binaları ve evleri soğutmak için yılda 70 milyon varil fuel oil'e eşdeğer enerji, güneş enerjisinden sağlanmaktadır. (Güçeri)

Soğutma amacıyla güneş enerjisinden üç yolla yararlanılabilir. Bunlar;

- a) Absorbsiyonlu soğutma sistemleri,
- b) Adsorbsiyonlu soğutma sistemleri,
- c) Rankin makinası - buhar kompresyonlu soğutma sistemleri.

Bu sistemlerin yanısıra, çatıya buharlaştırıcı su havuzları koyarak, güneş enerjisinin etkimesini önlemek gibi yeni fikirler araştırılmıştır. Ayrıca, güneş enerjisini, elektrik içindeki fotoelektroliğe dönüştürerek, bu gücün, eski yollarla soğutma sistemlerinde kullanılması denenmiştir. Güneş pillerinin, ömürlerinin uzun olması, bakım masraflarının az olması ve küçük birimler halinde kullanılması avantajlı yönleridir. Fakat, bu sistemlerin teknolojisi karışıktır ve çok pahalıya malolmaktadır.

## 1.2. ABSORBSİYONLU SOĞUTMA SİSTEMİ

Bu sistemin çalışma prensibi, bir soğutucu akışkanın, bir sorbent sıvısı içinde absorblanması biçimindedir. Bu prensibe göre çalışan sistemler, aynen soğuk buhar çevrimini gerçekleştirirler. Ancak, bunlarda, buharın yüksek basınca getirilmesi, absorber ve ayırıcıdan oluşan bir termik kompresör ile sağlanır.



suyuyla çekilir. Absorberde, soğutkan bakımından zenginleşen eriyik, bir pompa ile ısı değiştirgecine oradan da jeneratöre gelir. Absorbsiyonlu soğutma çevriminin ana avantajlarından biri, bu pompalama çalışmasında belli olur. Pompaya uygulanan işin büyüklüğü, işyapan akışkanın özgül hacmine bağlıdır. Bu sistemde akışkan, tamamen sıvı durumunda pompalanır, yani, özgül hacim küçüktür ve daha az güce gerek duyulur.

Isı değiştirgecinde, zengin ve fakir eriyikler arasındaki ısı alışverişi, sistemin ısıl verimini arttırır. Daha sonra, jeneratörde, zengin eriyik, yüksek sıcaklıkta ısıtılarak, içindeki soğutkanın bir kısmı, buharlaşarak eriyikten ayrılır. Bu buhar, her zaman saf değildir. İçinde bir miktar eriten madde bulunabilir. Bu nedenle, gerekirse, bir arıtma kulesi kullanılır. Fakirleşen eriyik de tekrar absorbere gönderilir.

Soğutkan buharı, kondenserde yoğunlaştırılır ve genişleme vanasından geçirilerek, basınç ve sıcaklığı düşürülür. Sıvı-buhar karışımındaki soğutkan, evaporatörde ısı toplayarak yoğunlaşır ve soğutma etkisi sağlanır.

Absorbsiyonlu soğutma çevriminin verimi, Şekil 1 gözönünde bulundurularak şöyle yazılabilir;

$$\eta_{\text{ç}} = \frac{\text{Evaporatörde elde edilen soğutma etkisi}}{\text{Jeneratöre giren ısı}}$$

Evaporatörde çıkarılan ısı;

$$Q_E = (h_5' - h_6') \dots\dots\dots (1.2.1)$$

Jeneratöre giren ısı;

$$h_3' + (R-1) h_8' - R h_2' = 0 \dots\dots\dots (1.2.2)$$

-h- değerleri, akışkanın entalpi değerleridir.

-R- sirkülasyon faktörüdür ve;

$$R = \frac{X_3' - X_8'}{X_2' - X_8'} \text{ olarak ifade edilir.}$$

Burada -X- eriyikteki soğutkan konsantrasyonudur.

$$X = \frac{m_{\text{soğutkan}}}{m_{\text{eriten}} + m_{\text{soğutkan}}} \dots\dots\dots (1.2.3)$$

-X<sub>2</sub>'- Absorberi terkeden zengin eriyikteki soğutkan konsantrasyonu.

- X<sub>8</sub>' - Jeneratörden absorbere dönen fakir eriyikteki soğutkan konsantrasyonudur.

Kondensere giden soğutkanın içinde eriten madde bulunmadığı, yani soğutkanın saf olduğu kabul edilmiştir.

Dolayısıyla X<sub>3</sub>' = 1 olur. Sirkülasyon faktörü de;

$$R = \frac{1 - X_8'}{X_2' - X_8'} \text{ durumuna gelir.}$$

Çevrimin Verimi;

$$\eta_{\text{ç}} = \frac{Q_E}{Q_J}$$

$$\eta_{\zeta} = \frac{(x_2' - x_8') (h_5' - h_6')}{h_8' (1 - x_2') + h_3' (x_2' - x_8') - h_2' (1 - x_8')} \quad (1.2.4)$$

Sistemin genel verimi ise;

$$\eta_s = \frac{\text{Evaporatörde elde edilen soğutma etkisi}}{\text{Kollektöre gelen güneş enerjisi}} = \frac{Q_E}{Q_G} \quad (1.2.5)$$

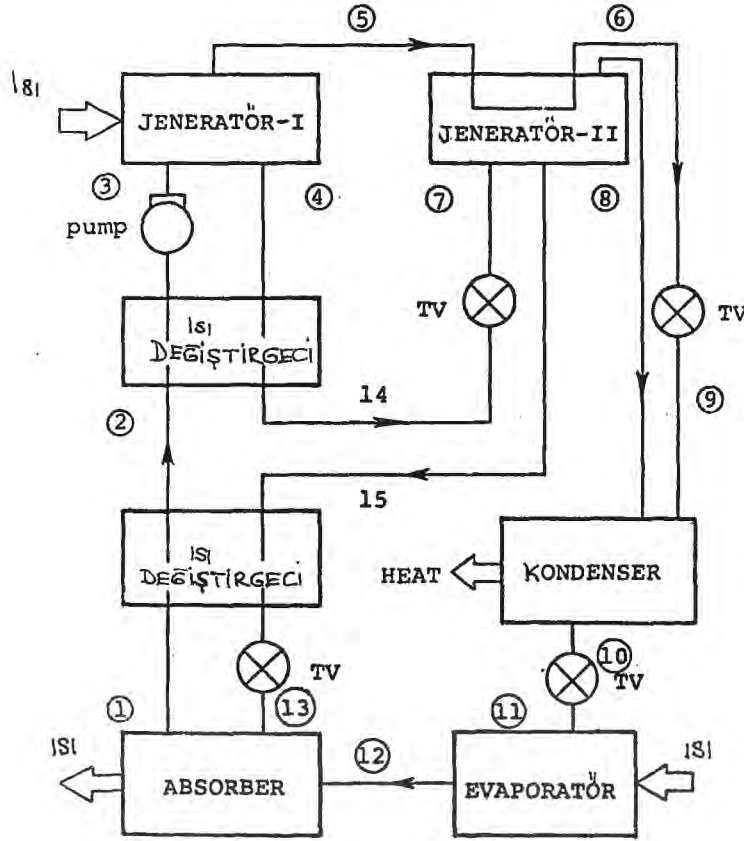
Kollektör Verimi;

$$\eta_k = \frac{\text{Jeneratöre giren ısı}}{\text{Kollektöre gelen güneş enerjisi}} = \frac{Q_J}{Q_G} \quad (1.2.6)$$

Bu denklemlerden sistemin verimi;

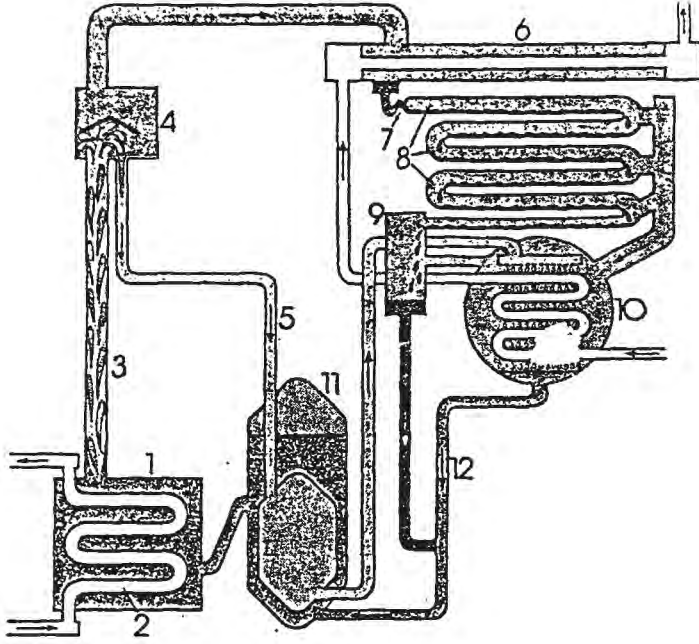
$$\eta_s = \eta_{\zeta} \cdot \eta_k \dots \dots \dots \quad (1.2.7)$$

Sistemin verimini iyileştirmek için, değişik bir düşünce olarak, Şekil 2 de şeması görülen, iki kademeli absorpsiyon çevrimi düşünülmüştür. Fakat, iki jeneratör ve iki ısı değiştirgeci kullanılan bu sistemin tekniği biraz karmaşık olup, anlaşılması güçtür.



Şekil 2- İki kademeli, absorpsiyonlu soğutma sistemi:

Ayrıca, yerçekiminden yararlanılarak, basınç farkı ile çalışan absorpsiyonlu soğutma sistemi araştırılmıştır. Bu sistemin, orijinal sistemden tek farkı, pompa kullanımamasıdır ve pompayı çalıştıracak yardımcı güç bulunmadığı zaman, pratik hale gelir. Sistem, Şekil 3 de görülmektedir.



- |                     |                      |
|---------------------|----------------------|
| 1- Jeneratör        | 7- Tıkaç Bobini      |
| 2- Isıtma Bobinleri | 8- Soğutma Bobinleri |
| 3- Tüp              | 9- Depo              |
| 4- Ayrırıcı         | 10- Absorber         |
| 5- Tüp              | 11- Isı Değiştirgeci |
| 6- Kondenser        | 12- Dönüş Tüpü.      |

Şekil 3- Yerçekiminden yararlanarak çalışan absorpsiyonlu soğutma çevrimi.

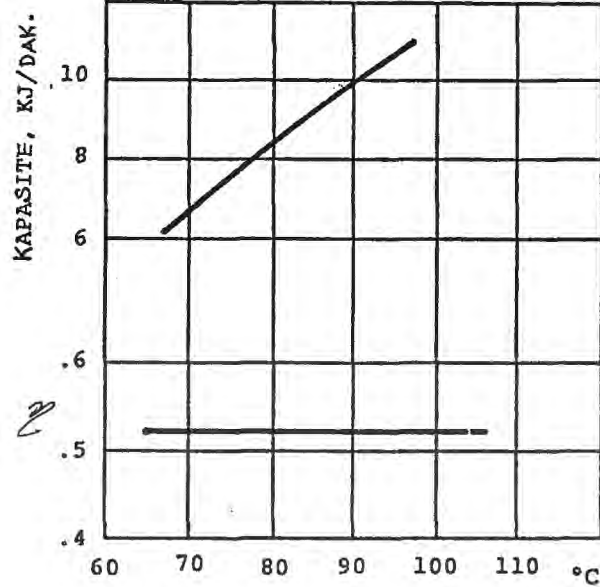
Güneş enerjisiyle çalışan absorpsiyonlu soğutma sisteminin ana avantajları şöyle sıralanabilir;

a) Sistem, ticari uygulamalar için, kolaylıkla imâl edilebilir ve güneş enerjisine uygulanmasında, sistemin yapısında önemli değişikliklere gerek duyulmaz.

b) Sistemin teknik yapısı basittir.

c) Küçük kapasiteli sistemlerde, ekonomik açıdan çok uygundur.

Absorbsiyon çevriminin ilginç özelliklerinden biri, güneş enerjisinin depolandığı akışkan sıcaklığındaki artışın, çevrimin verimini etkilememesi, fakat soğutma kapasitesini arttırmasıdır. Bu durum Şekil 4 de görülmektedir.



Isıtıcı su sıcaklığı

Şekil 4- Isıtıcı su sıcaklığının, sistemin verimi ve kapasitesi üzerindeki etkisi.

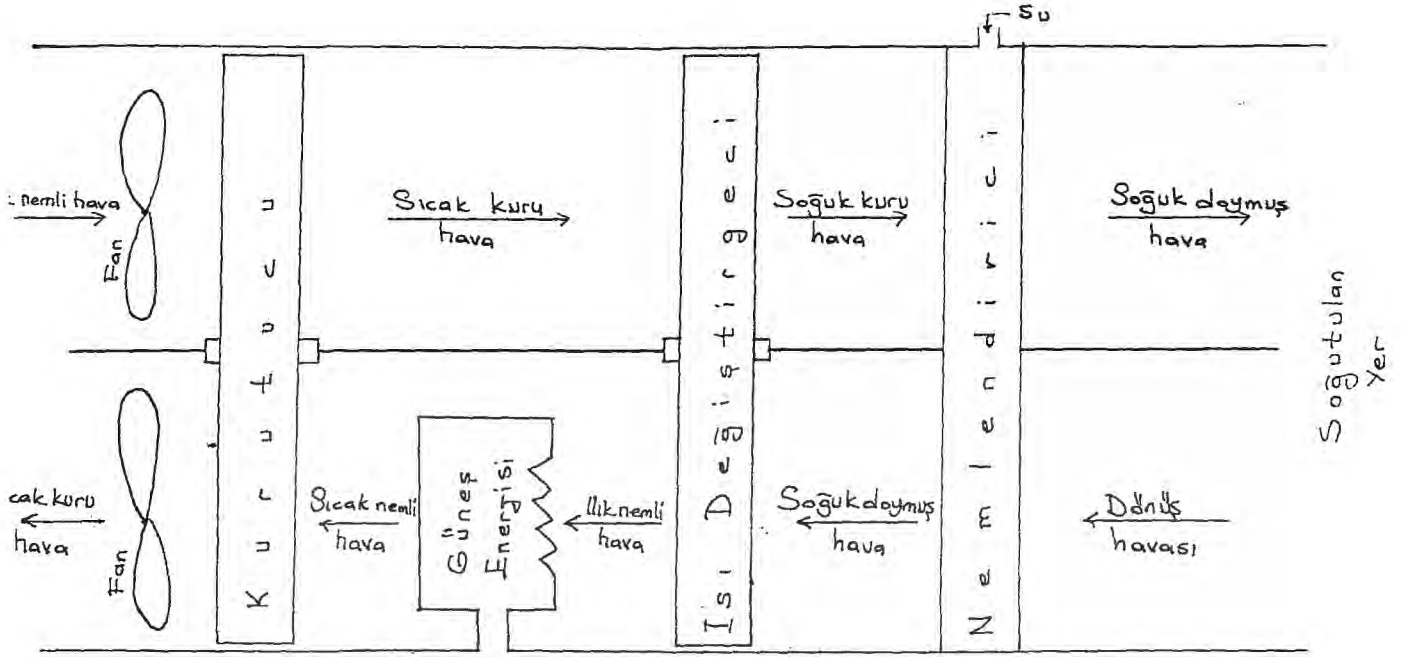
Absorbsiyonlu soğutma sistemlerinin, açma/kapama tip çalışması için, geçici periyotları oldukça uzundur. Bu yüzden, sürekli çalışması sonucu optimum kullanımı elde edilebilir.

3 tondan 100 tona kadar olan soğutma yüklerinde absorbsiyonlu sistem, en uygun sistemdir.

### 1.3. ABSORBSİYONLU SOĞUTMA SİSTEMLERİ

Bu sistemlerin çalışma prensibi şöyledir;

Sistemde dolaşan havaya bir miktar su püskürtülür ve soğutulan yerden, ısı absorblayarak, bu suyun buharlaşmasıyla kuru termometre sıcaklığı düşürülür. Nemlendirme ve soğutma toplam etkiyi oluşturur. Bu soğutma sistemi, şematik olarak Şekil 5 de görülmektedir.



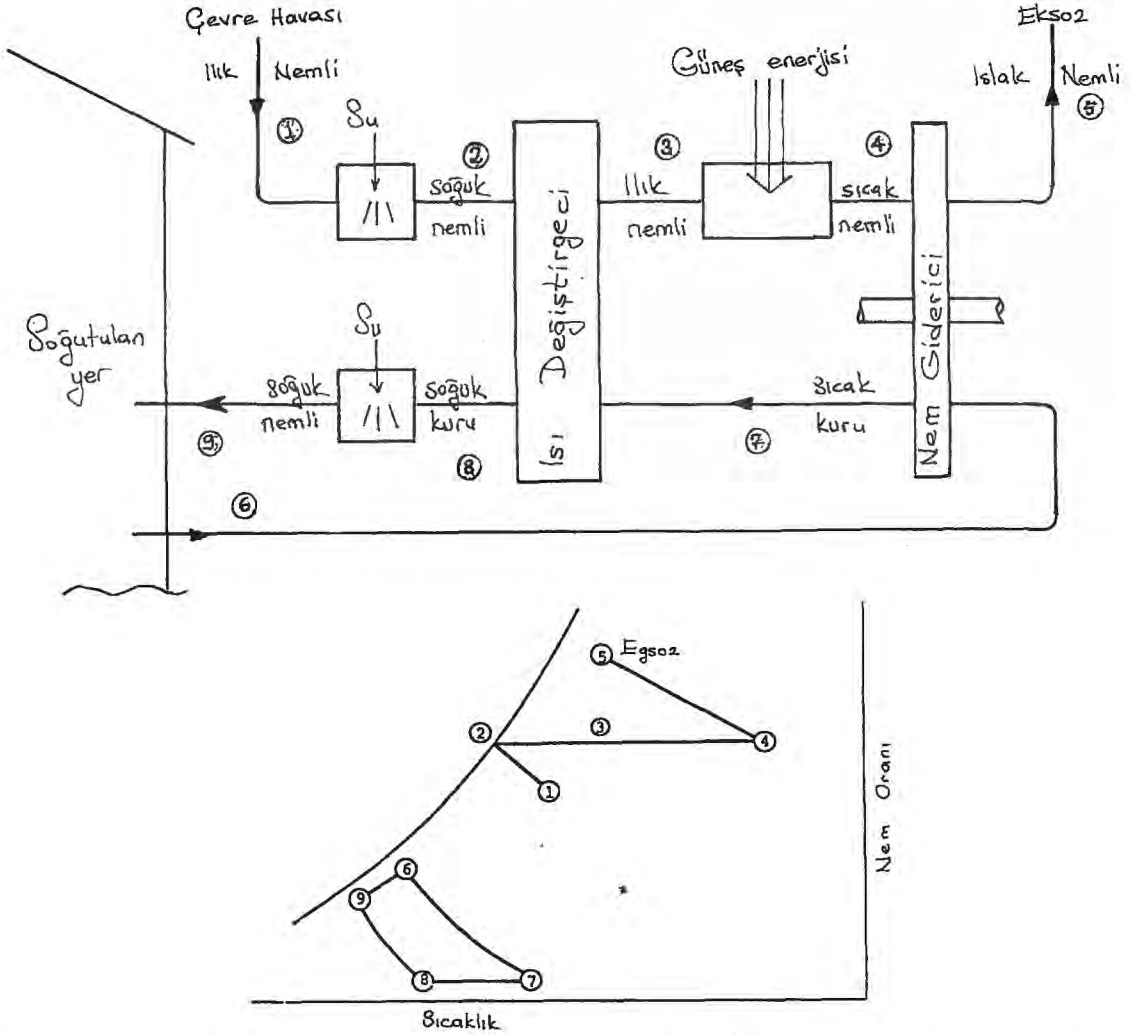
Şekil 5- Adsorbsiyonlu Soğutma Sistemi.

Bu sistemde, hava, önce bir kurutucudan geçirilir. İçerdiği su buharı, kurutma materyalinde absorblanır. Kurutma materyali olarak, genellikle jelatin halinde silis kullanılır. Bu işlem sırasında, hava sıcaklığı artar ve nem oranı, konfor seviyesinin %60-75 altına düşer. Sonra sıcak ve kuru duruma gelen hava, bir ısı değiştirgecinden geçirilerek soğutulur. Soğuk ve kuru hava, bir nemlendiricide nemlendirilerek, soğutulacak yere gönderilir. Hava, buradan ısı toplar ve içerdiği suyun buharlaşmasıyla, soğutma etkisi sağlanır. Bu sırada,

havanın nem oranı düşer.

Dönüşte hava, nemlendirilir ve ısı değiştirgecinden, giriş tarafından çıkan havadan ısı toplar. Sonra, güneş kollektörü ile daha çok ısıtılır. Daha sonra kurutucudan geçirilerek, içerdiği nem absorblanır ve çevrim tamamlanır.

Soğutma etkisini iyileştirmek için, bazı sistemlerde, fazladan, çevre havasına açık bir akış sağlanır. Böyle bir sistem, psikrometrik şemasıyla birlikte Şekil 6 da gösterilmiştir.



Şekil 6- Bir adsorbsiyonlu soğutma sistemi ve psikrometrik şeması

Adsorbsiyonlu soğutma sistemleri, şu yönden adsorbsiyonlu soğutma sistemlerine benzer; bu sistemlerin verimi de ısıtıcı akışkan sıcaklığının artmasıyla değişmez, fakat soğutma kapasitesi artar.

Adsorbsiyonlu soğutma sistemlerinin, ana avantajları şöyle sıralanabilir;

a) Sistemlerin dizaynı ve çalışması basittir, maliyeti düşüktür.

b) Sistemler, hava sızıntılarına karşı çok hassas değildir, bakımı kolaydır.

c) Küçük kapasiteli üniteleri yapılabilir.

Bu sistemlerin ana sakıncası, düşük sıcaklığın, bağıl nem miktarına bağımlılığıdır. Bu durum, konfor özelliklerinden ikisinin, birbirinden bağımsız olmasını olanaksızlaştırır.

#### 1.4. RANKİN MAKİNASI - BUHAR KOMPRESYONLU SOĞUTMA SİSTEMİ

Bu sistem, soğutma ünitelerinde esas olarak iki kısımdan oluşur;

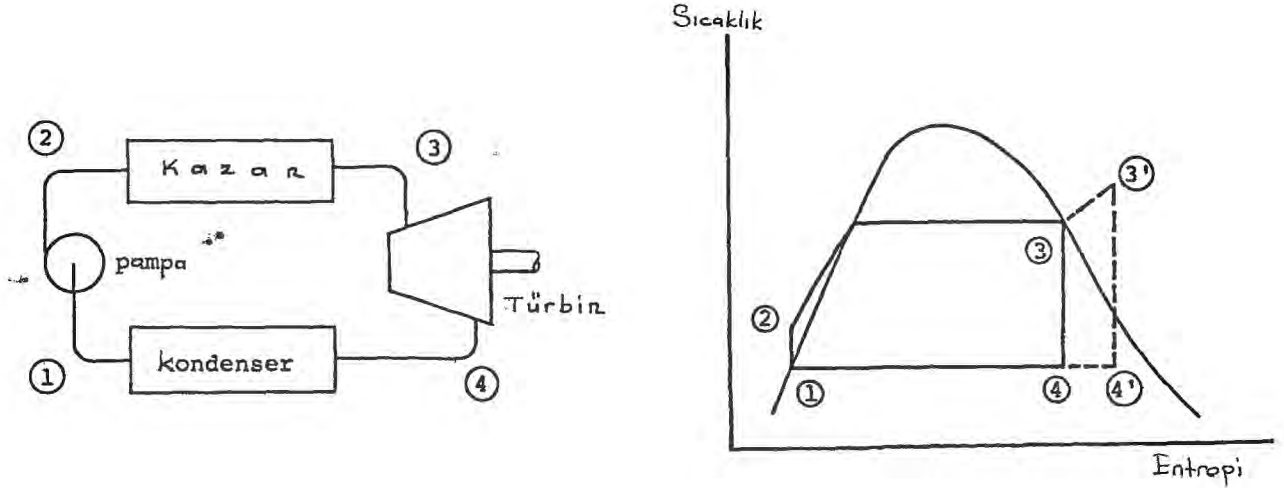
a) Birinci kısımda kollektörler ve Rankin Makinasından oluşan ısı makinası yer alır. Rankin makinası, kollektörler ile soğutma plakası arasına yerleştirilmiştir ve sistemin çalışması için gerekli şaft gücünü üretmektedir.

b) İkinci kısım ise ısı makinasından güç alarak çalışan, buhar kompresyon sistemidir.

Kısımların çalışması şöyledir;

Birinci kısımda, işyapan akışkan, ısıtılarak, sıvı fazdan, yüksek basınçta buhar fazına geçirilir. Sonra, bu yüksek basınçtaki buhar, bir türbinde genişlererek iş üretir. Daha sonra kondensasyon durumunda, akışkan, ısı verir ve buhar-sıvı durumundan tamamen sıvı fazına dönüşür. Çevrim, akışkanı, kazana gönderen bir pompa ile tamamlanır.

Rankin makinasının şeması ve çevrimin sıcaklık-entropi diyagramı Şekil 7 de gösterilmiştir.



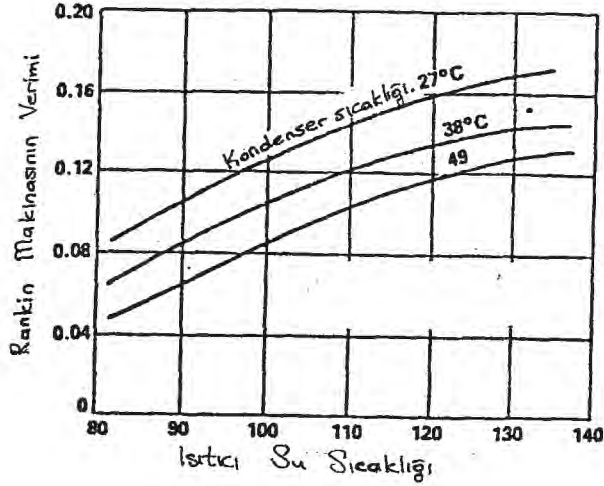
Şekil 7- Rankin makinasının kısımları ve T-S diyagramında gösterilişi.

Bu çevrimde, yapılan işin miktarı, T-S diyagramında, çevrimin sınırladığı alandır. Çevrimin gücünün artması için, bu alanın olabildiğince büyük olması gerekir.

Rankin Makinasının Verimi;

$$\eta = \frac{W_{net}}{Q_{verilen}} = \frac{(h_3-h_4) - (h_2-h_1)}{h_3-h_2} \dots \dots \dots (1.4.1)$$

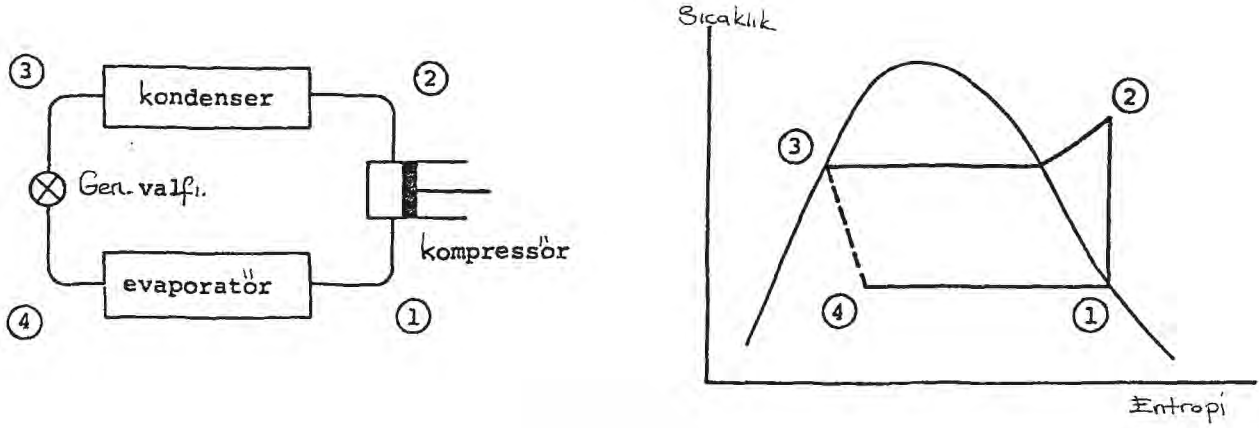
Kondenser sıcaklığının, Rankin makinasının verimine etkisi, Şekil 8 de görülmektedir.



Şekil 8- Isıtıcı su sıcaklığı ve kondenser sıcaklığına bağlı olarak Rankin makinasının verimi.

İkinci kısımda, kompresörde, soğutucu akışkan sıkıştırılır, dolayısıyla basınç ve sıcaklığı artar. Sonra kondenserdan geçirilen akışkan, sıvı fazına yoğunlaşır. Daha sonra, kısılma valfinden geçirilir. Daha düşük basınç ve sıcaklıktaki buhar-sıvı karışımı haline gelen akışkan, evaporatöre girer. Burada, düşük sıcaklıktaki ısı deposundan ısı toplar ve böylece soğutma etkisi sağlanır.

Buhar sıkıştırırmalı soğutma makinasının şeması ve çevrimin sıcaklık-entropi diyagramını Şekil 9 da gösterilmiştir.



Şekil 9- Buhar kompresyonlu soğutma sisteminin kısımları ve T-S diyagramında gösterilişi.

Çevrime verilen, yani kompresörden geçen güç;

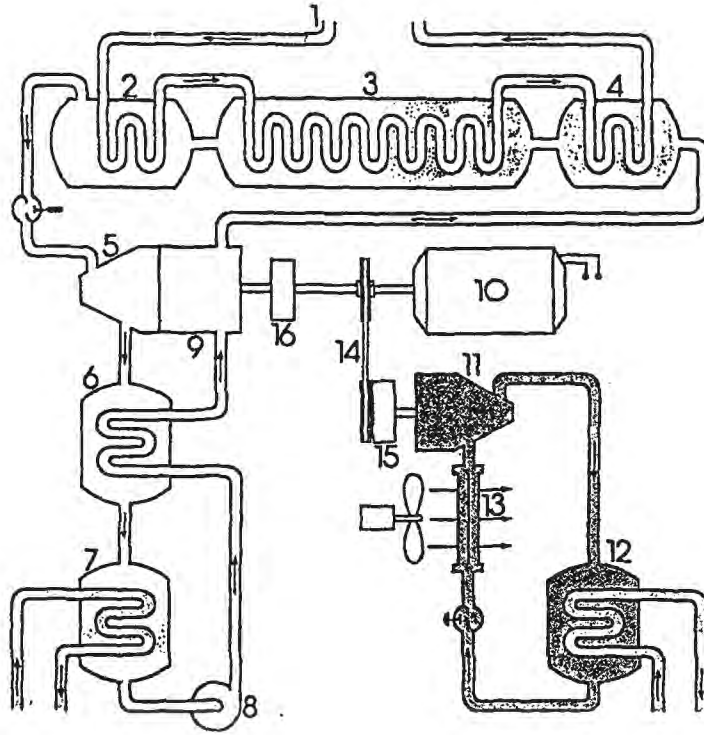
$$W_{\text{komp}} = -m \int_1^2 v dP \dots\dots\dots (1.4.2)$$

Burada  $-v$ , sıkıştırılan akışkanın özgül hacmidir.

Buhar kompresyonlu soğutma çevriminin verimi;

$$\eta = \frac{Q_{\text{çekilen}}}{W_{\text{komp}}} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \dots\dots\dots (1.4.3)$$

Güneş enerjisi ile soğutma ünitesi olarak, bu iki kısmın birlikte çalışması Şekil 10 da gösterilmiştir.



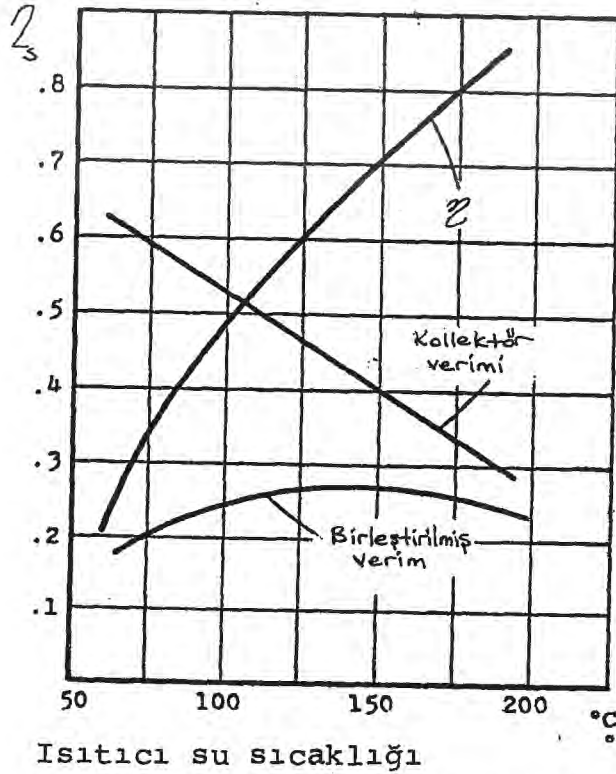
- |                     |                     |
|---------------------|---------------------|
| 1- Güneş kollektörü | 9- Vites kutusu     |
| 2- Buhar ayırıcısı  | 10- Motor+jeneratör |
| 3- Buhar kazanı     | 11- Kompresör       |
| 4- Ön ısıtıcı       | 12- Kondensér       |
| 5- Türbin           | 13- Evaporatör      |
| 6- Isı değiştirgeci | 14- Kayıp           |
| 7- Kondenser        | 15- Kavrama         |
| 8- Besleme pompası  | 16- Kavrama         |

Şekil 10- Güneş enerjisiyle çalışan Rankin Makinası - Buhar kompresyon sistemi.

Rankin makinasının türbiniyle, soğutma makinasının kompresörü arasına, kavrama ve kayıktan oluşan direk bir bağlantı konması uygundur. Böylece, sistemde soğutma yapılmadığı zamanlar, Rankin makinası, soğutma makinasından ve elektrik gücünden ayrılabilir. Aynı zamanda, soğutma yükü çok fazlaysa veya güneş enerjisi yeterli değilse, elektrik motoru devreye sokulabilir.

Rankin çevriminin verimini arttırmak için kuşkusuz büyük sıcaklık farkları elde etmek gerekir. Ayrıca, kondenserdeki soğutma suyunun uygun sıcaklıkta olması, işyapan akışkanın, çevrimin çalışma parametrelerine uygun olarak seçilmesi de çevrimin verimini etkiler. Verimi arttırmanın bir yolu da, kazandan gelen kızgın buhar için yardımcı ısıtıcı kullanmaktır. Akışkanın  $500^{\circ}\text{C} - 600^{\circ}\text{C}$  civarında kızdırılması, orijinal çevrimin verimini %100 arttırabilir. Bu durumun proses çizgisi, Şekil 7 de 1-2-3'-4' ile belirlenen alandır.

Bu sistemin bir özelliği olarak, ısıtıcı su sıcaklığı artarken kollektör verimi düşer, fakat ısı makinasının verimi artar. Rankin çevrimi ve kollektör özelliğine göre, Şekil 11 de görüldüğü gibi bu durumu dengeleyecek bir optimum çalışma noktası bulunabilir.



Şekil 11- Isıtıcı su sıcaklığına bağlı olarak Rankin makinası-buhar kompresyonlu soğutma çevriminin toplam verimi

Güneş enerjisiyle çalışan Rankin makinası-buhar kompresyonlu soğutma çevriminin ana avantajları şöyle sıralanabilir;

a) Çalıştırma için geçici periyotlar, yaklaşık bir dakika olacak kadar kısadır. Bu bakımdan üniteler, açma/kapama tipi çalışma için uygundur.

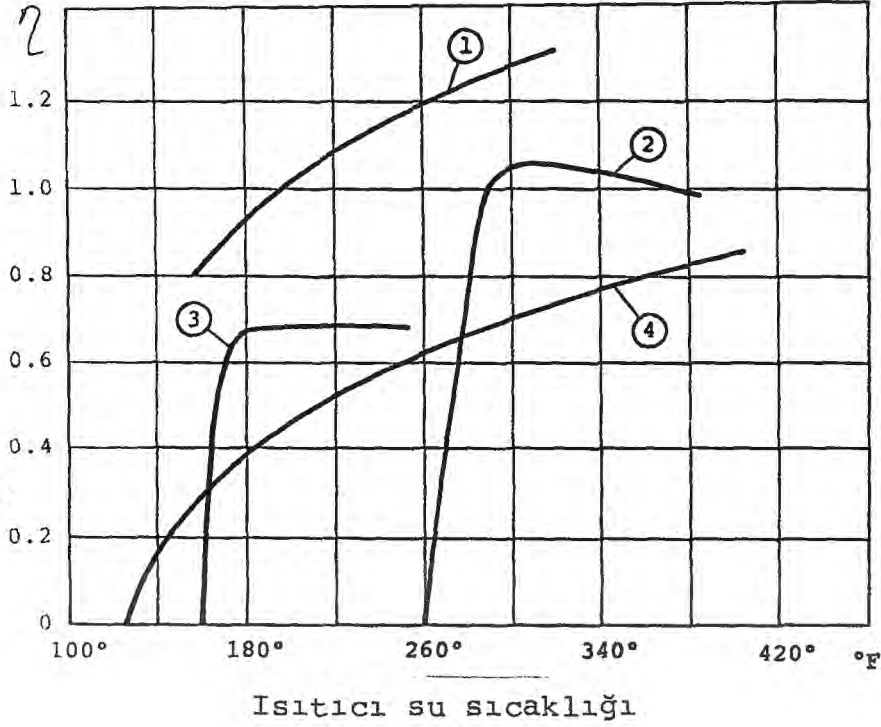
b) Soğutmaya ihtiyaç duyulmadığı zaman, makina, kısmen elektrik sağlamak için kullanılabilir.

c) Sistem, çalışır durumda muhafaza edilebilir.

d) Büyük kapasiteli uygulamalar için ekonomiktir.

Bu avantajlarının yanısıra, bu soğutma sisteminin ana sakıncası, tekniğinin karışık ve zor anlaşılır olması ve büyük sermaye gerektirmesidir. Ancak gelecekte, büyük uygulamalar için kullanılacağı ümit edilebilir.

Şekil 12 de, Rankin makinası-buhar kompresyon sistemleriyle, absorpsiyon sistemleri, verimleri açısından karşılaştırılmıştır.



- 1- Yakıt kızdırmalı Rankin Makinası-buhar kompresyon sistemi (iş yapan akışkan su)
- 2- İki kademeli absorpsiyon sistemi
- 3- Tek kademeli absorpsiyon sistemi
- 4- Rankin makinası-buhar kompresyon sistemi.

Şekil 12- Rankin makinası-buhar kompresyon sistemleriyle absorpsiyon sistemlerinin verimlerinin karşılaştırılması.

## II. BÖLÜM

### GÜNEŞ ENERJİSİYLE ÇALIŞAN ABSORBSİYONLU SOĞUTMA SİSTEMLERİ

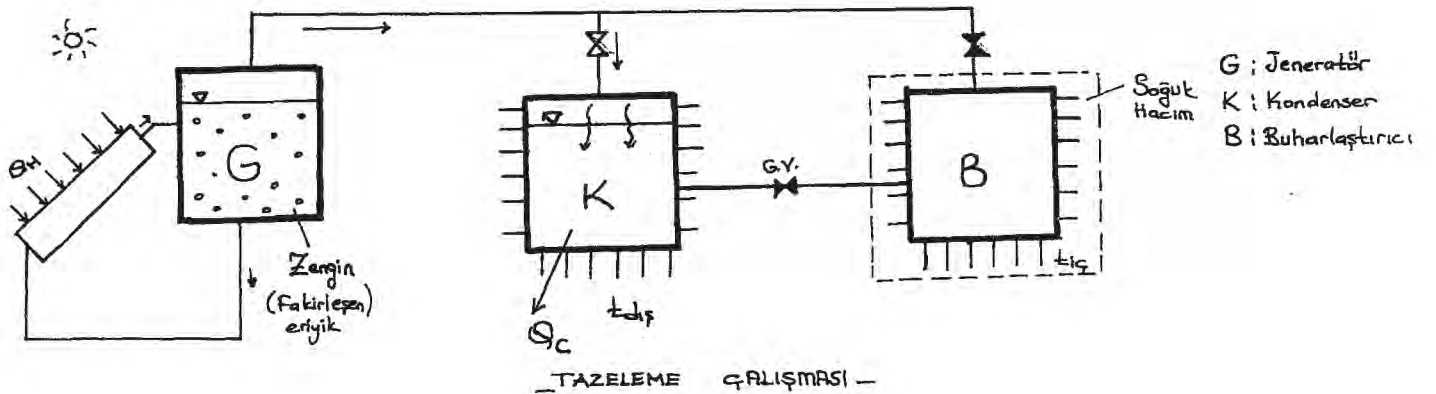
#### 2.1. ARALIKLI ve SÜREKLİ ABSORBSİYON SİSTEMLERİ;

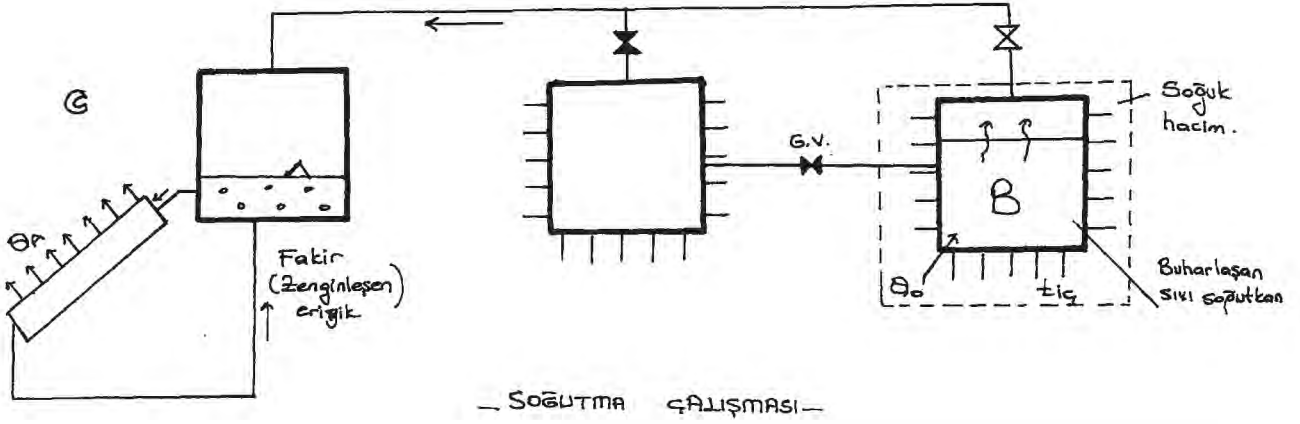
Araştırmacılar, önceleri, zorunlu olarak aralıklı absorbsiyon çevrimini kullanmışlardır. Bu çevrim, tazeleme ve soğutma olarak iki ana çalışmayı içerir.

Tazeleme prosesinde, soğutucu-absorbent eriyiği, güneş kolektörleri ile ısıtılarak, soğutkan buharlaştırılır. Soğutkan buharı, jeneratörden kondensere geçerken yoğunlaşır ve depolanır.

Soğutma prosesinde ise, sıvı soğutkan evaporatörde buharlaşır ve soğutma etkisini sağlar. Soğutkan buharı, absorberde, absorbent tarafından tekrar emilir.

Bu iki çalışma peşpeşe oluşur, soğutma etkisi de aralıklı olarak sağlanır. Şekil 13. de aralıklı absorbsiyon çevrimi şematik olarak görülmektedir.

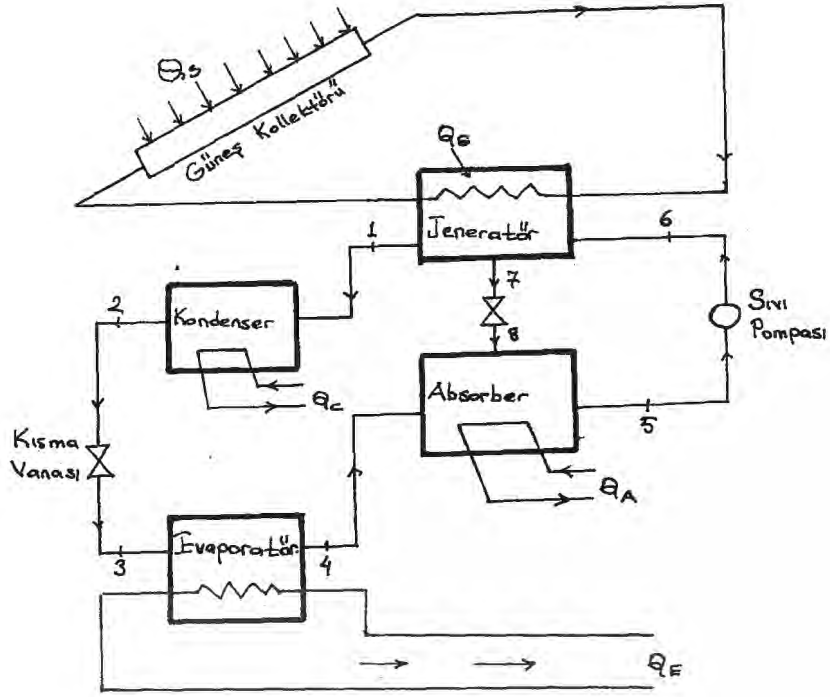




Şekil 13 - Aralıklı çalışan absorpsiyonlu soğutma çevrimi

Aralıklı absorpsiyon çevrimi, aralıklı olarak soğutma etkisi sağlar. Halbuki soğutma, genellikle sürekli biçimde gereklidir. Sonuç olarak, sürekli soğutma etkisinin geliştirilmesi zorunlu olmuştur.

Sürekli absorpsiyon çevriminde, tazeleme ve soğutma prosesleri aynı anda oluşur ve sürekli soğutma etkisi sağlanır. Sürekli absorpsiyon sistemi, şematik olarak Şekil 14 de gösterilmiştir.



Şekil 14- Sürekli çalışan absorpsiyonlu soğutma çevrimi.

## 2.2. ABSORBSİYONLU SOĞUTMA SİSTEMLERİNDE KULLANILAN AKIŞKAN ÇİFTLERİ;

Absorpsiyonlu soğutma sistemlerinden biri soğutan, diğeri eriten olmak üzere iki maddeden oluşan soğutma çiftleri kullanılmaktadır.

Soğutucu akışkanda aranan en önemli özellikler; zehirli olmaması, kimyasal yönden kararlı olması ve korozif olmamasıdır. Kuşkusuz, maliyetinin düşük olması da gözönünde bulundurulmalıdır. Soğutkanın, çevrimdeki basınç seviyesi, güvence yönünden ve ekonomik nedenlerle, atmosferik basıncın hemen üstünde tutulmalıdır. Ayrıca, soğutkanın debisini düşük tutmak

için, buharlaşma ısısı yüksek olan akışkanlar tercih edilme-  
lidir.  $H_2O$  ve  $NH_3$ , yüksek buharlaşma ısısına sahiptir.

Absorbentlerin seçiminde, dikkat edilecek en önemli özellik; kaynama ve erime noktalarıdır. Absorbentin buhar basıncının, soğutkanınkinden düşük olması ve eriyik bölgesinde karışım konsantrasyonlarının düzgün dağılması gerekir.

Güneş enerjisi ile absorpsiyonlu soğutma sisteminde kullanılacak olan soğutucu-emici çiftinin aşağıdaki özelliklere sahip olması gerekir;

1- Absorberdeki basınç ve sıcaklıkta çözünürlük dengesi yüksek olmalı, bir karışım boşluğu oluşmamalıdır.

2- Emme hızlı olmalı ve zengin eriyiğin konsantrasyonu, kolaylıkla, denge değerine yaklaşmalıdır.

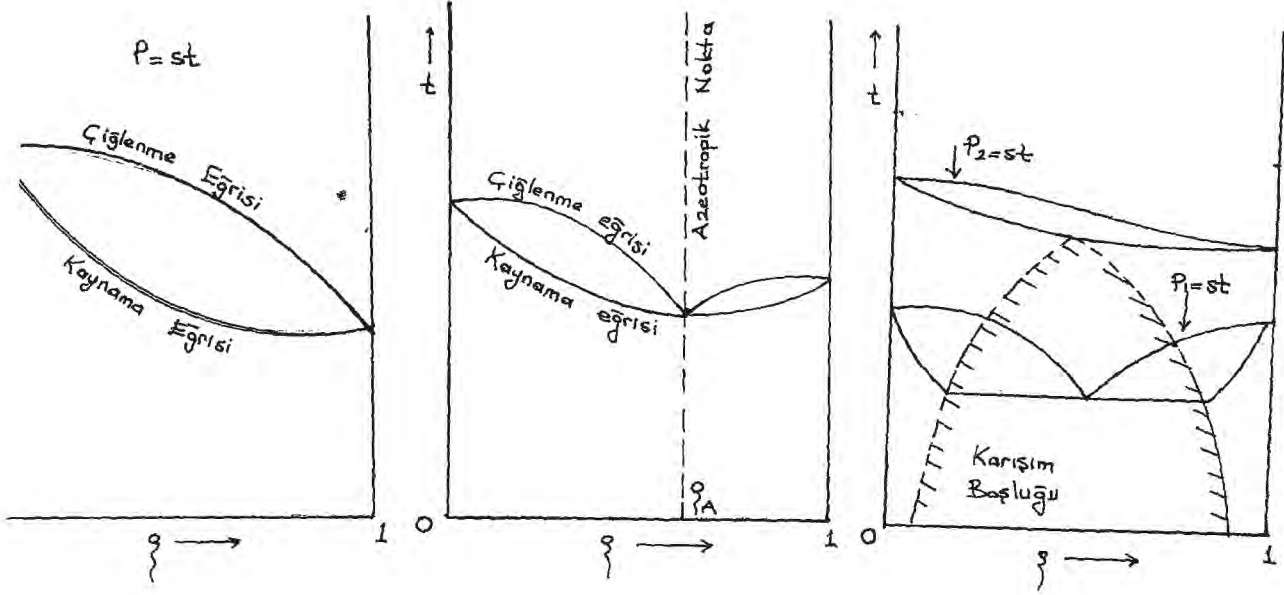
3- Saf soğutkan buharı, zengin eriyikten kolaylıkla ayrılmalıdır.

4- Eriyiklerin viskoziteleri, çalışma şartlarında düşük olmalıdır.

5- Eriyiklerin donma noktaları, çevrimdeki en düşük sıcaklıktan daha düşük olmalıdır.

Ayrıca azeotropik karışımlar, sorpsiyonlu soğutma sistemleri için uygun değildirler. Bu tür karışımlarda, azeotrop noktasında, buhar ve sıvı faz, aynı konsantrasyondadır.

Sorpsiyonlu soğutma sistemlerinde, negatif buhar basınçlı eriyikler kullanılır. Eriyikler için, sabit basınçta sıcaklık-konsantrasyon (t-x) diyagramları;



a) Sorbsiyonlu sisteme elverişli eriyik

b) Azeotropik karışımli eriyik

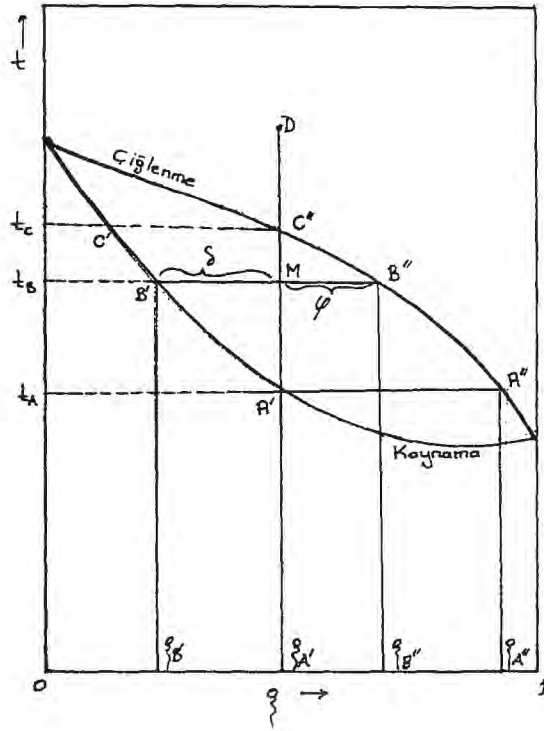
c) Karışım boşluklu eriyik

Şekil 15- Eriyiklerin t-x diyagramları.

Bir eriyik,  $m'$  kg eriten ve  $m''$  kg soğutkandan oluşmuşsa, bu eriyiğin kütle konsantrasyonu;

$$x = \frac{m''}{m' + m''} \text{ olarak hesaplanır.}$$

Eriyiğin, (t-x) diyagramını incelersek;



Şekil 16- Bir eriyiğin, kapalı kap içinde sabit basınçta buharlaştırılması.

Kapalı bir kap içinde, sabit basınçta ısıtılan eriyik,  $t_A$  sıcaklığında kaynamaya başlar. Bu sıcaklıkta, eriyiğin konsantrasyonu  $X_A'$ , ilk çıkan buharın konsantrasyonu ise  $X_A''$  dür. Sıcaklık  $t_B$  ye yükseldiği zaman, eriyiğin konsantrasyonu  $X_B'$ , buharınki ise  $X_B''$  dür. Bu anda, buhar kütesinin, toplam kütle-ye oranı  $\delta/(\varphi+\delta)$  dir. Sıcaklık  $t_C$  ye yükseldiği zaman, tüm eriyik buhar haline gelmiş olup,  $X_C'' = X_A'$  koşulu sağlanmış olur. Deney, kapalı bir kaptaki yapıldığı için, eriyiğin başlan-gıçtaki konsantraşyonu, sondaki buhar konsantrasyonuna eşit olmalıdır. Sıcaklık, daha da artarsa, D durumunda kızgın buhar oluşur.

Bunların yanısıra, emici-soğutkan çifleri için, küçük

moleküllü kutupsal karışımlar tercih edilir. Çünkü, kutupsal karışımlar, kolaylıkla tersinir kompleks şekillere girerler. Küçük moleküller de kutupsal olmaya daha eğimlidir ve daha yüksek buharlaşma ısısına sahiptir.

Çeşitli araştırmacılar tarafından, iş yapan akışkan olarak, yukarıdaki gerekler üzerine kurularak seçilmiş şu üç soğutkan-emici çifti daha çok önerilir;

<u>Soğutkan</u>	<u>Emici</u>
1- Su	Lityumbromid (LiBr)
2- Amonyak ( $\text{NH}_3$ )	Su
3- Amonyak	Sodyum Thiocyanate ( $\text{NaSCN}$ )

Su-LiBr birleşiminde, su soğutkandır. Suyun buharlaşma ısısı yüksektir, maliyeti düşüktür, kolay buhunur, zehirli değildir. Yalnız, bu birleşimde, hidrojen, korozyon reaksiyonu üretir ve sistemin basıncını arttırır ki bu da çevrimin verimini olumsuz yönde etkiler. Bu çiftin kullanılmasında karşılaşılan ana problem kristalizasyondur. Fakat, bu sakınca, ancak çalışma sıcaklığı, dizayn sıcaklığında çok çok sarparsa ortaya çıkar. Ayrıca, su, jeneratörde, kolaylıkla LiBr den ayrılır ve bir arıtma cihazı gerektirmez.

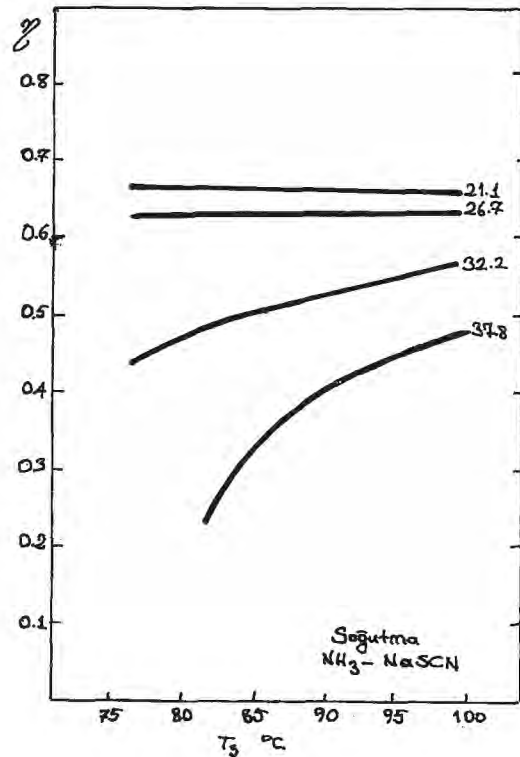
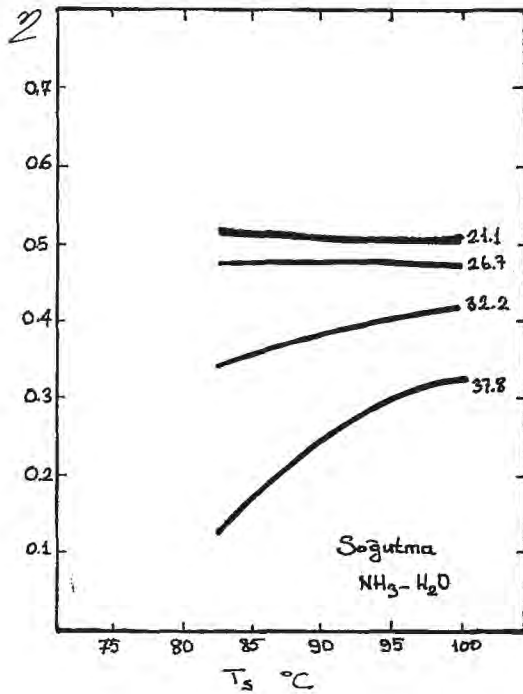
Amonyak-su birleşimi, endüstriyel soğutmada başarıyla uygulanan en eski birleşimlerden biridir. Amonyak, yüksek dielektrik sabitine ve yüksek buharlaşma ısısına sahiptir. Yalnız yanabilir ve zehirli olması, sistemde oluşacak herhangi bir sızıntıya karşı, dikkatli olmayı gerektirir. Su, uygun bir

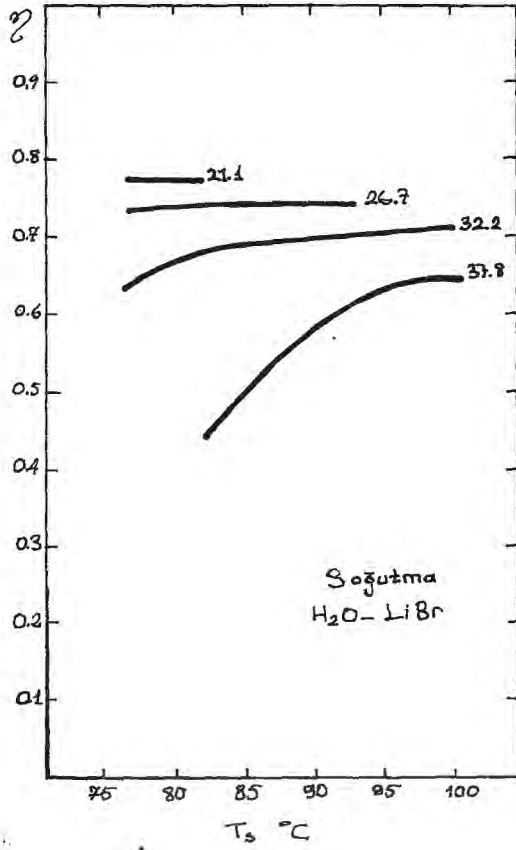
absorbenttir. Bu çiftin, tek sakıncası, jeneratörden sonra, bir arıtma cihazı gerektirmesidir. Çünkü, kaynama noktaları  $133^{\circ}\text{C}$  kadar farklı ise de, genellikle jeneratörden amonyakla birlikte bir miktar su buharlaşır.

Amonyak-NaSCN birleşimi, istenilen çoğu özelliğe sahiptir, ucuzdur, patlayıcı değildir, kimyasal kararlılığı vardır, emniyetlidir ve korozif değildir. NaSCN nin amonyakta erimesi de oldukça iyidir.

Bu akışkan çiftleri arasında bir karşılaştırma yapmak amacıyla, G.Monsoori ve Vinod Patel'in,  $2,2^{\circ}\text{C}$  ve  $7.2^{\circ}\text{C}$  için yaptıkları çalışma ve çizdikleri grafiklerden yararlanılabilir. Bu çalışmada, düzlem güneş kollektörlerinden elde edilen kollektör sıcaklığının,  $75^{\circ}\text{C}$  tan  $100^{\circ}\text{C}$  a kadar, çevre sıcaklığının da  $21^{\circ}\text{C}$  tan  $38^{\circ}\text{C}$  a kadar değiştiği kabul edilmiştir.

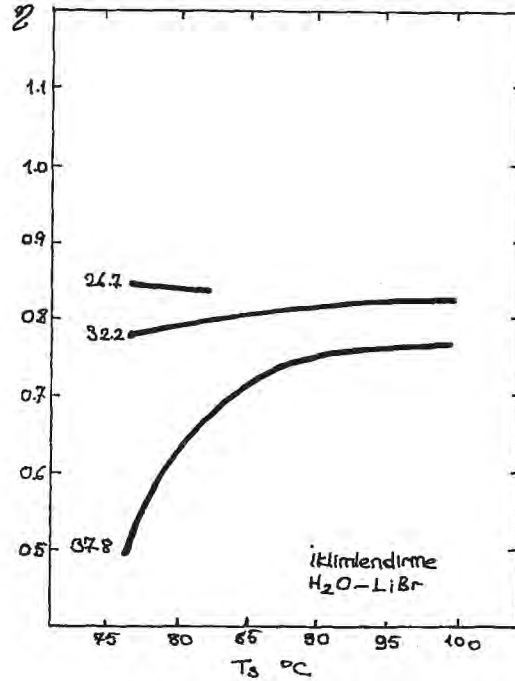
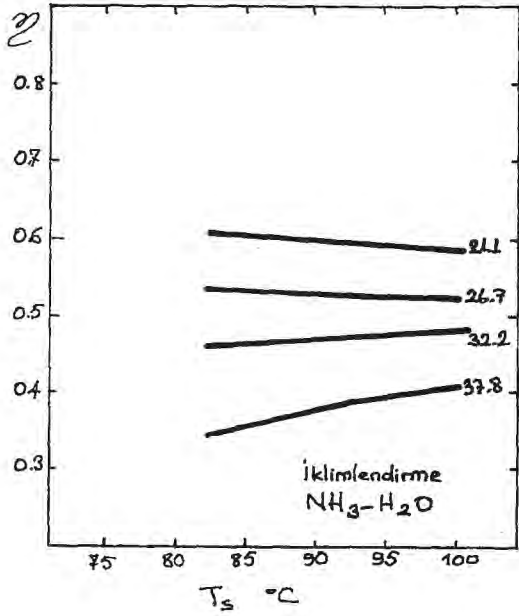
Şekil 17 de, soğutma yapılması durumunda, üç akışkan çifti için ayrı ayrı, çevrimin verimi incelenmiştir.

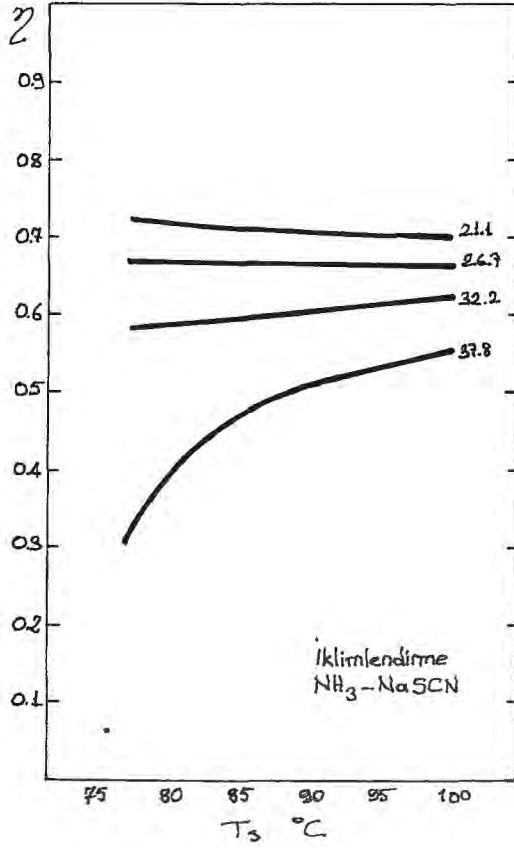




Şekil 17- Farklı çevre sıcaklıklarında, soğutma için, kolektör sıcaklığına göre, absorpsiyon çevriminin veriminin değişimi

Şekil 18 de de, iklimlendirme durumunda, bu akışkan çiftleri için, absorpsiyon çevriminin verimi incelenmiştir.





Şekil 18- Farklı çevre sıcaklıklarında, iklimlendirme için, kollektör sıcaklığına göre absorpsiyon çevriminin veriminin değişimi.

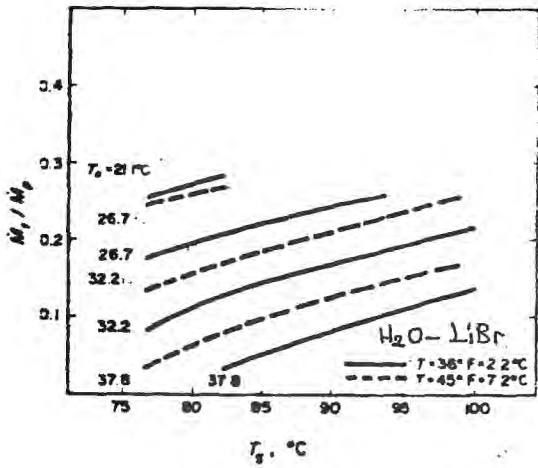
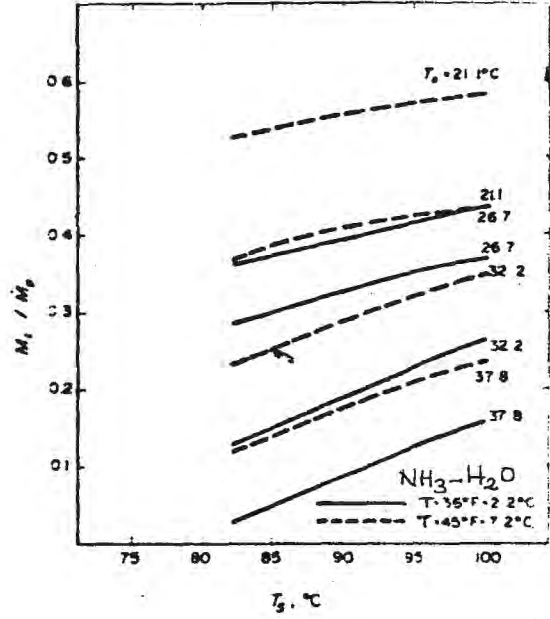
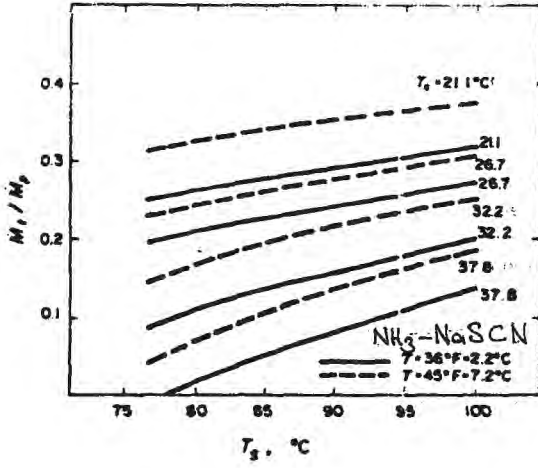
Grafiklerden, Su-LiBr çiftinin en yüksek verime sahip olduğu, NH<sub>3</sub>-NaSCN ve NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O çiftlerinin onu izlediği görülmektedir. Yine, su-LiBr çiftinde, çevrimin veriminin, kollektör sıcaklığına karşı hassas olduğu, NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O çiftinde ise daha az hassas olduğu görülmektedir. Tüm çalışma akışkanları için verim, iklimlendirmede, soğutmadakinden daha büyüktür.

Yine bu üç akışkanı incelemek için, kollektör sıcaklığına karşılık, akış miktarı incelenmiştir. Bu grafiklerde; (Şekil 1 gözönünde bulundurularak)

$$\frac{\dot{m}_t}{\dot{m}_p} = \frac{x_2' - x_8'}{1 - x_8'} = \frac{R - 1}{R} \dots\dots (2.2.1)$$

$\dot{m}_t$  → Soğutkanın debisi

$\dot{m}_p$  → Zengin eriyiğin debisi



Şekil 19- Soğutma ve iklimlendirme için kollektör sıcaklığına karşılık  $m_t/m_p$  oranı.

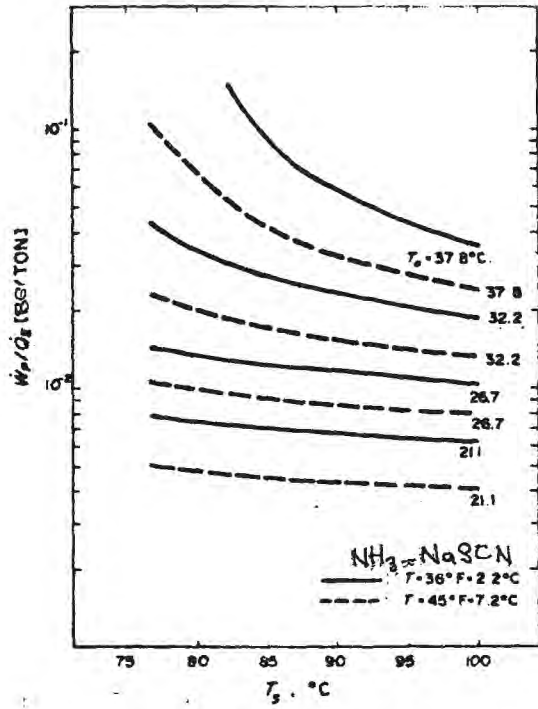
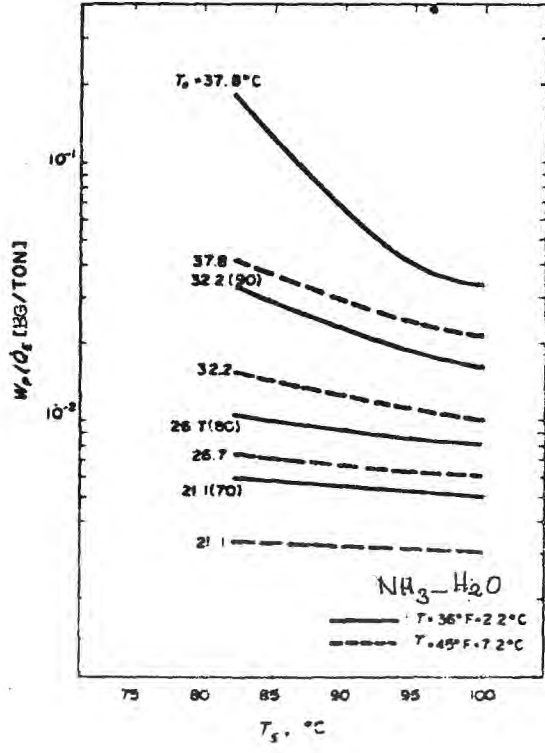
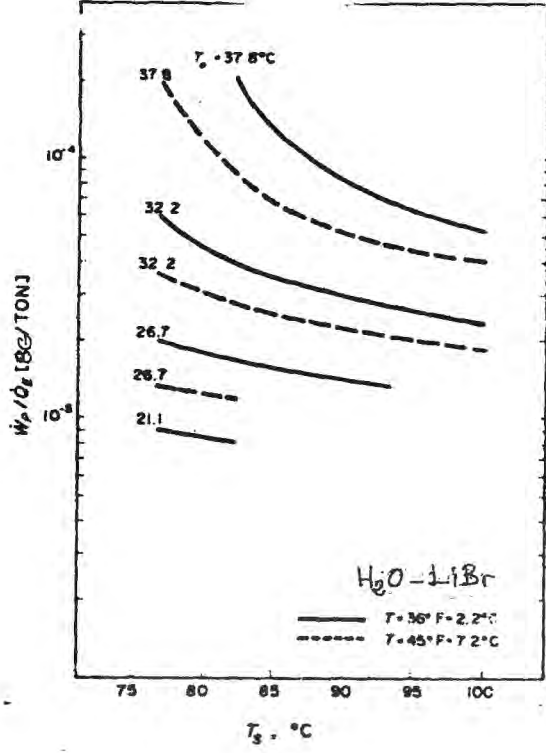
Bu şekillere göre,  $NH_3-H_2O$  çifti, diğer iki akışkan çiftine tercih edilir. Özellikle düşük çevre sıcaklıklarında,  $NH_3-NaSCN$  çifti,  $H_2O-LiBr$  çiftine göre biraz daha iyidir.

Şekil 20 de de, soğutma ve iklimlendirme için, kollektör sıcaklığına karşılık, her bir ton soğutma için pompa işi gösterilmiştir. Pompa işi; (BG/ton)

$$\frac{\dot{W}_p}{Q_E} = \frac{\dot{m}_p}{\dot{m}_t} \cdot \frac{1}{\rho_A} \cdot \frac{(P_H - P_L)}{h_6' - h_5'} \dots \dots \dots (2.2.2)$$

Bu denklemde,  $\rho_A$ , absorberden jeneratöre pompalanan zengin eriyiğin yoğunluğudur.

$P_H$ , jeneratör basıncı,  $P_L$  de absorber basıncıdır.



Şekil 20- Soğutma ve iklimlendirme için, kolektör sıcaklığına karşılık, herbir ton soğutma için pompa işi.

Bu grafiklere göre,  $H_2O - LiBr$  çiftinde çok daha az pompa işine gereksinim duyulmaktadır, diğer çiftlere tercih edilir.  $NH_3 - NaSCN$  ve  $NH_3 - H_2O$  çiftleri onu izler.

Bu karşılaştırmalara göre,  $H_2O - LiBr$  çifti, maliyeti ve mükemmel verimi ile, güneş enerjisi ile soğutma kullanımı için çok uygundur. Diğer sistemlere göre daha basittir ve aynı şartlar altında daha yüksek ısı parametresinde ve daha yüksek soğutma oranında çalışır.  $NH_3 - H_2O$  çifti, tüm çevre sıcaklıklarında uygulanabilir olması nedeniyle verimlidir.  $NH_3 - NaSCN$  çifti de diğer iki akışkan çifti arasında yer alır.

### III. BÖLÜM

#### ABSORBSİYONLU SOĞUTUCUNUN MODELLENMESİ

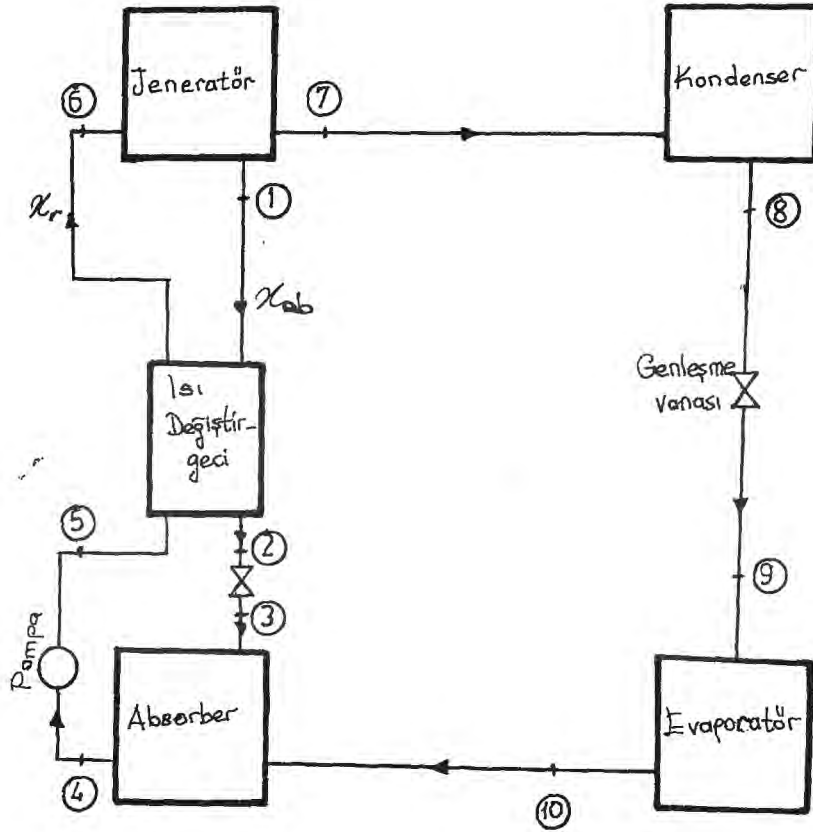
Güneş enerjisinin günümüzde önem kazanan uygulamaları; güneşli su ısıtıcılarının dışında, güneş enerjisi ile konut ısıtılması, soğutulması, güneşli su pompalarının tarımsal sulamada kullanılması, güneş enerjisinin elektriğe çevrilmesi, geleceğin yakıtı olan hidrojenin sudan üretiminde güneş enerjisinden yararlanılması biçiminde sıralanılabilir.

Güneş enerjisi ile çalışan absorbsiyonlu soğutucu için iki çalışma modeli vardır. Birincisi, soğutucuyu dizayn koşullarında çalıştırmak ve eğer güneş enerjisi veya depodaki enerji, dizayn koşullarında çalışmaya uygun değilse, yardımcı enerji kullanmaktır. Bu durumda, kollektörden elde edilen enerji yeterli olmalıdır veya depo, jeneratörü ısı depolayan akışkanın, dizayn edilen giriş sıcaklığını karşılayacak bir sıcaklıkta olmalıdır. Bu arada, soğu üretiminde yararsız olan düşük sıcaklıklarda, gelen enerji, depo edilmelidir. Eğer soğutucu, böyle çalıştırılacaksa, evaporatörde sabit ısı transferi, sabit performans katsayısı, sabit enerji girdisi kabulleriyle soğutucunun dizaynı yeterlidir.

İkinci model ise, düşük sıcaklıkta, akışkana ısı transfer edip depolayarak, absorbsiyonlu soğutucuyu, tam kapasiteden daha düşük kapasitede çalıştırmaktır. Bu koşullarda,

absorber ve kondenserdeki soğutma suyu sıcaklığı ve jeneratöre gelen sıcak suyun sıcaklığı ile bir kapasite bulunur.

Absorbsiyonlu soğutucunun modellenmesi için herbir kısım için, enerji ve kütle denge denklemleri bulunmalıdır.



Şekil 21- Absorbsiyonlu soğutma sistemi

### 3.1. KÜTLE DENGE DENKLEMLERİ;

\* Absorbant ve soğutucu için debileri bulmak için, jeneratördeki toplam madde dengesi; (Su-LiBr)

$$\dot{m}_6 = \dot{m}_1 + \dot{m}_7 \dots \dots \dots (3.1.1)$$

LiBr dengesi;

$$\dot{m}_6 x_s = \dot{m}_1 x_{ab} \dots\dots\dots (3.1.2)$$

Burada;

$x_{ab}$  → fakir eriyikteki LiBr konsantrasyonu kg/kg çözelti

$x_s$  → zengin eriyikteki LiBr konsantrasyonu kg/kg çözelti

$\dot{m}_6$  yerine ( $\dot{m}_1 + \dot{m}_7$ ) yazılırsa;

$$\dot{m}_1 x_s + \dot{m}_7 x_s = \dot{m}_1 x_{ab} \dots\dots\dots (3.1.3)$$

Kondensere giden akışkan, saf soğutkan olduğuna göre,  
 $\dot{m}_7$  ile  $\dot{m}_s$  aynıdır.

$$\frac{\dot{m}_1}{\dot{m}_7} = \frac{x_s}{x_{ab} - x_s} = \frac{\dot{m}_{ab}}{\dot{m}_s} \dots\dots\dots (3.1.4)$$

Burada;

$\dot{m}_{ab}$  → absorbent debisi (kg/h)

$\dot{m}_s$  → soğutkan debisi (kg/h)

Zengin eriyiğin debisinin, soğutkan debisine oranı ise;

$$\frac{\dot{m}_z}{\dot{m}_s} = \frac{\dot{m}_{ab} + \dot{m}_s}{\dot{m}_s} \dots\dots\dots (3.1.5)$$

### 3.2. ENERJİ DENGE DENKLEMLERİ;

Isı değiştirgecinde;

$$\dot{m}_z h_5 + \dot{m}_{ab} h_1 = \dot{m}_{ab} h_2 + \dot{m}_z h_6 \dots\dots\dots (3.2.1)$$

Soğutkan akış debisi, evaporatördeki enerji denge denkleminde elde edilir.

$$q_{\text{soğutucu}} = \dot{m}_s (h_9 - h_{10}) \dots\dots\dots (3.2.2)$$

$$\dot{m}_s = \frac{q_{\text{soğutucu}}}{h_9 - h_{10}} \dots\dots\dots (3.2.3)$$

Jeneratörde depolanması gereken ısı;

$$q_{\text{jen}} = \dot{m}_s h_7 + \dot{m}_{\text{ab}} h_1 - \dot{m}_z h_6 \dots\dots\dots (3.2.4)$$

Isı değiştirgecinde, fakir eriyikten, zengin eriyiğe ısı transferi;

$$q_{1.d.} = \dot{m}_{\text{ab}} (h_1 - h_2) \dots\dots\dots (3.2.5)$$

Kondenserde transfer edilen ısı;

$$q_{\text{kon.}} = \dot{m}_s (h_7 - h_8) \dots\dots\dots (3.2.6)$$

Absorberde transfer edilen ısı, tüm sistem için ısı dengesinden bulunabilir.

$$Q_A = q_{\text{kon.}} - q_{\text{jen}} - q_{\text{soğutucu}} \dots\dots\dots (3.2.7)$$

Sistem için performans katsayısı;

$$\eta = \frac{q_{\text{soğutucu}}}{q_{\text{jen}}} \dots\dots\dots (3.2.8)$$

Büyük ticari birimlerde, daha yüksek absorber sıcaklıklarında çalışılırken, daha yüksek konsantrasyonlu akışkan

kullanılabilir ve böylece ısı deęiřtirgecinin maliyeti dūřürülebilir.

### 3.3. SOğUTMA YUKÜNÜN BULUNMASI;

Bir binanın soğutma yükü, binayı, istenilen sıcaklıkta tutmak için, birim zamanda çıkarılması gereken ısı miktarıdır. Soğutma yükü, genellikle, istenilen en büyük soğutma miktarı esas alınarak hesaplanır. Soğutma yükü;

- a) İç ve dış kuru termometre sıcaklıklarına,
- b) İç ve dış bağıl nemlere,
- c) Güneş radyasyonuna,
- d) Rüzgar hızına bağlıdır.

Binanın soğutma yükünün hesaplanmasında izlenen yol ise;

- 1- Binanın karakteristiklerinin açıklanması,
- 2- iç ve dış yaş ve kuru termometre sıcaklıklarının belirtilmesi,
- 3- Güneş radyasyon yükü ve rüzgar hızının belirtilmesi,
- 4- Bina soğutma yüküne uygun, camlardan, duvarlardan, çatıdan ısı transferinin belirtilmesi,
- 5- İç ve dış sızıntıların, hissedilir ısı kazançlarının, insan, ışık gibi içerideki ısı kaynaklarının belirtilmesi.

#### 3.3.1. Soğutma Yüklerinin Saptanması:

Gölgesiz veya kısmen gölgeli pencereler için yük;

$$Q_p = A_p \left[ F \cdot \tau_{d,p} \cdot I_d \cdot \frac{\cos i}{\sin \alpha} + \tau_{y,p} \cdot I_y + \tau_{ya,p} \cdot I_{ya} + K_p (T_{dış} - T_{iç}) \right] \text{ (KW)} \dots \dots \dots (3.3.1.1)$$

Gölgeli pencereler için yük;

$$Q_p = A_p K_p (T_{dış} - T_{iç}) \text{ (KW)} \dots \dots \dots (3.3.1.2)$$

Gölgesiz duvarlar için yük;

$$Q_d = A_d \left[ \alpha_d (I_{ya} + I_y + I_d \frac{\cos i}{\sin \alpha}) + K_d (T_{dış} - T_{iç}) \right] \text{ (KW)} \dots (3.3.1.3)$$

Gölgeli duvarlar için yük;

$$Q_d = A_d \cdot K_d \cdot (T_{dış} - T_{iç}) \text{ (KW)} \dots \dots \dots (3.3.1.4)$$

Çatı için yük;

$$Q_ç = A_ç \left[ \alpha_ç (I_y + I_d \frac{\cos i}{\sin \alpha}) + K_ç (T_{dış} - T_{iç}) \right] \text{ (KW)} \dots (3.3.1.5)$$

İç ve dış sızıntı için yük;

$$Q_s = \dot{m}_a (h_{dış} - h_{iç}) \text{ (KW)} \dots \dots \dots (3.3.1.6)$$

$A_p \rightarrow$  Pencere alanı ( $m^2$ )

$F \rightarrow$  Gölge faktörü (gölgesiz ise  $F = 1$ , tamamen gölgeli ise  $F=0$ )

$\tau_{d,p} \rightarrow$  Direkt ışınım için pencere geçirgenliği

$\tau_{y,p} \rightarrow$  Yaygın ışınım için pencere geçirgenliği

$\tau_{ya,p} \rightarrow$  Yansıyan ışınım için pencere geçirgenliği

$I_d \rightarrow$  Yatay yüzeye gelen direkt ışınım ( $\text{kJ/m}^2$ )

$I_y \rightarrow$  Yatay yüzeye gelen yaygın ışınım ( $\text{kJ/m}^2$ )

$I_{ya} \rightarrow$  Yatay yüzeye gelen yansıyan ışınım ( $\text{hJ/m}^2$ )

$K_p \rightarrow$  Pencere için ısı transfer katsayısı ( $\text{kJ/m}^2\text{°Ch}$ )

$T_{dış} \rightarrow$  Dış sıcaklık ( $\text{°C}$ )

$T_{iç} \rightarrow$  İç sıcaklık ( $\text{°C}$ )

$A_d \rightarrow$  Duvar alanı ( $\text{m}^2$ )

$\alpha_d \rightarrow$  Duvarın güneş absorbtansı

$K_d \rightarrow$  Duvar için ısı transfer katsayısı ( $\text{kJ/m}^2\text{°Ch}$ )

$\alpha_ç \rightarrow$  Çatının güneş absorbtansı

$K_ç \rightarrow$  Çatı için ısı transfer katsayısı ( $\text{kJ/m}^2\text{°Ch}$ )

$i \rightarrow$  Pencereleme, duvarlara ve çatıya güneş geliş açısı (derece)

$\alpha \rightarrow$  Güneş yükseklik açısı (derece)

$h_{dış}, h_{iç} \rightarrow$  dış ve iç hava entalpisi ( $\text{kJ/kg}$ )

$\dot{m}_a \rightarrow$  Sızan kuru hava ( $\text{kg/h}$ )

## IV. BÖLÜM

### GÜNEŞ RADYASYONU

Güneş enerjisinden yararlanan sistemlerin dizaynında, öncelikle yararlanılabilir güneş ışınımının bilinmesi gerekir. Güneş enerjisiyle soğutma sistemlerinde de, binalardaki ısı kazancının hesaplanması ve toplayıcıların boyutlandırılmasında, yeryüzüne gelen güneş ışınımı miktarı esas alınır.

Güneş ışınımı, atmosferi geçerken atmosferde bulunan parçacıklar tarafından yutulur ve saçılır. Bu nedenle, gelen ışınımın %10÷80 arasında bir bölümü yeryüzüne ulaşır. Gelen ışınımın, doğrudan yeryüzüne ulaşan kısmına "direkt güneş ışınımı", saçılan ışınımın yeryüzüne gelen kısmına da "yayıllı güneş ışınımı" denir. Bu ışınımın, 0.3 ÷ 3  $\mu\text{m}$ . dalga boyu aralığında kısa dalgaboylu ışınımlardır. Gelen ışınımın bir kısmı, yer tarafından yansıtılır. Direkt yayıllı ve yansıyan ışınların tümüne de "toplam güneş ışınımı" adı verilir.

Yeryüzüne gelen güneş ışınımı çok sayıda değişkenin fonksiyonudur. Bunlar;

- a) Astronomik faktörler
- b) Coğrafik faktörler
- c) Geometrik faktörler
- d) Fiziksel faktörler
- e) Meteorolojik faktörlerdir.

Bu faktörlerin tümünün etkisini teorik olarak hesaplamak zordur. Bu nedenle güneş enerjisi hesaplarında, daha çok ampirik bağıntılar kullanılır. Bu bağıntılar, günlük ve anlık olmak üzere, direkt, yayılı ve tüm güneş ışınımını hesaplamayı sağlar.

#### 4.1. YATAY DÜZLEME GELEN ANLIK TÜM, DİREKT ve YAYILI GÜNEŞ IŞINIMI;

##### 4.1.1. Anlık Tüm Güneş Işınımı;

Birçok hesaplamada, gelen anlık tüm güneş ışınımının, uzun yıllar ortalamasına gereksinim duyulur. Pratik olarak, anlık tüm güneş ışınımı, günlük toplam tüm güneş ışınımına bağlı olarak hesaplanabilir. Uzun yıllar ortalaması için, anlık tüm güneş ışınımının, günlük toplam tüm güneş ışınımına oranı, Lui ve Jordan (1963) tarafından ölçülen değerlerden yararlanılarak bir diyagramla verilmiştir. Munroe (1980), bu oranın, güneş öğlesi ile gün doğuşu ve batışı arasında eksponansiyal değiştiğini kabul ederek, analitik ifadesini vermiştir. Bu ifade;

$$r_t = \frac{\text{anlık tüm güneş ışınımı}}{\text{günlük toplam tüm güneş ışınımı}} = \frac{I}{Q} \dots (4.1.1.1)$$

$$\psi = \exp \left[ -4 \left( 1 - \frac{|h|}{H} \right) \right] \dots \dots \dots (4.1.1.2)$$

$$r_t = \frac{I}{Q} = \frac{\pi}{4t_g} \left[ \cos \left( \frac{180}{2} \cdot \frac{h}{H} \right) + \frac{2}{\sqrt{\pi}} (1-\psi) \right] (4.1.1.3)$$

Burada;

$t_g \rightarrow$  gün uzunluğu

$H \rightarrow$  güneş batış saat açısı

$h \rightarrow$  saat açısıdır.

$$h = 15 (12 - \text{anlık saat}) \dots \dots \dots (4.1.1.5)$$

$$H = \text{arc cos} ( - \tan d \text{ ton } e ) \dots \dots \dots (4.1.1.6)$$

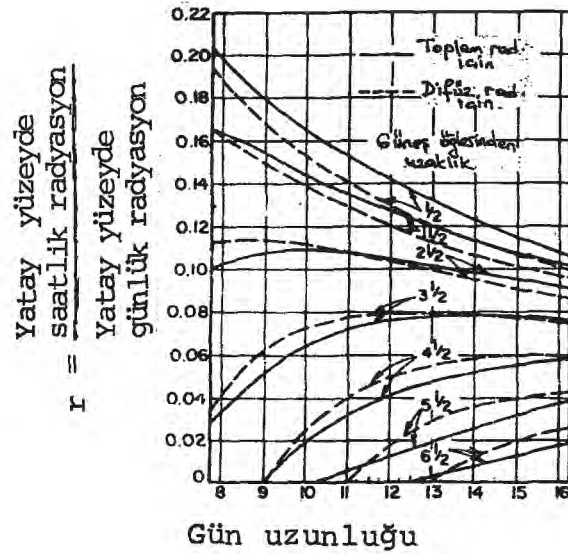
$e \rightarrow$  enlem açısı

$d \rightarrow$  deklinasyon açısı

$$d = 23,45 \sin \left( 360 \frac{n + 284}{365} \right) \dots \dots \dots (4.1.1.7)$$

$n \rightarrow$  1 Ocaktan itibaren gün sayısı

$$t_g = \frac{2}{15} H \text{ (saat)} \dots \dots \dots (4.1.1.8)$$



Şekil 22- Yatay yüzeyde, günlük ve saatlik radyasyon arasındaki bağıntı (Lui-Jordan 1963)

4.1.2. Anlık Direkt ve Yayılı Güneş Işınımı;

Uzun yıllar ortalamasında, bir anda, birim yatay düzleme gelen anlık yayılı ışınımın, günlük toplam yayılı ışınımına oranı;

$$r_y = \frac{I_y}{Q_y} = \frac{\pi}{24} \frac{\cos h - \cos H}{\sin H - \frac{\pi}{180} H \cos H} \dots\dots (4.1.2.1)$$

Anlık direkt güneş ışınımı ise;

$$I_d = I - I_y = r_t Q - r_y Q_y \dots\dots (4.1.2.2)$$

4.2. EĞİK DÜZLEME GELEN ANLIK TÖM, DİREKT ve YAYILI GÜNEŞ IŞINIMI

4.2.1. Anlık Direkt Güneş Işınımı;

Bir anda, eğik düzleme gelen direkt güneş ışınımın, yatay düzleme gelen direkt güneş ışınımına oranı;

$$R_d = \frac{I_{ed}}{I_d} \dots\dots\dots (4.2.1.1)$$

Güneye dönük yüzeyler için;

$$R_d = \frac{\cos(e-s)\cos d \cos h + \sin(e-s) \sin d}{\cos \varphi \cos d \cos h + \sin e \sin d} \dots\dots (4.2.1.2)$$

Burada s, düzlemin eğimidir.

4.2.2. Anlık Toplam Güneş Işınımı;

Eğik düzlem üzerine gelen toplam ışınım, direkt, yayılı ve yansıyan ışınımların toplamıdır. Eğik düzleme gelen yayılı ışınım;

$$I_{ey} = I_y \frac{1 + \cos s}{2} \dots\dots\dots (4.2.2.1)$$

$I_y \rightarrow$  yatay düzleme gelen anlık yayılı güneş ışınımı

Eğik düzleme yansıyarak gelen ışınım;

$$I_{ya} = I \cdot \rho \cdot \frac{1 - \cos s}{2} \dots\dots\dots (4.2.2.2)$$

$I \rightarrow$  yatay düzleme gelen tüm güneş ışınımı.

$\rho \rightarrow$  çevrenin yansıtma oranı.

Eğik düzlem üzerine gelen toplam ışınım;

$$I_e = I_{ed} + I_{ey} + I_{ye} \dots\dots\dots (4.2.2.3)$$

$$I_e = R_d I_d + I_y \frac{1 + \cos s}{2} + I \cdot \rho \frac{1 - \cos s}{2} \dots\dots (4.2.2.4)$$

Veya;

$$R = \frac{I_e}{I} = R_d \frac{I_{d_s}}{I} + \frac{I_y}{I} \cdot \frac{1 + \cos s}{2} + \rho \frac{1 - \cos s}{2} \quad (4.2.2.5)$$

## V. BÖLÜM

### DÜZ GÜNEŞ TOPLAYICILARI

Güneş ışınımı ile bir akışkanın sıcaklığının artmasını sağlayan gereçlere "güneş toplayıcıları veya kollektörleri" adı verilir.

Akışkan sıcaklığının  $100^{\circ}\text{C}$  tan daha düşük olabileceği sistemlerde, düz toplayıcılar, daha yüksek sıcaklıkların gerektiği durumlarda ise odaklı toplayıcılar kullanılır. Odaklı toplayıcılarda, güneş ışınımı yoğunlaştırıldığından ve ısı kaybı yüzeyi azaldığından daha yüksek sıcaklıklar elde edilebilir, fakat, düz toplayıcılar da şu yönlerden avantajlıdır;

- a) Konstrüksiyonları daha basittir
- b) Yayılı ışınımından da yararlanır
- c) Yerleştirileceği yerin hazırlanması daha kolaydır
- d) Elemanları azdır, hareketli kısımları yoktur
- e) Daha dayanıklı ve daha uzun ömürlüdür
- f) İşletme masrafları azdır,

Toplayıcıları, sıvılı ve havalı olarak iki grupta inceleyebiliriz. Sıvılı toplayıcılarda daha çok su, havalılarda ise hava dolaştırılır. Sıvılı toplayıcıların verimi daha yüksek, yapımı kolay ve ucuzdur.

Düzlem kollektörler, beş kısımdan meydana gelir. Bunlar;

1. Güneş ışınımını geçiren ve üstten ısı kaybını önleyen bir veya daha çok sayıda saydam örtü.

2. Enerji toplayan yutucu yüzey

3. Isı taşıyan akışkanın dolaştığı borular

4. Yutucu yüzeyin güneş almayan kısımdaki yalıtım

5. Toplayıcıyı dış etkilerden koruyan ve yukarıda

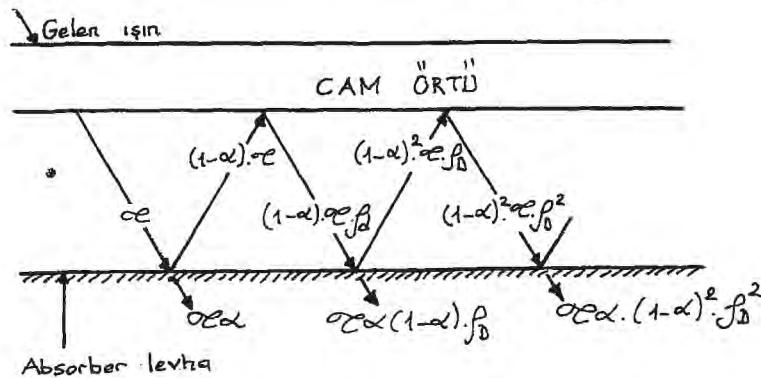
belirtilen kısımları biraraya getiren koruyucu kılıf.

Belirli bir dalga boyunda gelen ışınım için cismin yansıtma ( $\rho$ ), yutma ( $\alpha$ ) ve geçirme ( $\tau$ ) oranlarının toplamı birdir.

$$\alpha + \rho + \tau = 1 \dots \dots (5.1)$$

Saydam örtüyü geçerek, yutucu yüzey üzerine gelen güneş ışınımının büyük bir kısmı, yüzey tarafından yutulurken, bir kısmı yansıtılır. Yansıtılan ışınım, saydam örtünün alt kısmına gelir ve bir kısmı geçerken bir kısmı tekrar levhaya yansıtılır. Levha tarafından yutulan toplam ışınım kesri;

$$(\tau \alpha) = \tau \alpha \sum_{n=0}^{\infty} ((1-\alpha)\rho_y)^n = \frac{\tau \alpha}{1-(1-\alpha)\rho_y} \dots \dots (5.2)$$



Şekil 23- Yutucu levha tarafından güneş radyasyonunun absorpsiyonu

Burada  $\tau\alpha$ , yutma-geçirme çarpımı,  $\alpha$ , yüzeyin güneş ışınımını yutma oranı,  $\rho_y$  ise saydam örtünün levhada yansıyan ışınımı yansıtma oranıdır.

Beard (1977), şöyle bir bağıntı geliştirmiştir;

$$(\tau\alpha) = (\tau\alpha)_o - b \left[ 1 - \frac{I_d R_d}{I.R} (2 - 1/\cos \theta_g) \right] \dots (5.3)$$

$(\tau\alpha)_o$  ve  $b$  değerleri de en küçük kareler metodu kullanılarak şöyle bulunmuştur;

	Cam sayısı	$(\tau\alpha)_o$	$b$
Düşük demiroksitli cam	1	0.87	0.07
( $\delta\beta = 0.0125$ )	2	0.79	0.09
Pencere camı	1	0.80	0.08
( $\delta\beta = 0.09$ )	2	0.69	0.10

Bu denklemde  $\theta_g$  geliş açısıdır ve şöyle hesaplanır;

$$\cos \theta_g = \cos d \cos h \cos (e-s) + \sin d \sin (e-s) \dots (5.4)$$

Efektif yutma-geçirme çarpımı ise;

$$(\tau\alpha)_e = (\tau\alpha) - a_k \dots \dots \dots (5.5)$$

Yutucu yüzeyin, güneş ışınımını yutma oranının büyük ve uzun dalga ışınım neşrediciliğinin küçük olması gerekir. Bu yüzey için, ısı iletim katsayısı yüksek malzemeler seçilir ve ısı geçişinin çabuk ve iyi olması için levhalar ince yapılıdır.

İdeal yutucu yüzey, kısa dalga boylu ışınımın tamamını yutan, uzun dalga boylu ışınımı neşretmeyen yüzeylerdir. Siyah yüzey, ışınım için gerçek yutucudur, ancak her zaman ışınımın bir kısmını yansıtır ve iyi bir neşredicidir. Kısa dalga boylu ışınımın tamamına yakını yutan ve uzun dalga boylu ışınım neşrediciliği az olan yüzeylere, "seçici yüzey" denir.

Toplayıcıların güneş ışınımı almayan alt ve yan kısımları, ısı kaybını azaltmak için, yalıtım malzemesi ile kaplanır. Yalıtım malzemesi kalınlığı, yutucu yüzey sıcaklığı ile çevre sıcaklığı arasındaki farka bağlı olarak değişir.

#### 5.1. DÜZ TOPLAYICILARIN ISIL ANALİZİ;

##### 5.1.1. Toplayıcı Isı Kayıp Katsayısı;

Toplayıcı ile ortam arasındaki ısı kayıp katsayısı (K), toplayıcının üst yüzüne ait kayıp katsayısı ( $K_{üst}$ ) ile alt yüzüne ait kayıp katsayısı ( $K_{alt}$ ) nın toplamına eşittir.

$$K = K_{alt} + K_{üst} \dots \dots \dots (5.1.1.1)$$

Alttan olan ısı kaybı, yalıtım kalınlığı ( $L_y$ ) ve yalıtım malzemesinin ısı iletim katsayısı ( $K_y$ ) ye bağlı olmak üzere;

$$K_{alt} = \frac{k_y}{L_y} \dots \dots \dots (5.1.1.2)$$

Üstten olan ısı kayıp katsayısının hesaplanması, iteratif metodlarla yapılmakta, bu da uzun işlemler gerektirmektedir. Agarwal ve Larson (1981),  $K_{üst}$  değeri için pratik bir bağıntı elde etmişlerdir. Bu bağıntıya göre  $K_{üst}$ ;

$$K_{üst} = \left[ \frac{N}{\frac{C}{T_y} \left( \frac{T_y - T_{çev}}{N + f} \right)^{0.33}} + \frac{1}{h_{td}} \right]^{-1}$$
$$+ \frac{\sigma (T_y + T_{çev}) (T_y^2 + T_{çev}^2)}{[\epsilon_L + 0.05 N(1 - \epsilon_L)]^{-1} + \frac{2N + f - 1}{\epsilon_s} - 1} \dots \dots \dots (5.1.1.3)$$

Burada;

$$h_{td} = 5,7 + 3,8 V \dots \dots \dots (5.1.1.4)$$

$$f = (1 - 0,04 h_{td} + 0,0005 h_{td}^2) (1 + 0,091N) \dots \dots (5.1.1.5)$$

$$C = 250 (1 - 0,0044 (s - 90)) \dots \dots \dots (5.1.1.6)$$

V → rüzgar hızı (m/s)

s → toplayıcı eğimi (derece)

N → saydam örtü sayısı

$\epsilon_L$  → yutucu yüzeyin ışınım neşretme oranı

$\epsilon_s$  → saydam örtünün ışınım neşretme oranı

$T_y$  → yutucu yüzey sıcaklığı (°K)

$T_{çev}$  → çevre sıcaklığı (°K)

$\sigma$  → stefan - Boltzman sabiti

$$(5.67 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2\text{°K})$$

### 5.1.2. Toplayıcı Isı Geçiş Faktörleri;

Toplayıcı verim faktörü, gerçek durumdaki faydalı enerjinin, yutucu yüzey sıcaklığının akışkan sıcaklığında olması durumundaki faydalı enerjiye oranıdır. Yani;

$$F_v = \frac{1/K}{(d+w) \left[ \frac{1/k}{(d+w\eta_k)} + \frac{\gamma}{dk_b} + \frac{1}{\pi d_i h_{ti}} \right]} \quad \dots \quad (5.1.2.1)$$

Burada;

$K \rightarrow$  kayıp katsayısı ( $\text{kJ}/\text{m}^2\text{Ch}$ )

$d \rightarrow$  boru çapı (m)

$w \rightarrow$  borular arasındaki uzaklık (m)

$\eta_k \rightarrow$  kanat verimi

$k_b \rightarrow$  birleştirme malzemesinin ısı iletim katsayısı  
( $\text{kJ}/\text{m}^0\text{Ch}$ )

$\gamma \rightarrow$  birleştirme malzemesinin kalınlığı (m)

$d_i \rightarrow$  boru iç çapı (m)

$h_{ti} \rightarrow$  boru iç yüzeyindeki ısı taşınım katsayısı  
( $\text{kJ}/\text{m}^2\text{Ch}$ )

Kanat verimi ise;

$$\eta_k = \frac{t_{gh}}{t_{gh} + (mw/2)} / (mw/2) \quad \dots \quad (5.1.2.2)$$

$$m = \frac{K}{k\delta} \quad \dots \quad (5.1.2.3)$$

$\delta \rightarrow$  levha kalınlığı (m)

$k \rightarrow$  levha malzemesi ısı iletim katsayısı ( $\text{kJ}/\text{m}^0\text{Ch}$ )

Bir borunun sağladığı ısı miktarı;

$$Q_{1f} = (d + w) b F_v [S - K (T_a - T_{\text{çev}})] \dots \quad (5.1.2.4)$$

$T_a \rightarrow$  akışkan sıcaklığı ( $^{\circ}\text{K}$ )

$b \rightarrow$  boru uzunluğu (m)

$$S = (r\alpha)_e . I \dots \dots \dots (W/m^2) \quad (5.1.2.5)$$

$S \rightarrow$  yutucu yüzey üzerine gelen efektif ışınlam şiddeti

Toplayıcı ısı kazanç faktörü ise; faydalı enerjinin, toplayıcının yutucu yüzeyinin her noktasının, akışkan giriş sıcaklığında olması durumundaki faydalı enerjiye oranıdır.

Yani;

$$F_t = \frac{\dot{m} C_p}{A_t K} [1 - \exp(-\frac{A_t K F_v}{\dot{m} C_p})] \dots \quad (5.1.2.6)$$

$\dot{m} \rightarrow$  akışkan debisi / kg/sn)

$C_p \rightarrow$  akışkanın özgül ısısı ( $\text{kJ/kg}^{\circ}\text{K}$ )

$A_t \rightarrow$  toplayıcı alanı ( $\text{m}^2$ )

Faydalı enerji ise;

$$Q_f = \dot{m} C_p (T_{a\text{ç}} - T_{a\text{g}}) \dots \quad (5.1.2.7)$$

veya;

$$Q_f = A_t F_t [S - K (T_{a\text{g}} - T_{\text{çev}})] \dots \dots \quad (5.1.2.8)$$

Burada;

$T_{a\text{ç}} \rightarrow$  akışkan çıkış sıcaklığı ( $^{\circ}\text{K}$ )

$T_{a\text{g}} \rightarrow$  akışkan giriş sıcaklığı ( $^{\circ}\text{K}$ )

Toplayıcılarda toplanan enerjinin, toplayıcı üzerine gelen güneş ışınımına oranı "toplayıcı verimi" olarak tanımlanır. Anlık toplayıcı verimi;

$$\eta_t = \frac{Q_f}{A_t \cdot I} = F_t \left[ (\tau \alpha)_e - K \frac{T_{ag} - T_{\text{çev}}}{I} \right] \dots \quad (5.1.2.9)$$

Çevre sıcaklığının, gün doğuşu ile batışı arasındaki değişimi;

$$T_{\text{çev}} = T_{\text{ort}} + \frac{\Delta T}{2} \left( \cos \frac{180}{t_g} (Z_g - 14) \right) \dots \quad (5.1.2.10)$$

Burada;

$T_{\text{ort}}$  → günlük ortalama çevre sıcaklığı ( $^{\circ}\text{C}$ )

$\Delta T$  → günlük maksimum ve minimum sıcaklık farkı ( $^{\circ}\text{C}$ )

$t_g$  → gün uzunluğu (saat)

$Z_g$  → güneş zamanı

### 5.1.3. Enerji Depolanması;

Enerji, termal depolama elemanını içeren izolasyonlu bir depoda depolanabilir. Depolama elemanı olarak;

- a) Su
- b) Kaya ve çakıltası
- c) Eriyebilir tuzlar kullanılabilir.

Su, ucuz olması, ısı depolama özelliği, fiziksel, kimyasal ve termodinamik özellikleriyle tercih edilen bir

depolama elemanıdır.

Depo malzemesi olarak, galvanizli sa, beton ve fiberglas kullanılabilir. Depo yalıtım malzemesi olarak da, cam yünü, stropor veya poliüretan kullanılabilir. Depolar, küresel, kübik veya silindirik yapılabilirler. Genellikle silindirik depo kullanılır.

Depo hacminin seçiminde, kollektör alanından yararlanılır. Genellikle 1 m<sup>2</sup> toplayıcı yüzey alanı için 60-80 lt hacminde depo seçilir.

## VI. BÖLÜM

### EKONOMİK ANALİZ METODLARI

#### 6.1. STANDART MEVCUT DEĞERLER ANALİZİ

$$Y = \frac{C \cdot r (1 + r)^n}{(1+r)^n - 1} \dots\dots\dots (6.1.1)$$

Burada;

Y → gerekli yıllık sabit ödeme

C → ödünç alınan kapital

r → sabit yıllık kazanç oranı

İlk yıl sonundaki denge;

$$C (1+r) - Y \dots\dots\dots (6.1.2)$$

m yıl sonunda ise;

$$C (1+r)^m - \frac{Y}{r} (1+r)^m + \frac{Y}{r} \dots\dots\dots (6.1.3)$$

Burada m, 1 ile n arasında bir sayıdır.

n yıl sonunda oluşan denge sifıra eşittir ve (6.1.3)

denkleminde m yerine n koyarak sifıra eşitlersek;

$$C (1 + r)^n = \frac{Y}{r} (1 + r)^n - \frac{Y}{r} \dots\dots\dots (6.1.4)$$

Bu denklem (6.1.1) in aynısıdır.

6.2. ENFLASYONUN ETKİSİ;

f yıllık enflasyon oranı ve gözönüne alınması gereken yıllık ödeme Z ile ilk yıl sonunda oluşan denge;

$$C (1 + r) - Z (1 + f) \dots\dots\dots (6.2.1)$$

İkinci yıl sonunda oluşan denge;

$$[ C(1 + r) - Z (1 + f) ] (1 + r) - Z (1 + f)^2 \dots (6.2.2)$$

Tekrar düzenlenirse;

$$C (1 + r)^2 - Z (1 + f)^2 \left( 1 + \frac{(1 + r)}{(1 + f)} \right) \dots\dots (6.2.3)$$

n. yıl sonunda oluşan denge sifıra eşittir ve son denklemler;

$$C (1 + r)^n = Z (1 + f)^n \left( 1 + \frac{(1 + r)}{(1 + f)} + \dots + \frac{(1+r)^{n-1}}{(1+f)^{n-1}} \right) \dots\dots\dots (6.2.4)$$

Veya;

$$C \frac{(1 + r)^n}{(1 + f)^n} = Z \left[ \frac{\frac{(1 + r)^n}{(1 + f)^n} - 1}{\frac{(1 + r)}{(1 + f)} - 1} \right] \dots\dots\dots (6.2.5)$$

Yıllık etkili net kazanç oranı; ( $I_d$ );

$$(1 + I_d) = \frac{1 + r}{1 + f} \text{ veya } I_d = \frac{(1 + r)}{(1 + f)} - 1 \dots\dots (6.2.6)$$

Bu durumda (6.2.5) denklemi;

$$Z = \frac{C I_d (1 + I_d)^n}{(1 + I_d)^{n-1}} \dots\dots\dots (6.2.7)$$

### 6.3. DİĞER METODLAR;

İlk ilave kapital maliyeti aşağıdaki denklem kullanılarak yıllık temele dönüştürülür.

$$C_h = C \times M \dots\dots\dots (6.3.1)$$

Burada;

$$C = A_t \times \text{Birim maliyet} + \text{Depolama Maliyeti} + \text{Çeşitli Maliyetler} \dots\dots\dots (6.3.2)$$

Kapital geri ödeme faktörü (M) ise;

$$M = \frac{I_d (1 + I_d)^n}{(1 + I_d)^{n-1}} \dots\dots\dots (6.3.3)$$

Sağlanan güneş enerjisi maliyeti ise;

$$C_{se} = \frac{\text{Güneş tesisatının senelik ilave maliyeti (C_h)}}{\text{Mahale sağlanan yıllık toplam güneş enerjisi}} \dots\dots\dots (6.3.4)$$

### 6.4. SİSTEM OPTİMİZASYONU;

Verilen bir bina, kolektör sistemi maliyeti, yardımcı enerji maliyeti için, bir optimum kolektör boyutu vardır.

Toplam maliyet;

$$C_{top} = Q_{top} \cdot f_s \cdot C_{se} + Q_{top} (1-f_s) C_{yar} \dots \quad (6.4.1)$$

Burada;

$Q_{top}$  → Bir yıl için toplam ısı yükü (kj/yıl)

$f_s$  → Güneş enerjisi tarafından karşılanan enerji yüzdesi

$C_{se}$  → Sağlanan güneş enerjisi maliyeti (TL/kj)

$C_{yar}$  → Yardımcı enerji birim maliyeti (TL/KWh)

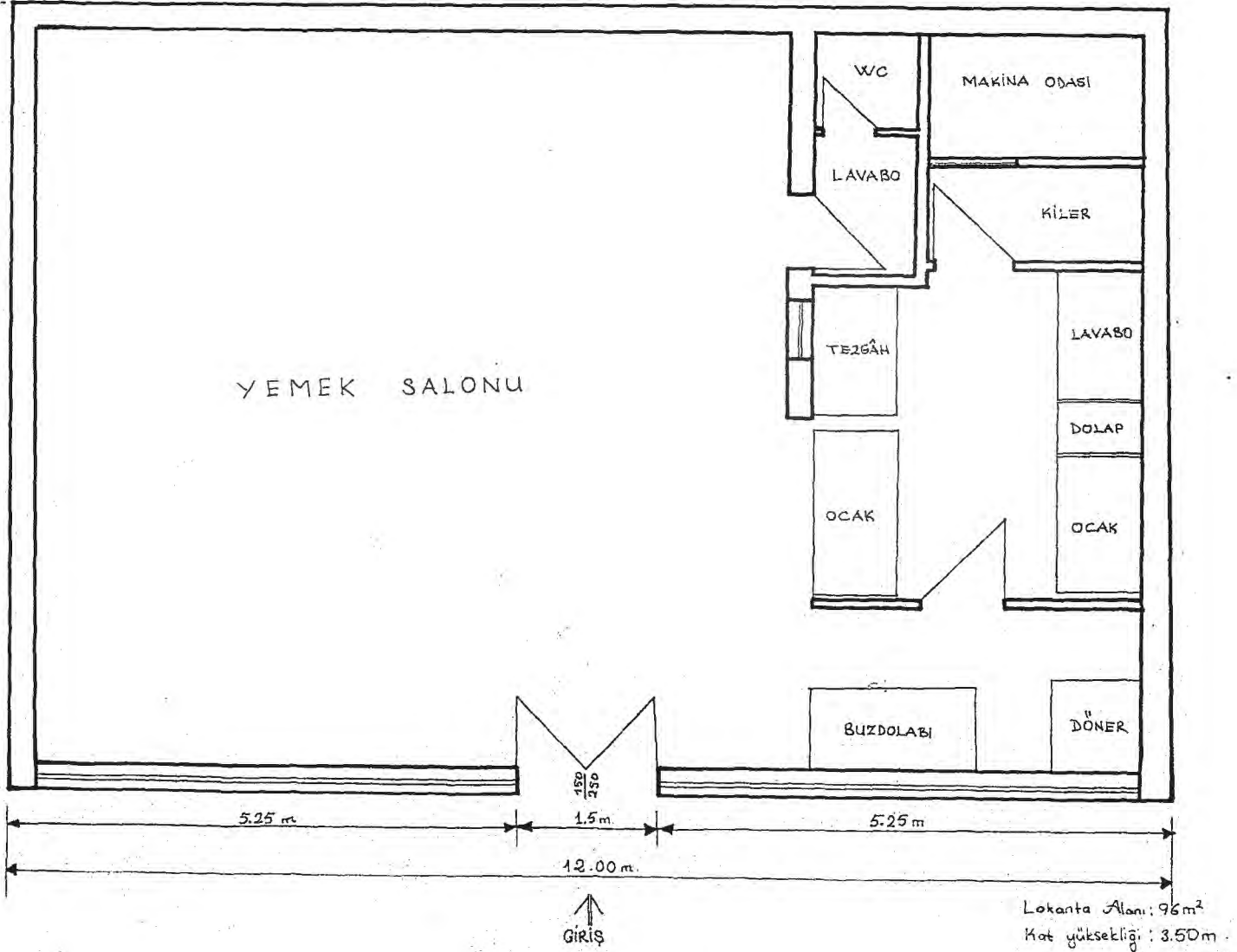
Güneş kollektörü optimizasyon hesapları, saatlik temele göre yapılmalıdır. Bu da uzun işlemler gerektirdiğinden kom-pütürle yapılması daha uygundur.

## VII. BÖLÜM

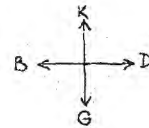
### DENİZLİ İLİ İLE İLGİLİ UYGULAMALAR

#### 7.1. ISI KAZANÇ HESAPLARI;

İklimlendirilmesi düşünülen yer olarak, serbest bölgede, 70 kişi kapasiteli ve taban alanı  $96 \text{ m}^2$  olan bir lokanta seçilmiştir. İklimlendirilmenin Mayıs ÷ Eylül olmak üzere beş ay için yapılması düşünülmüştür. Lokanta planı şekil 24 de görülmektedir.

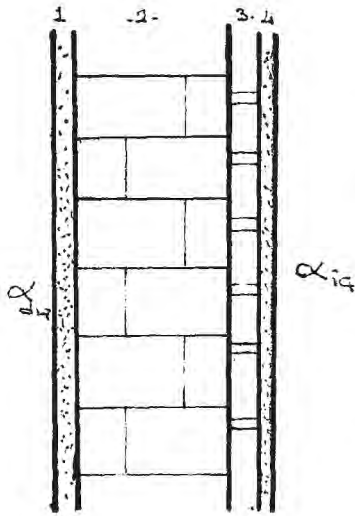


Şekil 24- Lokanta planı



Bina elemanları ısı transfer katsayıları;

1. Dış duvar (yalıtımlı);



Malzeme	Kalınlık (m)	$\lambda$ (kcal/m <sup>2</sup> °Ch)
1. Dış sıva (kireç harçlı)	0.03	0.75
2. Delikli tuğla	0.20	0.40
3. Stroper	0.05	0.035
4. İç sıva	0.02	0.60

$$\alpha_{iç} = 7 \text{ kcal/m}^2\text{°Ch} \quad \alpha_{dış} = 20 \text{ kcal/m}^2\text{°Ch}$$

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{\alpha_{iç}} + \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \frac{\delta_3}{\lambda_3} + \frac{\delta_4}{\lambda_4} + \frac{1}{\alpha_{dış}}$$

$$\frac{1}{K} = 2.19 \rightarrow K = 0.455 \text{ kcal/m}^2\text{°Ch}$$

izolasyon homojensizliğinden dolayı K ya %10 zam yaparsak;

$$K = 0.455 + (0.455 \times 0.1) = 0.50 \text{ kcal/m}^2\text{°Ch}$$

$$K = 2.093 \text{ kJ/m}^2\text{°Ch}$$

2. Pencere ve kapı;

Tek pencere, ahşap, 12 mm. aralıklı çift camlı seçilmiştir.

$$K = 2.2 \text{ kcal/m}^2\text{°Ch} = 9.20 \text{ kJ/m}^2\text{°Ch}$$

Mutfak kısmı da iklimlendirileceğinden iç duvarlardan ısı kazancı söz konusu değildir. Çatıya da, güneş kolektörleri konacağından ve gelen enerji, yararlı enerjiye çevrileceğinden çatıdan ısı kazancı da göz önüne alınmamıştır.

Aydınlatma Isı Kazancı (mutfak kısmında);

200 Watt.lık aydınlatmanın, toplam sekiz saat süreyle yapıldığı düşünülürse;

$$Q_{\text{ayd}} = 860 \cdot N_e \cdot t \quad \text{kcal/gün} \dots\dots (8.1.1)$$

$$Q_{\text{ayd}} = 0.200 \text{ KW} \times 860 \text{ kcal/kwh} \times \text{h/gün} = 1376 \text{ kcal/gün}$$

$$Q_{\text{ayd}} = 5760 \text{ kj/gün}$$

İnsanlardan ısı kazancı;

Lokanta, en çok 70 kişinin yemek yiyebileceği kapasitededir. Lokanta personeli olarak da 10 kişi çalışmaktadır.

26,5°C sıcaklıkta insanların yaydığı ısı\* (kişi başına)

Oturan ve istirahat eden; 101 kcal/h

Hafif işler yapan; 170 kcal/h

$$Q_{\text{otu}} = 70 \times 101 = 7070 \text{ kcal/h} = 29595 \text{ kj/h}$$

$$Q_{\text{çal}} = 10 \times 170 = 1700 \text{ kcal/h} = 7116 \text{ kj/h}$$

$$Q_{\text{insan}} = 36711 \text{ kj/h}$$

---

\* N.Aybers, Isıtma Havalandırma ve İklim Tesisleri

Ocaklardan ısı kazancı; \*

4 ağızlı ve fırınlı havagazı ocağı = 25000 kcal/h

= 104650 kJ/h

Yemekleri sıcak tutma ocağı = 2500 kcal/h

= 10465 kJ/h

Dönerden ısı kazancı = 2500 kcal/h

= 10465 kJ/h

Toplam olarak;

$$Q_{T1} = 168051 \text{ kJ/h}$$

Ocakların günde üç saat çalıştığı düşünülürse, aylık;

$$Q_{T1} = 168051 \times 3 \times 30 = 15772320 \text{ kJ/ay}$$

Duvarlardan ve pencereden ısı kazancını hesaplarırken, iç sıcaklığın 26°C ta tutulacağı kabul edilmiş, Bölüm 4.3. teki formüller kullanılmış ve hesaplar bir bilgisayar programı ile yapılmıştır. Program ve sonuçlar aşağıdadır.

---

\* N.Aybers, Isıtma Havalandırma ve İklim Tesisleri

```

10 REM DUVARLARDAN VE PENCEREDEN TOPLAM ISI KAZANCI HESABI
20 DEG
30 DIM q(5),h(5),e(5),d(5),t(5),h1(20),x(5),f(5,20),rt(5,20),ry(5,20),g1(5,20),g
3(5,20),g4(5,20),v1(5,20)
40 DIM v2(5,20),v3(5,20),v4(5,20),y(5,20),z(5,20),b(5,20),ya(5,20),yu(5,20),p(5,
20),qt(20,20)
50 FOR i=1 TO 5:READ Q(I):NEXT I
60 FOR i=1 TO 5:READ H(I):NEXT I
70 FOR i=1 TO 5:READ E(I):NEXT I
80 FOR i=1 TO 5:READ d(i):NEXT i
90 FOR i=1 TO 5:READ t(i):NEXT i
100 FOR i=1 TO 5
110 FOR j=8.5 TO 17.5
120 h1(j)=15*(12-j)
130 x(i)=(15/2)*t(i)
140 f(i,j)=EXP(-4*((1-(ABS(h1(j))))/x(i))^2))
150 ry(i,j)=(PI/24)*((COS(h1(j))-COS(x(i)))/(SIN(x(i))-(PI/180)*x(i)*COS(x(i))))
160 rt(i,j)=(PI/(4*t(i)))*(COS(90*h1(j)/x(i)))+(2/SGR(PI))*(1-f(i,j))
170 y(i,j)=ry(i,j)*h(i)
180 z(i,j)=rt(i,j)*q(i)
190 NEXT j:NEXT i
200 FOR i=1 TO 5
210 FOR j=8.5 TO 17.5
220 b(i,j)=z(i,j)-y(i,j)
230 ya(i,j)=0.1*z(i,j)
240 yu(i,j)=COS(d(i))*0.79367*COS(h1(j))+SIN(d(i))*0.60834
250 NEXT j:NEXT i
260 FOR i=1 TO 5
270 FOR j=8.5 TO 17.5
280 g1(i,j)=COS(d(i))*0.60834*COS(h1(j))-SIN(d(i))*0.79367
290 g2(i,j)=COS(d(i))*SIN(h1(j))
300 g4(i,j)=-(g2(i,j))
310 NEXT j
320 NEXT i
330 FOR i=1 TO 5
340 FOR j=8.5 TO 17.5
350 v1(i,j)=28*(0.12*(ya(i,j)+y(i,j)+b(i,j))*g1(i,j)/yu(i,j))+0.581*e(i)
360 IF g2(i,j)<0 THEN b(i,j)=0
370 v2(i,j)=42*(0.12*(ya(i,j)+y(i,j)+b(i,j))*g2(i,j)/yu(i,j))+0.581*e(i)
380 v3(i,j)=28*((0.12*(ya(i,j)+y(i,j)))+0.581*e(i))
390 IF g4(i,j)<0 THEN b(i,j)=0
400 v4(i,j)=6*(0.12*(ya(i,j)+y(i,j)+b(i,j))*g4(i,j)/yu(i,j))+0.581*e(i)
410 p(i,j)=30*(0.3*0.79*b(i,j)*g4(i,j)/yu(i,j)+0.74*y(i,j)+0.74*ya(i,j)+2.5*e(i)
)
420 NEXT j:NEXT i
430 FOR i=1 TO 5
440 FOR j=8.5 TO 17.5
450 qt(i,j)=v1(i,j)+v2(i,j)+v3(i,j)+v4(i,j)+p(i,j)
460 NEXT j:NEXT i
470 END
480 DATA 6277,6888,6888,6222,5055
490 DATA 2222,2194,2083,1917,1667
500 DATA 10.5,12.9,14,15.2,10.7
510 DATA 18.79,23.26,21.67,14.42,3.41
520 DATA 14,14.56,14.36,13.51,12.34

```

Duvarlardan ve Pencereden Toplam Isi Kazanci (w)

Saat	Mayis	Haziran	Temmuz	Agustos	Eylul
8.5	11274.27	11655.85	11679.85	11497.91	9980.38
9.5	12779.07	12983.15	12994.75	12960.30	11689.37
10.5	13534.37	13613.40	13595.67	13629.39	12491.95
11.5	13588.29	13590.25	13535.72	13581.33	12499.78
12.5	13269.15	13255.01	13181.10	13211.90	12133.19
13.5	12596.41	12626.79	12552.61	12545.22	11420.28
14.5	11286.70	11405.68	11329.84	11243.22	10017.43
15.5	9391.51	9637.91	9557.59	9352.68	7974.86
16.5	7062.21	7456.92	7373.21	7036.54	5500.52
17.5	4568.17	5103.31	5027.11	4591.46	2960.75

Duvarlardan ve pencereden aylık toplam ısı kazançları;

<u>Aylar</u>	<u>Isı Kazancı (kj/ay)</u>
Mayıs	10519956
Haziran	12022884
Temmuz	11968776
Ağustos	11841660
Eylül	10439604

Ayrıca, mutfakta kullanılmak üzere gerekli sıcak suyu sağlamak için, gereken ısı yükü;

$$Q_{\text{sıc.su}} = m_s C (t_k - t_s) n_i$$

Burada;

$m_s$  → gerekli su miktarı 300 lt/gün kabul edilmiştir.

$t_k$  → kullanım suyu sıcaklığı 55°C kabul edilmiştir.

$t_s$  → şebeke suyu sıcaklığı aylara göre; (Denizli için)\*

Mayıs	18°C
Haziran	22.3°C
Temmuz	25.9°C
Ağustos	27.2°C
Eylül	25.2°C

$n_i$  → gün sayısıdır.

---

\* A.Kılıç ve A.Öztürk, Güneş Enerjisi

Sıcak su için gerekli ısı yükleri;

<u>Aylar</u>	<u>Isı Yüğü(kj/ay)</u>
Mayıs	1393938
Haziran	1231939
Temmuz	1096313
Ağustos	1047337
Eylül	1122685

Lokanta için gerekli toplam ısı yükü;

<u>Aylar</u>	<u>Toplam Isı Yüğü (kj/ay)</u>
Mayıs	27686214
Haziran	29027143
Temmuz	28837409
Ağustos	28661317
Eylül	27334609

$$Q_{T.T} = 141546692 \text{ kj/5 ay}$$

## 7.2. ABSORBSİYONLU SOĞUTUCUNUN TASARIMI

Sistem, maksimum ısı yüküne göre dizayn edilmelidir.

Önceki bölümde yapılan hesaplara göre gerekli toplam ısı yükü Haziran ve Temmuz aylarında maksimum olmaktadır.

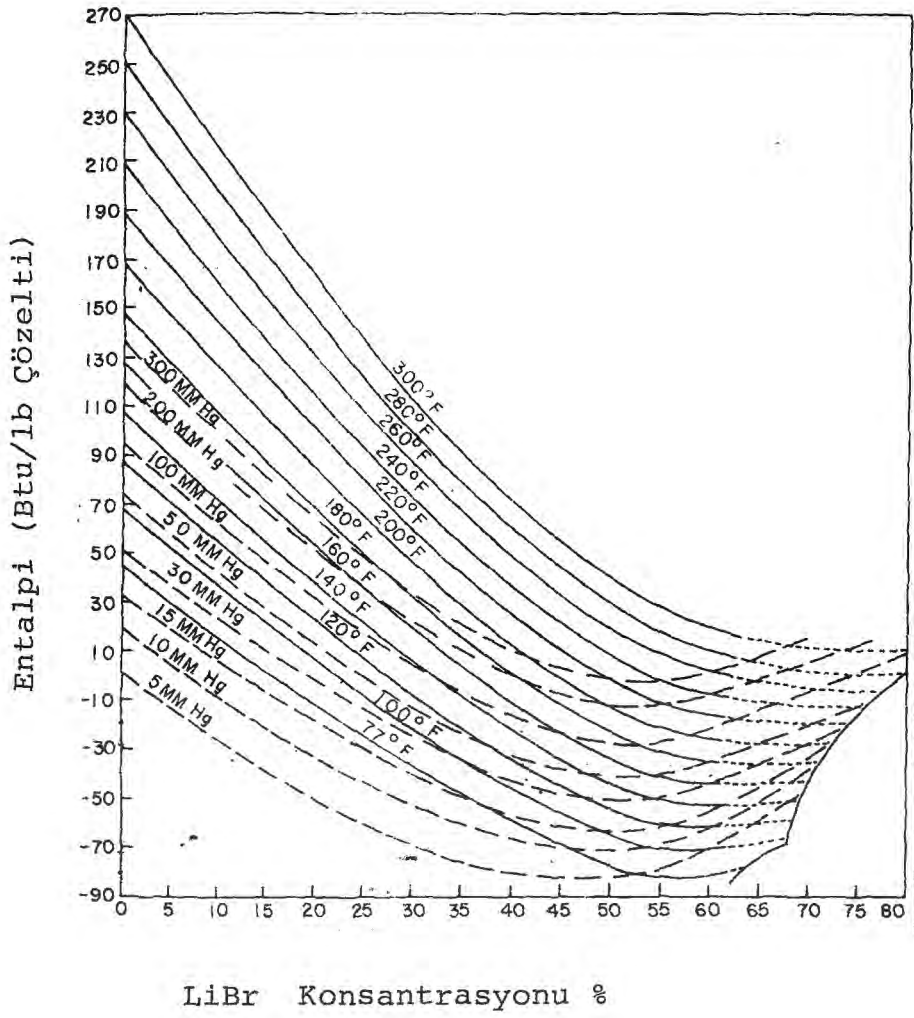
$$Q_T = 29027143 \text{ kj/ay} = 26.87 \text{ KW}$$

1 ton soğu = 3.516 KW. olduğuna göre

$$Q_T = 7.6 \sim 8 \text{ ton soğu gerekmektedir.}$$

Makina aşağıdaki koşullara göre dizayn edilecektir;

1. Makina 8 ton soğu temin edecektir.
2. Evaporatör sıcaklığı  $7.2^{\circ}\text{C}$ , absorber çıkış sıcaklığı  $25^{\circ}\text{C}$  ve kondenser sıcaklığı  $32^{\circ}\text{C}$  olacaktır.
3. Isı değiştirgecinde minimum sıcaklık farkı  $\Delta T_{\min} = 5^{\circ}\text{C}$  olacaktır.
4. Jeneratör, düzlem kollektörlerle ısıtılacak ve soğutkanın buharlaşması için  $74^{\circ}\text{C}$  ta tutulacaktır.
5. Evaporatör basıncı  $1.02\text{ kPa}$ , kondenser basıncı  $4.79\text{ kPa}$  olacaktır.
6. Çevrîndeki belirlenmiş noktalarda belirlenmiş sıcaklıklarda soğutkan ve absorbent fazları dengededir.
7. Genleşme valfi ve ısı değiştirgecindeki basınç azalmaları ihmal edilecektir.
8. Evaporatör ve kondenser basınçları, soğutkanın buharlaşma basıncına eşittir. Örneğin su için, buhar tablolarından bulunacaktır.
9.  $\text{LiBr}-\text{H}_2\text{O}$  karışımı için entalpi değerleri Şekil 25 den alınacaktır.



Şekil 25- LiBr-H<sub>2</sub>O birleşimi için entalpi-konsantrasyon diyagramı



7 ve 10 noktalarındaki entalpilar su formülle hesaplanmıştır;

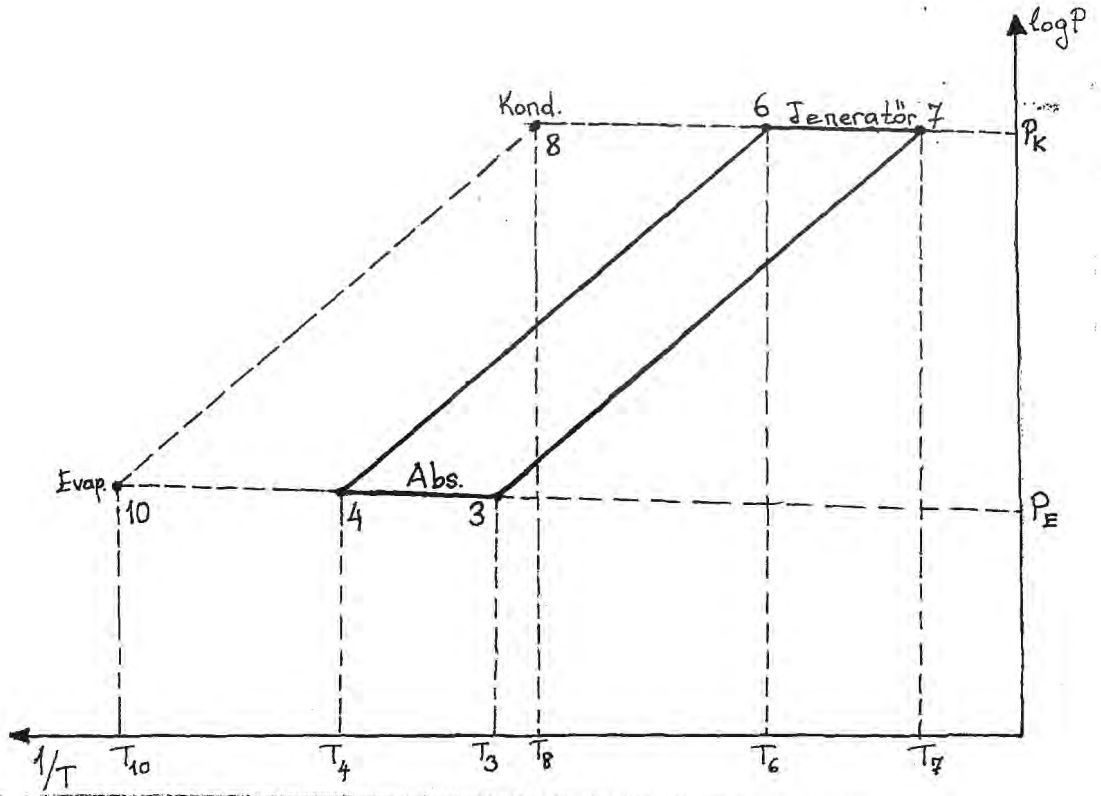
$$h_{vg} = 2463 + 1.89 t \dots\dots (7.2.1)$$

t → °C olarak buharlaşma sıcaklıklarıdır.

$$h_7 = 2463 + (1.89 \times 74) = 2603 \text{ kJ/kg}$$

$$h_{10} = 2463 + (1.89 \times 7.2) = 2476 \text{ kJ/kg}$$

Şekil 27 de, çevrim,  $\log P - \frac{1}{T}$  diyagramında gösterilmiştir.



Şekil-27- Absorbsiyonlu soğutma çevriminin

$\log P - \frac{1}{T}$  diyagramında gösterilişi.

Kütle denge denklemleri;

(3.1.4) denkleminde;

$$\frac{\dot{m}_{ab}}{\dot{m}_s} = \frac{0.56}{0.60-0.56} = 14$$

(3.1.5) denkleminde;

$$\frac{\dot{m}_z}{\dot{m}_s} = \frac{\dot{m}_{ab} + \dot{m}_s}{\dot{m}_s} = 14 + 1 = 15$$

Enerji denge denklemleri;

Isı değiştirgecinde;

(3.2.1) denkleminde;

$$h_6 = h_5 + \left( \frac{\dot{m}_{ab}}{\dot{m}_z} (h_1 - h_2) \right)$$

$$h_6 = -167 + \left( \frac{14}{15} (-93 - (-163)) \right) = -101.6 \text{ kJ/kg}$$

(6) noktasındaki sıcaklık,  $h_6$  entalpisi ve bu noktadaki basınca karşılık, Şekil 25 deki diyagramdan  $50^\circ\text{C}$  olarak okunur.

Soğutkan akış debisi (3.2.3) denkleminde elde edilir.

$$\dot{m}_s = \frac{q_{\text{soğutucu}}}{h_9 - h_{10}}$$

$$q_{\text{soğutucu}} = 8 \text{ ton} = 26.87 \text{ KW} = 96732 \text{ kJ/h}$$

$$\dot{m}_s = \frac{96732 \text{ kJ/h}}{(2464 - 134) \text{ kJ/kg}} = 41.5 \text{ kg/h} = 0.011 \text{ kg/sn}$$

Absorbent debisi;

$$\dot{m}_{ab} = \frac{\dot{m}_{ab}}{\dot{m}_s} \times \dot{m}_s = 14 \times 41.5 = 581 \text{ kg/h} = 0.16 \text{ kg/sn}$$

Zengin eriyiğın debisi;

$$\dot{m}_z = \dot{m}_{ab} + \dot{m}_s = 581 + 41.5 = 622.5 \text{ kg/h} = 0.172 \text{ kg/sn}$$

Jeneratörde depolanması gereken ısı;

(3.2.4) denkleminde;

$$q_{jen} = (41.5 \times 2603) + (581 \times (-93)) - (622.5 \times (-101.6))$$

$$q_{jen} = 117237.5 \text{ kJ/h}$$

Isı değiştirgecinde zengin eriyiğe verilen ısı;

(3.2.5) denkleminde;

$$q_{1.d} = 581 ((-93) - (-163)) = 40670 \text{ kJ/h}$$

Kondenserden çekilen ısı; (3.2.6) denkleminde;

$$q_{kon} = 41.5 (134 - 2603) = -102463.5 \text{ kJ/h}$$

Absorberden çekilen ısı; (3.2.7) denkleminde;

$$q_A = 102463.5 - 117237.5 - 96732 = -111506 \text{ kJ/h}$$

Sistemin verimi;

$$\eta = \frac{q_{soğutucu}}{q_{jen}} = \frac{96732}{117237.5} = 0.82$$

Sonuç olarak;

<u>Çıkartılan ısı (kj/h)</u>	<u>Verilen ısı (kj/h)</u>
Absorberde; - 111506	Jeneratörde; 117237.5
Kondenserde; - 102463.5 +	Evaparatörde; 96732 +
<hr/>	<hr/>
213969.5	213969.5

### 7.3. GÜNEŞ ENERJİSİ ŞİDDETİNİN VE KOLLEKTÖRDE

#### TOPLANAN FAYDALI ENERJİNİN BULUNMASI

Güneş enerjisi şiddetinin ve kollektörde toplanan faydalı enerjinin bulunması için bir bilgisayar programı hazırlanmıştır. Bu programda saatlik enerji miktarlarının toplanmasıyla günlük enerji şiddeti, Bölüm (4.1), (4.2) ve (5.1) de verilen denklemler kullanılarak bulunmuştur.

Yatay düzleme gelen aylık ortalama, tüm ve direkt ışınımınlar "Aksel Öztürk - Güneş Enerjisi"nden alınmıştır.

Faydalı enerjinin bulunmasında, kollektör olarak düzlem kollektör kullanıldığı düşünülmüştür. Alt tabaka alüminyum, kaplama bakır oksit olmak üzere seçici yüzeyli, iki cam örtülü, (2x1) m boyutlu kollektör seçilmiştir.

```
10 DEG
20 REM FAYDALI ENERJININ SAPTANMASI
30 DIM q(5),h(5),d(5),t(5),h1(20),x(5),f(5,20),rt(5,20),ry(5,20),v(5,20),z(5,20)
,b(5,20),ya(5,20),yu(5,20)
40 DIM r1(5,20),rd(5,20),r(5,20),ie(5,20),n1(5,20),n2(5,20),tc(5,20),t0(5),dt(5)
,t1(5,20),c2(5,20),c3(5,20),c4(5,20),c5(5,20),k1(5,2
0),k(5,20),m(5,20)
50 DIM c6(5,20),nk(5,20),l1(5,20),l2(5,20),l3(5,20),fv(5,20),l4(5,20),ft(5,20),s
(5,20),l5(5,20),ty(5,20),qf(5,20)
60 FOR i=1 TO 5:READ q(i):NEXT i
70 FOR i=1 TO 5:READ h(i):NEXT i
80 FOR i=1 TO 5:READ d(i):NEXT i
90 FOR i=1 TO 5:READ t(i):NEXT i
100 FOR i=1 TO 5:READ t0(i):NEXT i
110 FOR i=1 TO 5:READ dt(i):NEXT i
120 FOR i=1 TO 5
130 FOR j=8.5 TO 17.5
140 h1(j)=15*(12-j)
150 x(i)=(15/2)*t(i)
160 f(i,j)=EXP(-4*((1-(ABS(h1(j))))/x(i))^2))
170 ry(i,j)=(PI/24)*((COS(h1(j))-COS(x(i)))/(SIN(x(i))-(PI/180)*x(i)*COS(x(i))))
180 rt(i,j)=(PI/(4*t(i)))*(COS(90*h1(j)/x(i))+(2/SQR(PI))*(1-f(i,j)))
190 y(i,j)=ry(i,j)*h(i)
200 z(i,j)=rt(i,j)*q(i)
210 NEXT j
220 NEXT i
230 FOR i=1 TO 5
240 FOR j=8.5 TO 17.5
250 b(i,j)=z(i,j)-y(i,j)
260 ya(i,j)=0.1*z(i,j)
270 yu(i,j)=COS(d(i))*0.79367*COS(h1(j))+SIN(d(i))*0.60834
280 NEXT j
290 NEXT i
300 FOR i=1 TO 5
310 FOR j=8.5 TO 17.5
320 r1(i,j)=0.953874*COS(d(i))*COS(h1(j))+0.3002*SIN(d(i))
330 rd(i,j)=r1(i,j)/yu(i,j)
340 r(i,j)=rd(i,j)*b(i,j)/z(i,j)+(y(i,j)/z(i,j))*0.969846+0.00603
350 ie(i,j)=r(i,j)*z(i,j)
360 iel(j,i)=ie(i,j)
370 n1(i,j)=0.79-0.09*(1-(b(i,j)*rd(i,j)/z(i,j)*r(i,j))*(2-1/r1(i,j)))
380 n2(i,j)=n1(i,j)+0.05
390 n21(j,i)=n2(i,j)
400 tc(i,j)=t0(i)+(dt(i)/2)*COS((180/t(i))*(j-14))
410 tc1(j,i)=tc(i,j)
420 NEXT j:NEXT i
430 FOR i=1 TO 5
440 FOR j=8.5 TO 17.5
450 t1(i,j)=tc(i,j)+1
460 c2(i,j)=((t1(i,j)-tc(i,j))/2.786)^0.33
470 c3(i,j)=(327/(t1(i,j)+273))*c2(i,j)
```

```
480 c4(i,j)=1/(2/c3(i,j)+1/9.5)
490 c5(i,j)=5.67E-08*(t1(i,j)+tc(i,j)+546)*((t1(i,j)+273)^2+(tc(i,j)+273)^2)
500 k1(i,j)=c4(i,j)+c5(i,j)/7.565632
510 k(i,j)=k1(i,j)+0.437
520 k2(j,i)=k(i,j)
530 m(i,j)=SQRT(k(i,j)/0.306)
540 c6(i,j)=m(i,j)*0.06
550 nk(i,j)=(EXP(2*c6(i,j))-1)/(EXP(2*c6(i,j))+1)/c6(i,j)
560 l1(i,j)=1/k(i,j)/(0.015+0.12*nk(i,j))
570 l2(i,j)=(1/(PI*0.0125*256))+l1(i,j)
580 l3(i,j)=0.135*l2(i,j)
590 fv(i,j)=1/k(i,j)/l3(i,j)
600 fv1(j,i)=fv(i,j)
610 l4(i,j)=188.28/k(i,j)
620 ft(i,j)=l4(i,j)*(1-EXP(-fv(i,j)/l4(i,j)))
630 ft1(j,i)=ft(i,j)
640 s(i,j)=n2(i,j)*ie(i,j)
650 l5(i,j)=(0.015+0.12*nk(i,j))/0.135
660 ty(i,j)=60-(60-tc(i,j)-s(i,j)/k(i,j))*(1-(ft(i,j)/fv(i,j))*l5(i,j))
670 ty1(j,i)=ty(i,j)
680 IF ABS(ty(i,j)-t1(i,j))<=1 THEN qf(i,j)=ft(i,j)*(s(i,j)-k(i,j)*(60-tc(i,j)))
:GOTO 700
690 t1(i,j)=t1(i,j)+1:GOTO 460
700 NEXT j
710 NEXT i
720 DATA 6277,6888,6888,6222,5055
730 DATA 2222,2194,2083,1917,1667
740 DATA 18.79,23.26,21.67,14.42,3.41
750 DATA 14,14.56,14.36,13.51,12.34
760 DATA 18.9,23.6,26.6,26.2,21.4
770 DATA 13.1,14.5,15.5,16,15.2
```

Eğik Yüzey Üzerine Gelen Saatlık Isınım ( $w/m^2$ )

Saat	Mayıs	Haziran	Temmuz	Agustos	Eylül
8.5	494.46	527.70	533.19	503.51	431.69
9.5	627.59	658.37	669.81	651.90	590.93
10.5	714.08	743.34	758.65	748.39	694.74
11.5	757.65	786.44	803.61	796.68	745.73
12.5	757.65	786.44	803.61	796.68	745.73
13.5	714.08	743.34	758.65	748.39	694.74
14.5	627.59	658.37	669.81	651.90	590.93
15.5	494.46	527.70	533.19	503.51	431.69
16.5	325.86	360.14	358.76	318.06	241.07
17.5	153.51	183.11	176.42	134.50	71.34

$(\tau\alpha)_e$

8.5	0.78	0.78	0.78	0.78	0.77
9.5	0.80	0.80	0.80	0.80	0.81
10.5	0.81	0.81	0.81	0.82	0.82
11.5	0.81	0.81	0.82	0.82	0.83
12.5	0.81	0.81	0.82	0.82	0.83
13.5	0.81	0.81	0.81	0.82	0.82
14.5	0.80	0.80	0.80	0.80	0.81
15.5	0.78	0.78	0.78	0.78	0.77
16.5	0.74	0.74	0.74	0.73	0.71
17.5	0.67	0.68	0.67	0.64	0.52

Çevre Sıcaklığı

8.5	21.06	26.32	29.38	28.50	22.69
9.5	22.38	27.69	30.89	30.21	24.53
10.5	23.53	28.88	32.19	31.69	26.18
11.5	24.45	29.82	33.22	32.89	27.51
12.5	25.08	30.47	33.94	33.72	28.45
13.5	25.41	30.81	34.30	34.15	28.94
14.5	25.41	30.81	34.30	34.15	28.94
15.5	25.08	30.47	33.94	33.72	28.45
16.5	24.45	29.82	33.22	32.89	27.51
17.5	23.53	28.88	32.19	31.69	26.18

Kayıp Katsayısı (K)

8.5	2.42	2.40	2.39	2.39	2.41
9.5	2.43	2.40	2.39	2.39	2.41
10.5	2.42	2.41	2.40	2.39	2.41
11.5	2.42	2.40	2.39	2.39	2.41
12.5	2.42	2.40	2.38	2.38	2.40
13.5	2.42	2.40	2.39	2.39	2.41
14.5	2.42	2.39	2.37	2.37	2.40
15.5	2.40	2.38	2.37	2.37	2.39
16.5	2.40	2.38	2.35	2.36	2.39
17.5	2.39	2.37	2.36	2.36	2.38

Levha Sıcaklığı

8.5	61.73	61.96	62.04	61.89	61.46
9.5	62.44	62.67	62.78	62.70	62.33
10.5	62.92	63.14	63.28	63.24	62.92
11.5	63.16	63.39	63.53	63.52	63.21
12.5	63.17	63.40	63.55	63.53	63.23
13.5	62.95	63.17	63.31	63.28	62.96
14.5	62.49	62.72	62.83	62.76	62.40
15.5	61.79	62.03	62.11	61.97	61.54
16.5	60.92	61.16	61.21	61.01	60.56
17.5	60.09	60.30	60.31	60.11	59.74

Faydalı Enerji

8.5	276.42	314.13	326.18	302.22	233.50
9.5	390.60	427.35	445.16	431.98	373.05
10.5	466.96	502.49	524.24	518.76	466.75
11.5	506.50	541.90	565.65	563.56	514.35
12.5	507.80	543.66	567.53	565.68	516.69
13.5	471.64	507.27	529.40	524.60	473.23
14.5	398.04	434.95	453.37	441.66	383.70
15.5	286.27	324.24	337.08	314.87	247.30
16.5	148.01	186.10	193.11	161.03	89.19
17.5	14.33	47.93	50.30	18.10	-41.48

Eğik düzleme gelen enerjinin, faydalı enerjinin ve kolektör veriminin aylık değişimi;

Aylar	$I_e$ (kj/m <sup>2</sup> gün)	$Q_f$ (kj/m <sup>2</sup> gün)	$\eta_t$
Mayıs	20383.2	12463.2	0.61
Haziran	21495.6	13770	0.64
Temmuz	21816	14360.4	0.65
Ağustos	21052.8	13813.2	0.65
Eylül	18835.2	11858.4	0.62

#### 7.4. EKONOMİK ANALİZ ve OPTİMUM KOLLEKTÖR ALANININ BULUNMASI

VI.Bölümde verilen yöntemlerden yararlanılarak, güneş enerjisi tarafından karşılanan enerji miktarı ve yüzdesi, yardımcı enerji miktarı ve toplam maliyet bir bilgisayar programıyla hesaplanmıştır. (6.4.1) denkleminde yararlanılarak, optimum kollektör alanı saptanmıştır. Alınan değerler;

Kollektör alanı birim maliyeti; 30000 TL/m<sup>2</sup>

Depolama maliyeti; 50 TL/lt

Çeşitli maliyetler; 150.000 TL.

Isı değiştirgeci maliyeti; 3.000 TL./m<sup>2</sup>A<sub>k</sub>

Depo hacmi/kollektör alanı; 70 lt/m<sup>2</sup>

Yardımcı enerji maliyeti; 90 KW a kadar 25.35 TL/KW

90 KW tan sonra 40.50 TL/KW

M = 0.051

n = 20 yıl

Sistemde, kollektör alanının değişimine bağlı olarak maliyet hesapları yapılmıştır.

```
10 REM MALIYET HESABI
20 DIM qt(5),qf(5),q(5,200),f(5,200),qyar(200),qfay(200),v(200),c(200),ch(200),c
se(200),c1(200),c2(200),ctop(200)
30 FOR i=1 TO 5:READ qt(i):NEXT i
40 FOR i=1 TO 5:READ qf(i):NEXT i
50 FOR i=1 TO 5
60 FOR j=5 TO 200 STEP 5
70 q(i,j)=qt(i)-qf(i)*j
80 IF q(i,j)<0 THEN q(i,j)=0
90 f(i,j)=(qt(i)-q(i,j))/qt(i)
100 NEXT j
110 NEXT i
120 FOR i=5 TO 200 STEP 5
130 FOR j=1 TO 5
140 qyar(i)=qyar(i)+q(j,i)
150 qfay(i)=(141546692/3600)-qyar(i)
160 v(i)=70*i
170 c(i)=i*30000+v(i)*50+150000+3000*i
180 ch(i)=c(i)*0.051
190 cse(i)=ch(i)/qfay(i)
200 c1(i)=qfay(i)*cse(i)
210 IF qyar(i)<=90 THEN c2(i)=qyar(i)*25.35
220 IF qyar(i)>90 THEN c2(i)=(qyar(i)-90)*40.35+100*25.35
230 ctop(i)=c1(i)+c2(i)
240 NEXT j
250 NEXT i
260 DATA 7691,8063,8010,7961,7593
270 DATA 103.86,114.75,119.67,115.08,98.82
280 END
```

$f_{s_i}$	Alan	Mayis	Haziran	Temmuz	Agustos	Eylul
5		0.07	0.07	0.07	0.07	0.07
10		0.14	0.14	0.15	0.14	0.13
15		0.20	0.21	0.22	0.22	0.20
20		0.27	0.28	0.30	0.29	0.26
25		0.34	0.36	0.37	0.36	0.33
30		0.41	0.43	0.45	0.43	0.39
35		0.47	0.50	0.52	0.51	0.46
40		0.54	0.57	0.60	0.58	0.52
45		0.61	0.64	0.67	0.65	0.59
50		0.68	0.71	0.75	0.72	0.65
55		0.74	0.78	0.82	0.80	0.72
60		0.81	0.85	0.90	0.87	0.78
65		0.88	0.93	0.97	0.94	0.85
70		0.95	1.00	1.00	1.00	0.91
75		1.00	1.00	1.00	1.00	0.98
80		1.00	1.00	1.00	1.00	1.00
85		1.00	1.00	1.00	1.00	1.00
90		1.00	1.00	1.00	1.00	1.00
95		1.00	1.00	1.00	1.00	1.00
100		1.00	1.00	1.00	1.00	1.00
105		1.00	1.00	1.00	1.00	1.00
110		1.00	1.00	1.00	1.00	1.00
115		1.00	1.00	1.00	1.00	1.00
120		1.00	1.00	1.00	1.00	1.00
125		1.00	1.00	1.00	1.00	1.00
130		1.00	1.00	1.00	1.00	1.00
135		1.00	1.00	1.00	1.00	1.00
140		1.00	1.00	1.00	1.00	1.00
145		1.00	1.00	1.00	1.00	1.00
150		1.00	1.00	1.00	1.00	1.00
155		1.00	1.00	1.00	1.00	1.00
160		1.00	1.00	1.00	1.00	1.00
165		1.00	1.00	1.00	1.00	1.00
170		1.00	1.00	1.00	1.00	1.00
175		1.00	1.00	1.00	1.00	1.00
180		1.00	1.00	1.00	1.00	1.00
185		1.00	1.00	1.00	1.00	1.00
190		1.00	1.00	1.00	1.00	1.00
195		1.00	1.00	1.00	1.00	1.00
200		1.00	1.00	1.00	1.00	1.00

Alan	QYAR	QFAY	CTOP
5	36557.1	2761.4	1490940.0
10	33796.2	5522.3	1388845.2
15	31035.3	8283.2	1286750.4
20	28274.4	11044.1	1184655.5
25	25513.5	13805.0	1082560.7
30	22752.6	16565.9	980465.9
35	19991.7	19326.8	878371.1
40	17230.8	22087.7	776276.3
45	14469.9	24848.6	674181.5
50	11709.0	27609.5	572086.7
55	8948.1	30370.4	469991.8
60	6187.2	33131.3	367897.0
65	3426.3	35892.2	265802.2
70	1126.9	38191.6	182328.9
75	181.5	39137.0	153489.5
80	0.0	39318.5	156570.0
85	0.0	39318.5	165877.5
90	0.0	39318.5	175185.0
95	0.0	39318.5	184492.5
100	0.0	39318.5	193800.0
105	0.0	39318.5	203107.5
110	0.0	39318.5	212415.0
115	0.0	39318.5	221722.5
120	0.0	39318.5	231030.0
125	0.0	39318.5	240337.5
130	0.0	39318.5	249645.0
135	0.0	39318.5	258952.5
140	0.0	39318.5	268260.0
145	0.0	39318.5	277567.5
150	0.0	39318.5	286875.0
155	0.0	39318.5	296182.5
160	0.0	39318.5	305490.0
165	0.0	39318.5	314797.5
170	0.0	39318.5	324105.0
175	0.0	39318.5	333412.5
180	0.0	39318.5	342720.0
185	0.0	39318.5	352027.5
190	0.0	39318.5	361335.0
195	0.0	39318.5	370642.5
200	0.0	39318.5	379950.0

## 7.5. SONUÇLAR;

Güneş enerjisi ile soğutucu konusunda yapılan bu çalışmada ulaşılan sonuçlar şöyle özetlenebilir;

- Absorbsiyonlu soğutma sistemi, güneş enerjisi ile çalışan diğer soğutma sistemlerine göre teknik ve ekonomik yönden daha avantajlıdır. Güneş enerjisine adaptasyonu en kolay olan sistemdir.

- Absorbsiyonlu soğutma sisteminde kullanılan soğutkan-absorbent çiftleri içinde,  $H_2O-LiBr$  çifti, maliyeti ve mükemmel verimi ile en çok tercih edilenidir.

- Denizli ilinde  $96 m^2$ . taban alanlı bir lokantanın iklimlendirilmesinde, maksimum ısı kazancı,  $29027143 \text{ kJ/ay}$  olarak Haziran-Temmuz aylarında olmaktadır.

- Tasarımı düşünülen sistem,  $7.2^\circ C$  evaporatör ve  $74^\circ C$  jeneratör sıcaklığında, %82 verimle çalışmaktadır. Uygulamada bu verime ulaşmak mümkün olmayabilir. Çünkü, jeneratör ve absorber vakum altında çalışmaktadır ve sızıntılara karşı çok iyi önlem almak gerekir.

- Sistem, yaz aylarında,  $336 m^3$ . hacimlik lokantanın iklimlendirilmesinde,  $70 m^2$  kollektör alanı için, yardımcı enerjiye gerek duyulmaksızın çalışmaktadır.

- Yapılan ekonomik analiz sonucunda, yardımcı enerji olarak kullanılması düşünülen elektrik enerjisinin kullanımının minimuma indirilmesinin, ekonomik olduğu ve optimum kollektör alanının  $70 \div 75 m^2$ . arasında olduğu görülmüştür.

## K A Y N A K L A R

- 1) Alizadeh, S, Bahar, F. and Geoola F.: Design and optimisation of an absorption Refrigeration system operated by solar energy, Materials and Energy Research Centre, Tehran, Iran, 1978.
- 2) Ayber, N. Isıtma Havalandırma ve İklim Tesisleri, Üçer Matbaacılık, İstanbul, 1978.
- 3) Aybers, N. Soğutma Makinaları, Arpaz Matbaacılık, İstanbul, 1974.
- 4) Dağsöz, A.K. Soğutma Tekniği, Arpaz Matbaacılık, İstanbul, 1981.
- 5) Dossat R.J. Principles of Refrigeration Second Edition, John Wiley and Sons, New York, 1978.
- 6) Duffie, J.A and Beckman, W.A. Solar Energy Thermal Processes John Wiley and Sons, New York, 1974.
- 7) Durgunov, N.Ch., Maksudov, T.M. and Vakhidov, A.T. Choice of Coolants and absorbents for absorption-type solar refrigerators, Geliotekhnika, Vol.17, No 1, pp 36-39, 1981.
- 8) Ertaş, E. "Güneş Enerjisi ile Soğutma" E.İ.E. İdaresi Genel Direktörlüğü, Güneş Enerjisi Konferansı Tebliğleri Kitabı, Ankara, 1984.
- 9) Ertaş, E. Soğutma Tekniği Ders Notları, D.M.M.A, Denizli, 1982.
- 10) Gosling C.T. Applied air Conditioning and Refrigeration Applied Science Publishers LTD, 1974.
- 11) Güçeri, S.İ, Solar cooling and air conditioning University of Delaware New York.

- 12) Kılıç, A. ve Öztürk, A. Güneş Enerjisi, Kipaş Dağıtımçılık, İstanbul, 1983.
- 13) Kreider, J.F. and Kreith, F. Solar Heating and Cooling McGraw- Hill Book Company, Colorado, 1975.
- 14) Mansoori, G.A. and Patel, V., Thermodynamic Basis for the choice of working fluids for solar absorption cooling systems. University of Illinois at Chicago Circle, 1979.
- 15) McVeigh, J.C. Sun Power, An Introduction to the applications of Solar Energy Brighton Polytechnic, England, 1977.
- 16) Özkol, N. Klima tekniğinde kullanılan tablo şekil ve diyagramlar, Havalandırma ve Klima Tesisatlarında Projelendirme Semineri, Ankara, 1984.
- 17) Sayıgı, A.A.M. Active Solar air conditioning Second International Symposium on non-conventional energy, 1981.
- 18) Vakhidov, A.T. and Maksudov, T.M., Intermitten-operation absorption solar refrigerator, Geliotokhnika, Vol.13, No.5, pp 76-78, 1977.
- 19) Wylen, G.V. and Sonntag, Fundamentals of classical thermodynamics John Wiley and sons, New York, 1978.