



**ABSORBSİYONLU SOĞUTMA
SİSTEMİNİN TASARIMI VE
S.D.Ü ODİTORYUMUNDA
UYGULANABİLİRLİĞİNİN
ARAŞTIRILMASI**

Arzu ŞENCAN

Yüksek Lisans Tezi
MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANA BİLİM DALI
ISPARTA – 1999

T.C.
SÜLEYMAN DEMİREL ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

84664

ABSORBSİYONLU SOĞUTMA SİSTEMİNİN TASARIMI
VE
S.D.Ü ODİTORYUMUNDA UYGULANABİLİRLİĞİNİN ARAŞTIRILMASI

Arzu ŞENCAN

YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANA BİLİM DALI

T.C. YÜKSEKÖĞRETİM KURULU
DOKÜMANTASYON MERKEZİ

Prof. Dr. Mustafa ACAR

Prof. Dr. Mustafa ACAR
(Danışman)

84664

ÖZET

Fosil kaynaklardan üretilen enerji ile soğutma daha çok endüstrileşmiş ülkelerde yaygındır. Fakat bu durum dünyanın büyük bir kısmında ve dünya nüfusunun büyük bir çoğunluğu için geçerli değildir. Nüfusun artması ve fosil yakıt rezervlerindeki azalma enerji problemini çok daha önemli hale getirmiştir.

Uygulama alanı olarak yüksek potansiyele sahip olan güneş enerjisi, soğuk üretiminde düşük sıcaklıklı ısı enerji kaynağı olarak dikkat çekmektedir. Mekanik sıkıştırma sistemleri yüksek miktarda elektrik enerjisi gerektirdiğinden, güneş enerjisi ile çalışan absorpsiyonlu iklimlendirme ve soğutma prosesi güçlü bir alternatif durumundadır.

Bu çalışmada, güneş enerjisinden yararlanılarak çalışacak bir absorpsiyonlu soğutma sistemi tasarımı yapılmıştır. Sistemde akışkan olarak LiBr-H₂O karışımı kullanılmıştır. Tasarlanan sistemde dış hava sıcaklığı 30°C, istenen ortam sıcaklığı 23°C olarak kabul edilmiştir.

Uygulama alanı olarak, Isparta İli Süleyman Demirel Üniversitesi Oditoryumu seçilmiştir.



ABSTRACT

Cooling by the energy produced from the source of fossil is common mostly in modern countries. However this situation is not in common use both for the majority of population and in the great region of the world. The increasing of population and the decrease in the sources of fossil energy has made both the problem and the possession of the energy much more important.

The solar energy which has a great potential for use in its applications has to be considered to produce cold as a low grade thermal energy source. Since the mechanical compression systems need high grade of electrical energy, solar absorption air conditioning and cooling process is an alternative to all.

In this research; an absorption cooling system is designed by using the solar energy. In the system; LiBr-H₂O pair is used as liquid. In the absorption cooling system that is designed, the ambient temperature of 30°C, inner temperature 23°C are assumed.

As an application place, Süleyman Demirel University Auditorium in Isparta has been chosen.



ÖNSÖZ

Sıcak iklimli ÷lkemizde soğutma için, yılda küçümsenemeyecek bir enerji tüketildiğı anlaşılr. Alışlagelen soğutucularda gerekli mekanik güç, çoğunlukla bir elektrik motorundan sağlanmaktadır. Çevrimi ısı girdisine dayalı soğutuculara gelince, elektrik veya petrol ürünlerinden ya da herhangi bir fosil yakıttan üretilen ısı kullanılmaktadır. Fosil yakıt kaynaklarının sınırlılığı ise, insanlığı güneş gibi yeni kaynakların geliştirilmesine yöneltmektedir. Tüm yeni enerji kaynakları arasında güneş enerjisi en çok umut verici, en bol, çevre kirliliğı oluşturmeyen, enerji fiyatı bulunmayan kaynaktır.

Türkiye, yalnızca su ısıtma değil aynı zamanda soğutmayı da güneş enerjisinden sağlamak açısından ideal bir konumda bulunmaktadır. Güneş enerjili absorpsiyonlu soğutma sistemlerinin kullanımı özellikle yaz sezonu için bir enerji ekonomikliğı sağlayacaktır.

Bu çalışmanın hazırlanmasında bana yardımlarını esirgemeyen danışman hocam Prof. Dr. Mustafa ACAR (SDÜ)'a, Öğr. Gör. Dr. Reşat SELBAŞ (SDÜ)'a , Yrd. Doç. Dr. İbrahim ÜÇGÜL (SDÜ)'e ve aileme teşekkürü borç bilirim.

2.4. Sistemin Soğutma Yükünün Belirlenmesi	15
3. ABSORBSİYONLU SOĞUTMA SİSTEMİNİN ÇALIŞMA ÖZELLİKLERİ	16
3.1. Evaporatörün Özellikleri	16
3.2. Kondenserin Özellikleri	17
3.3. Absorberin Özellikleri	17
3.4. Generatörün Özellikleri	19
3.5. Kütleli Debilerin Belirlenmesi	19
3.6. LiBr-H ₂ O Eriyığının Sıcaklık-Basınç-Konsantrasyon Özellikleri	20
3.7. Sistem Elemanlarının Isı Yüklerinin Belirlenmesi	20
3.7.1. Generatör Isı Yükü	20
3.7.2. Kondenser Isı Yükü	21
3.7.3. Absorber Isı Yükü	21
3.7.4. Isı Değiştirgeci Isı Yükü	21
3.8. Sistemin Performans Katsayısı	21
4. GÜNEŞ RADYASYONU	23



4.1. Eğik Yüzeye Gelen Güneş Radyasyonu	23
4.1.1. Güneşlenme Verilerinin Bulunması	23
4.1.2. Bulanıklık Faktörünün Tespiti	23
4.1.3. Toplam Radyasyonun Direkt ve Difüz Miktarlarının Hesaplanması	24
4.1.4. Açı Faktörlerinin Tespiti	24
4.1.5. Toplam Radyasyon Miktarlarının Hesaplanması	25
4.2. Eğik Yüzeye Gelen Anlık Tüm Güneş Işınımı	27
5. DÜZ GÜNEŞ TOPLAYICILARI	29
5.1. Kollektör Verimi	29
5.1.1. Kollektörün Absorbe Ettiği Enerji	29
5.1.2. Kollektördeki Isı Kayıpları	31
5.1.3. Kollektörde Toplanan Faydalı Enerji	32
5.2. Gerekli Toplam Kollektör Yüzeyi	33
5.3. Sıcak Su Deposu Hacmi Hesabı	34
6. SİSTEM ELEMANLARININ BOYUTLARININ HESAPLANMASI	35
6.1. Evaporatör	35
6.1.1. Dış Isı Taşınım Katsayısı	36
6.1.2. Evaporatör Boyutları	37
6.2. Kondenser	40
6.2.1. İç Isı Taşınım Katsayısı	42
6.2.2. Yoğuşma Film Katsayısı	43
6.2.3. Toplam Isı Transfer Katsayısı ve Kondenser Boyutları	44
6.3. Isı Değiştirgeci	48
6.3.1. İç Isı Taşınım Katsayısı	51
6.3.2. Dış Isı Taşınım Katsayısı	55
6.3.3. Toplam Isı Transfer Katsayısı ve Isı Değiştirgeci Boyutları	57
6.4. Absorber	58
6.4.1. İç Isı Taşınım Katsayısı	59
6.4.2. Dış Isı Taşınım Katsayısı	60
6.4.3. Toplam Isı Transfer Katsayısı ve Absorber Boyutları	62
6.5. Generatör	63
6.5.1. İç Isı Taşınım Katsayısı	64

6.5.2. Dış Isı Taşınım Katsayısı	66
6.5.3. Toplam Isı Transfer Katsayısı ve Generatör Boyutları	68
6.6. Sistem Maliyeti	68
7. SONUÇLAR VE ÖNERİLER	70
KAYNAKLAR	72
EKLER	
ÖZGEÇMİŞ	



SİMGELER LİSTESİ

A	Alan, (m^2)
AÖRA	Atmosfer öncesi aylık radyasyon değeri, ($kcal/m^2gün$)
C_p	Sabit basınçta özgül ısı, (j/kgK)
COP	Performans katsayısı
D	Deklınasyon açısı, ($^{\circ}$)
D	Boru çapı (m)
DİF	Difüz radyasyon miktarı, ($kcal/m^2gün$)
DİFAF	Difüz açı faktörü
DİR	Direkt radyasyon miktarı, ($kcal/m^2gün$)
DİRAF	Direkt radyasyon miktarı açı faktörü
f_g	Gölgeleme faktörü
f_d	Tozlanma faktörü
F	Düzeltilme faktörü
F_k	Gerekli toplam kollektör yüzeyi, (m^2)
g	Yerçekimi ivmesi, (m/s^2)
G	Kütle hızı, (kg/sm^2)
h	Isı taşınım katsayısı, (W/m^2K)
h	Entalpi, (kJ/kg)
h	Saat açısı, ($^{\circ}$)
H	Güneş batış saat açısı, ($^{\circ}$)
I_t	Anlık tüm güneş ışınımı, (W/m^2)
k	Isı iletim katsayısı, (W/mK)
L	Boru uzunluğu, (m)
\dot{m}	Kütleli debi, (kg/s)
n	Boru sayısı, (adet)
P	Basınç, (N/m^2)
q	Isı yükü, (kw)
q_{abs}	Kollektörün absorbladığı enerji, (W/m^2)
q_L	Kollektördeki ısı kayıpları, (W/m^2)
q_u	Birim kollektör yüzeyinden elde edilen faydalı ısı, (W/m^2)

Q	Günlük toplam güneş ışıını, (kcal/m^2 gün)
R_f	kirlenme faktörü, ($\text{m}^2\text{C/W}$)
t_0	Gün uzunluğu, (saat)
T	Sıcaklık, (K)
TRA	Toplam radyasyon miktarı, (kcal/m^2 gün)
u_b	Kollektörde taban ve yan yüzeyler için toplam ısı geçiş katsayısı, ($\text{W/m}^2\text{C}$)
u_L	Kollektörde toplam ısı geçiş katsayısı, ($\text{W/m}^2\text{C}$)
u_t	Kollektörde üstten toplam ısı geçiş katsayısı, ($\text{W/m}^2\text{C}$)
U	Toplam ısı transfer katsayısı, ($\text{W/m}^2\text{K}$)
v	Özgül hacim, (m^3/kg)
V	Akışkan hızı, (m/s)
X	Konsantrasyon
YAF	Yansıtılmış açı faktörü
YAO	Yansıtma oranı
YYRA	Yeryüzünde yatay düzleme gelen radyasyon değeri, ($\text{kcal/m}^2\text{gün}$)
β	Hacimsel genleşme katsayısı, (K^{-1})
ε	Isı değıştirgeci etkenliğı
η	Verim
μ	Viskozite, (kg/ms)
ρ	Yoğunluk, (kg/m^3)
ρ_c	Plakanın geri yansıtma oranı
ν	Kinematik viskozite, (m^2/s)
τ	Camın geçirme oranı
$(\tau\alpha)_c$	Cam ve plakanın geçirme ve yutma oranı
α_p	Plakanın yutma oranı

İNDİSLER

abs	Absorber
c	Soğuk akışkan, fakir eriyik
ç	Çıkış durumu
d	Dış
evap	Evaporatör
f	Film
g	Giriş durumu
gen	Generatör
h	Sıcak akışkan, zengin eriyik
ıd	Isı değiştirgeci
i	İç
kon	Kondenser
l	Sıvı
max	Maksimum
ort	Ortalama
r	Soğutkan
v	Buhar
w	Cidar

BOYUTSUZ SAYILAR

Gr	Grashof sayısı
Nu	Nusselt sayısı
Pr	Prandtl sayısı
Re	Reynold sayısı

ŞEKİLLER LİSTESİ

Şekil 1.1. Güneş enerjili soğutma sisteminin şematik gösterimi	2
Şekil 2.1. Bir soğutma işleminin çevrim elemanları	4
Şekil 2.2. Basit absorpsiyonlu çevrim	6
Şekil 2.3. LiBr-H ₂ O eriyiği için denge diyagramı	9
Şekil 2.4. NH ₃ -H ₂ O eriyiği için denge diyagramı	10
Şekil 2.5. Lityum bromür-su eriyikli tek kademeli absorpsiyonlu soğutma çevrimi	11
Şekil 2.6. Generatör sıcaklığının bir fonksiyonu olarak hava ve su soğutmalı çevrimin COP değeri	14
Şekil 2.7. Soğutulacak ortamda meydana gelen ısı transferi olayları	15
Şekil 3.1. Evaporatör sıcaklığının bir fonksiyonu olarak generatör sıcaklığı, COP ve güçlü eriyik konsantrasyonu değeri	16
Şekil 3.2. LiBr-H ₂ O eriyiğinin sıcaklık-basınç- konsantrasyon diyagramı	17
Şekil 3.3. LiBr-H ₂ O karışımında entalpi-LiBr ağırlık oranı	18
Şekil 5.1. Isı depolanması için su depolama tankı kullanan tipik bir sistem	34
Şekil 6.1. Karşıt-çapraz akışlı evaporatör	35
Şekil 6.2. Dairesel kanatlı borulardan çapraz akışlı geçiş için sürtünme faktörleri ve ısı transfer katsayıları	36
Şekil 6.3. Dairesel kanat verimi	38
Şekil 6.4. Su soğutmalı kondenserler için soğutma suyu hızının toplam ısı transfer katsayısı üzerinde etkisi	41
Şekil 6.5. Düzeltme faktörü	46
Şekil 6.6. Karşıt akışlı ısı değiştirgeci	48
Şekil 6.7. LiBr-su eriyiği özgül ısısı	49
Şekil 6.8. LiBr-su eriyiği yoğunluğu	52
Şekil 6.9. LiBr-su eriyiği viskoziteleri	53
Şekil 6.10. 20°C'de LiBr ağırlığının bir fonksiyonu olarak LiBr-su eriyiğinin ısı iletkenliği	54

Şekil 6.11. Karşıt akışlı ısı değiştirgeci için etkenlik katsayısı

57

Şekil 6.12. Absorber

59



ÇİZELGELER LİSTESİ

Çizelge 2.1. Absorbsiyonlu soğutma sistemine ait temel elemanlar ve fonksiyonları	7
Çizelge 3.1. LiBr-H ₂ O eriyiğinin sıcaklık-basınç-konsantrasyon değerleri	20
Çizelge 4.1. Yeryüzünde yatay düzleme gelen (YYRA) ve atmosfer öncesi aylık ortalama radyasyon (AÖRA) değerleri	23
Çizelge 4.2. Direkt radyasyon açısı faktörleri	24
Çizelge 4.3. Difüzyon ve yansıtılmış açısı faktörleri	25
Çizelge 4.4. Bazı karakteristik yüzeylerin yansıtıcılığı	26
Çizelge 6.1. Hava hızlarına göre toplam ısı transfer katsayıları	40
Çizelge 6.2. Bakır boru boyutları	42
Çizelge 6.3. Çeşitli akışkanlarda kirlenme faktörü değerleri	44
Çizelge 6.4. Bazı maddelerin ısı iletkenlik değerleri	45
Çizelge 6.5. Çeşitli eriyiklerin ısı iletkenlikleri	54
Çizelge 6.6. Buhar kuruluk derecesinin bir fonksiyonu olarak iç ısı transfer katsayısı	66
Çizelge 6.7. Sistemin maliyet analizi	69

daha sonra bir soğutma çevrimi olarak uygulanıp bundan yararlanılmaya başlanmıştır. Soğutucu olarak NH_3 ve absorbent olarak su kullanılan ilk absorpsiyonlu soğutma sistemi bir Fransız olan Ferdinand Carre tarafından icat edilmiş olup 1860 yılında Amerika'da patenti alınmıştır. Sürekli çalışan ilk sistem olan bu cihazla 1872 yılında bir miktar buz üretilmiştir [1].

Yirminci yüzyılın ilk yıllarında absorpsiyonlu soğutma sistemi oldukça rağbet görmüş ve çeşitli uygulama alanları bulmuştur. Ancak klasik soğutma sistemleri ile soğutma daha ekonomik olduğu için 1930'lu yıllardan sonra uzun süre bu konuda fazla çalışma yapılmamıştır. Bunun nedeni ise bu yıllarda elektriğin ucuz olması ile değişik boyut ve kapasitelerdeki kompresörlerin kullanıma girmiş olmasıdır. Enerji krizinin başladığı 1970'li yıllardan sonra ise güneş enerjili soğutma sistemleri üzerine çalışmalar yoğunlaşmıştır[2].

Dünyada enerji tüketiminin küçümsenemeyecek bir bölümü soğu üretimine gitmektedir. Sıcak bölgelerdeki elektrik tüketimi içerisinde soğutma uygulamalarının önemli bir payı vardır ve pay %40'lara kadar ulaşabilmektedir[5].

Türkiye'nin ortalama güneşlenme süresi 2640 saat/yıl ve toplam güneş ışınımı ortalaması ise 290W/m^2 'dir. Bu değerler Avrupa için yaklaşık olarak 1500 saat/yıl ve 105W/m^2 'dir[2]. Bu bakımdan yüksek güneş enerjisi potansiyeli ile yurdumuz Avrupa'nın en şanslı ülkesi durumundadır. Güneş enerjili soğutma sistemlerinin kullanımı özellikle yaz aylarında bir enerji ekonomikliği sağlayacaktır. Bu sistemlerin geniş çapta kurulması Türkiye'nin enerji sektörüne ve sonuç olarak da ekonomiye etkin bir yarar sağlayacaktır [3,4].

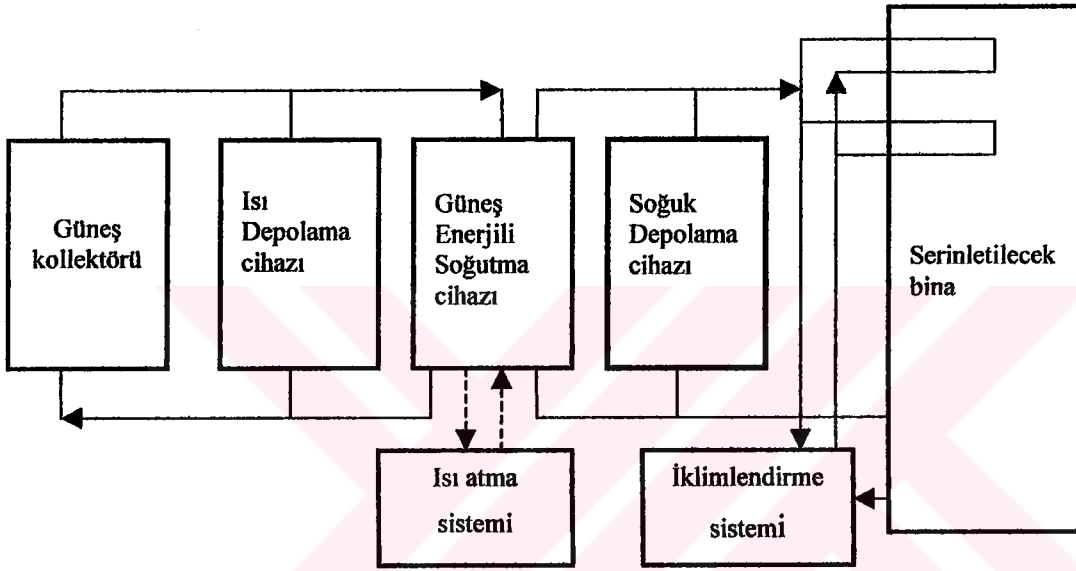
Güneş enerjisi etkisi ile soğutma etkisi oluşturan çok değişik yöntemler geliştirilmiştir. Bunlardan bazıları şöyledir[6]:

- $\text{LiBr-H}_2\text{O}$, $\text{H}_2\text{O-NH}_3$, $\text{LiCl-H}_2\text{O}$ gibi sıvı nem alıcılar ile çalışan absorpsiyon çevrimleri.
- Silikajel- H_2O , Zeolit- H_2O gibi katı nem alıcılar ile çalışan adsorpsiyon çevrimleri.
- Güneş enerjili Rankin motoru ile buhar sıkıştırılmalı çevrim.

- Geceleyin pasif soğutma.

Belli bir sistemin seçimi sadece sistemin ekonomik olup olmasına bağlı değildir. İklim, soğutma suyunun elde edilebilirliği, yardımcı enerji kaynağı ve kollektör cinsi önemlidir.

Bir güneş enerjili iklimlendirme sisteminin temel elemanları: Kollektörler, ısı depolama cihazı, soğuk depolama cihazı, güneş enerjili soğutma cihazı, ısıyı dışarı verme cihazı gibi elemanlar Şekil 1.1’de şematik olarak gösterilmiştir[6].



Şekil 1.1. Güneş enerjili soğutma sisteminin şematik gösterimi

Literatürde yapılan çalışmalar enerji ekonomikliği açısından incelendiğinde, güneş enerjili absorpsiyonlu soğutma sistemi eşdeğer kapasitede konvansiyonel bir kompresörlü soğutma sistemi ile karşılaştırıldığında elektrik enerjisinden %25-40 oranında bir ekonomiklik sağlayabilmektedir[1].

Bu çalışmada absorpsiyonlu soğutma sistemi, sistemin temel elemanları ve fonksiyonları, kullanılan akışkan çiftleri, sistemin çalışma prensibi hakkında genel bir bilgi verildikten sonra projeyi uygulama alanı olarak seçilen Süleyman Demirel Üniversitesi Oditoryumu'nun soğutma yükü belirlenmiştir. Bu soğutma yükünü temin edecek absorpsiyonlu sistemde çalışma maddesi olarak lityum bromür-su çifti kullanılarak sistemin kısımlarının çalışma şartları (basınç, sıcaklık, vs.) belirlenmiştir. Sistemde gereken enerji, güneş vasıtasıyla temin edilmiştir. Bunun için gerekli güneş radyasyonu ve

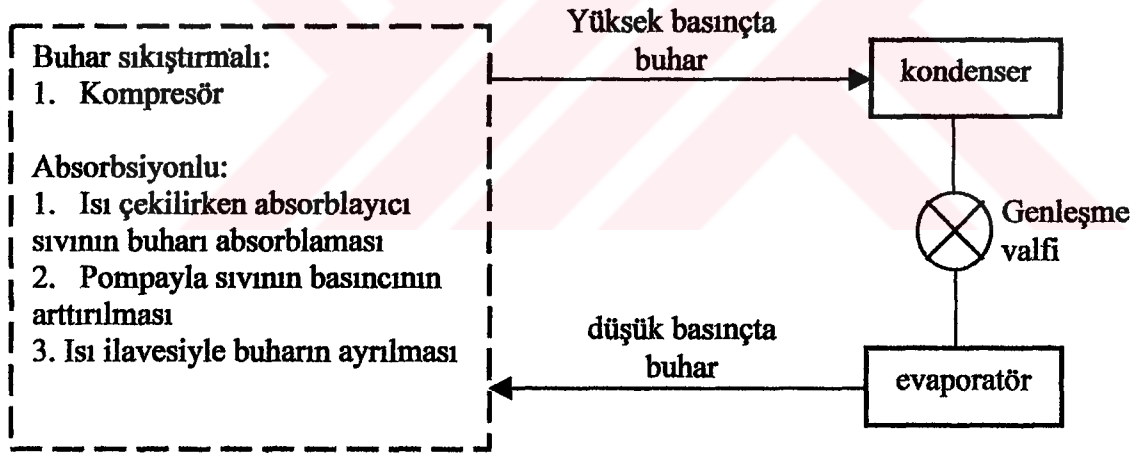
düz güneş toplayıcı hesabı yapılmıştır. Sonuç olarak da Süleyman Demirel Üniversitesi Oditoryumu için uygun sistem elemanlarının boyutlandırması yapılmıştır.



2. ABSORBSİYONLU SOĞUTMA SİSTEMİ

2.1. Absorbsiyonlu ve Buhar Sıkıştırılmalı Çevrim İlişkisi

Absorbsiyonlu soğutma çevrimi ile buhar sıkıştırılmalı çevrim karşılaştırıldığında birçok benzerlik göze çarpmaktadır. Bir soğutma çevriminde bulunması gereken donanım Şekil 2.1'de gösterilmiştir. Bütün soğutma sistemlerinde yoğuşturucu, genişleme valfi ve buharlaştırıcı bulunur[7]. Buhar sıkıştırılmalı soğutma çevriminde evaporatörden gelen düşük basınçlı soğutkan buharı, yüksek basınca bir kompresör yardımıyla getirilir. Absorbsiyonlu soğutma çevriminde ise evaporatörden gelen düşük basınçlı soğutkan buharı önce uygun bir absorblayıcı sıvı tarafından absorblanır. Absorblama işlemi buharın sıvıya dönüşümüdür. Bunun için bu işlem boyunca ısı çekilmelidir. Daha sonra bir pompayla sıvı ve soğutkan karışımının basıncı artırılır. Son olarak da sağlanan ısı ilavesiyle absorblayıcı sıvıdan, soğutkan buharı ayrılır.



Şekil 2.1. Bir soğutma işleminin çevrim elemanları

Mekanik buhar sıkıştırılmalı sistemlerde kompresörü çalıştırmak için gerekli olan enerji kıymetli ve pahalıdır. Buhar sıkıştırılmalı soğutma sistemlerinde sıkıştırılan buhar hacmi oldukça büyük olduğundan kompresyonu gerçekleştirebilmek için çok miktarda kompresyon işine gerek vardır[8].

Absorbsiyonlu ve buhar sıkıştırılmalı soğutma sistemlerini kısaca karşılaştırılırsa:

1. Absorbsiyonlu soğutma sisteminde tek hareketli kısmın eriyik pompası olması nedeniyle, kompresör içeren buhar sıkıştırımlı soğutma sistemine göre oldukça sessiz ve rahat çalışmaktadır.

2. Absorbsiyonlu sistemde hareketli parçaların azlığı nedeniyle hem sistemde titreşim ve gürültü meydana gelmez hem de çok az bakım gerektirir[9].

3. Buhar sıkıştırımlı soğutma sistemlerinde kullanılan soğutucu akışkanların (CFC'ların) ozon tabakasına zarar verdikleri birçok bilim adamı tarafından kabul edilmektedir. Absorbsiyonlu sistemde kullanılan akışkanların ise ozon tabakasına zarar vermeleri söz konusu değildir[9].

4. Absorbsiyonlu soğutma sistemi buhar sıkıştırımlı sisteme göre daha kısa bir sürede soğutma etkisi sağlayabilmektedir[10].

5. Absorbsiyonlu sistem değişken soğutma yükleri için tam bir verimlilik sağlayabilmektedir.

6. Absorbsiyonlu soğutma sistemleri, düşük buharlaştırıcı sıcaklıkları için yer ve otomatik kontrol gereksinimleri açısından daha avantajlı olmaktadır.

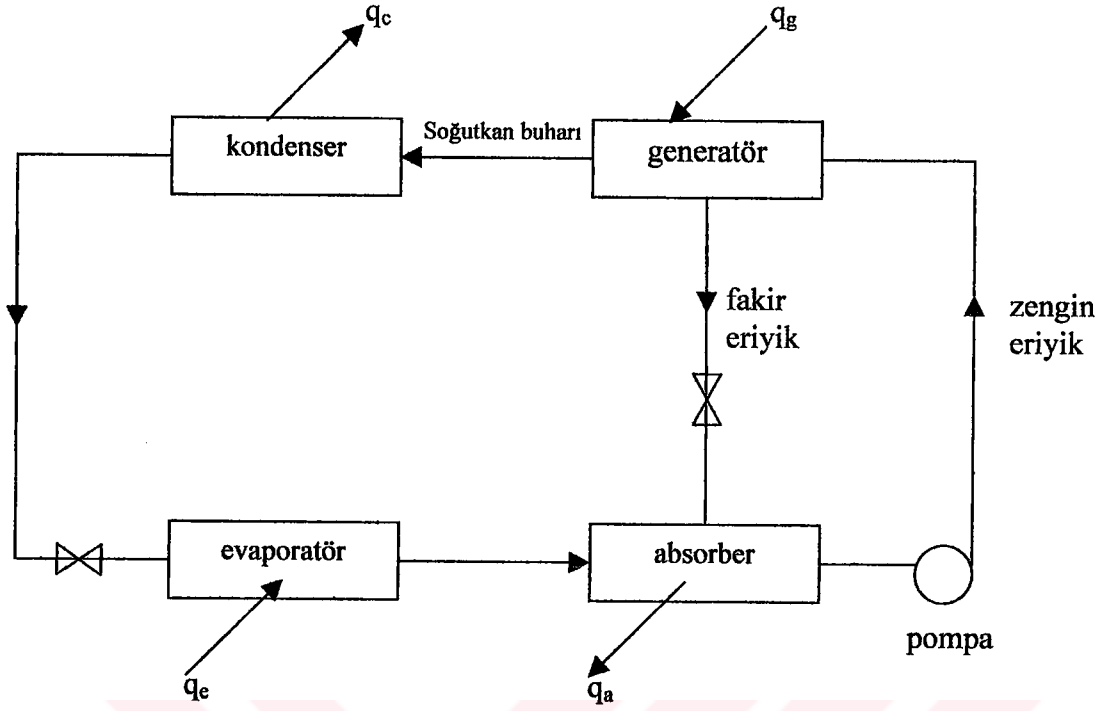
7. Absorbsiyonlu sistemlerde güneş, jeotermal, LPG ve atık ısı gibi enerji kaynaklarının kullanılabilmesi ile ekonomiklik sağlanabilmektedir[11].

2.2. Absorbsiyonlu Soğutma Çevrimi

Absorbsiyonlu soğutma sistemlerinde ısı enerjisi, soğutma etkisi üretmek için direkt olarak kullanılmaktadır. Bu sistemlerde yüksek kimyasal ilgiye sahip bir soğutucu akışkan ile absorbent (emici madde) kullanılmaktadır.

Genel olarak absorpsiyon prensibi; karşılıklı çözünürlüğü olan maddeler yüksek sıcaklıklarda daha az, düşük sıcaklıklarda ise daha fazla çözünür olmaktadır[12].

Şekil 2.2.'de gösterildiği gibi basit bir absorpsiyonlu soğutma sistemi buhar sıkıştırımlı soğutma sistemine benzemesine karşılık kompresörün yerini absorber, pompa ve generatör almıştır. Soğutkan ve soğurucu karışımı eriyik bu elemanlar içerisinde dolaşır. Soğutkan ise yalnızca kondenser, genleşme valfi ve evaporatörde dolaşır. Isı, generatörde soğutkan ve soğurucu sıvı eriyiğine transfer edilir ve generatörde soğutkan buharı karışımdan ayrılır. Absorberde ise bu olayın tersi olur[13].



Şekil 2.2 Basit absorpsiyonlu çevrim

Absorpsiyonlu soğutma sistemlerinin genel olarak performansları, yani sisteme verilen birim enerjiye karşılık alınan soğutma etkisi zayıftır. Fakat güneş, jeotermal veya bir güç santralinden atılan ısı absorpsiyonlu soğutma için iyi bir ısı kaynağı olabilir[13].

2.2.1. Absorpsiyonlu Soğutma Sistemine Ait Temel Elemanlar ve Fonksiyonları

Absorpsiyonlu sisteme ait temel elemanlar ve bunların görevleri aşağıdaki çizelgede verilmiştir[14].

Çizelge 2.1. Absorbsiyonlu soğutma sistemine ait temel elemanlar ve fonksiyonları

Sistem elemanı	Açıklama
Generatör	Boylar veya kaynatıcı olarak da adlandırılmaktadır. Generatörde verilen ısı ile soğutkan buharı zengin eriyikten ayrıştırılmaktadır.
Yoğuşturucu	Sistemin tasarımına uygun olarak su veya hava soğutmalı olabilirler. Generatörden gelen soğutkan buharının sıcaklığını düşürerek yoğuşmasını sağlamaktadır.
Buharlaştırıcı	Sıvı soğutkanın ortam ısını alarak buharlaştığı kısımdır. Absorbsiyonlu soğutma sisteminde genellikle karşı akımlı olarak tasarlanmaktadır.
Absorber	Dış görünümü ile yoğuşturucuya benzemekle beraber, iç kısmı iyi bir karışım sağlayacak şekilde bir veya daha fazla sayıda üst üste levhalardan oluşmaktadır.
Eriyik pompası	Zengin eriyiğin absorberden ısı değiştirgecine iletilmesini sağlamaktadır. Genellikle kapalı tip pompalar seçilmektedir.
Isı değiştirgeci	Ön ısıtıcı ve ön soğutucu olmak üzere iki adet ısı değiştirgeci kullanılabilir. Genellikle karşı akımlıdır.
Genleşme valfi	Biri soğutkan eriyiğin diğeri ise zayıf eriyiğin basıncını düşürmek için kullanılmaktadır.
Ayrıştırıcı	Eğer sistemde amonyak-su akışkan çifti kullanılıyorsa ayrıştırıcı kullanılması gerekir. Ayrıştırıcı, generatörü tamamlayan bir kısımdır. Generatörden gelen soğutkan buharının içindeki çok az miktardaki suyu yoğuşturarak kuru soğutkan buharı sağlamaktadır.

2.2.2. Absorbsiyonlu Soğutma Sisteminde Kullanılan Akışkan Çiftleri

Herhangi bir soğutma sisteminde önemli noktalardan biri, uygun çalışma akışkanının seçimidir.

Soğutkan-absorbent çiftinin özellikleri; arandığında hemen bulunabilir olması, ucuz olması, viskozitelerinin düşük olması, soğutkan için yüksek buharlaşma ısı, zehirli

olmaması, korozif olmaması, kararlı ve absorbent içinde soğutkanın yüksek eriyebilirlikte olması istenir.

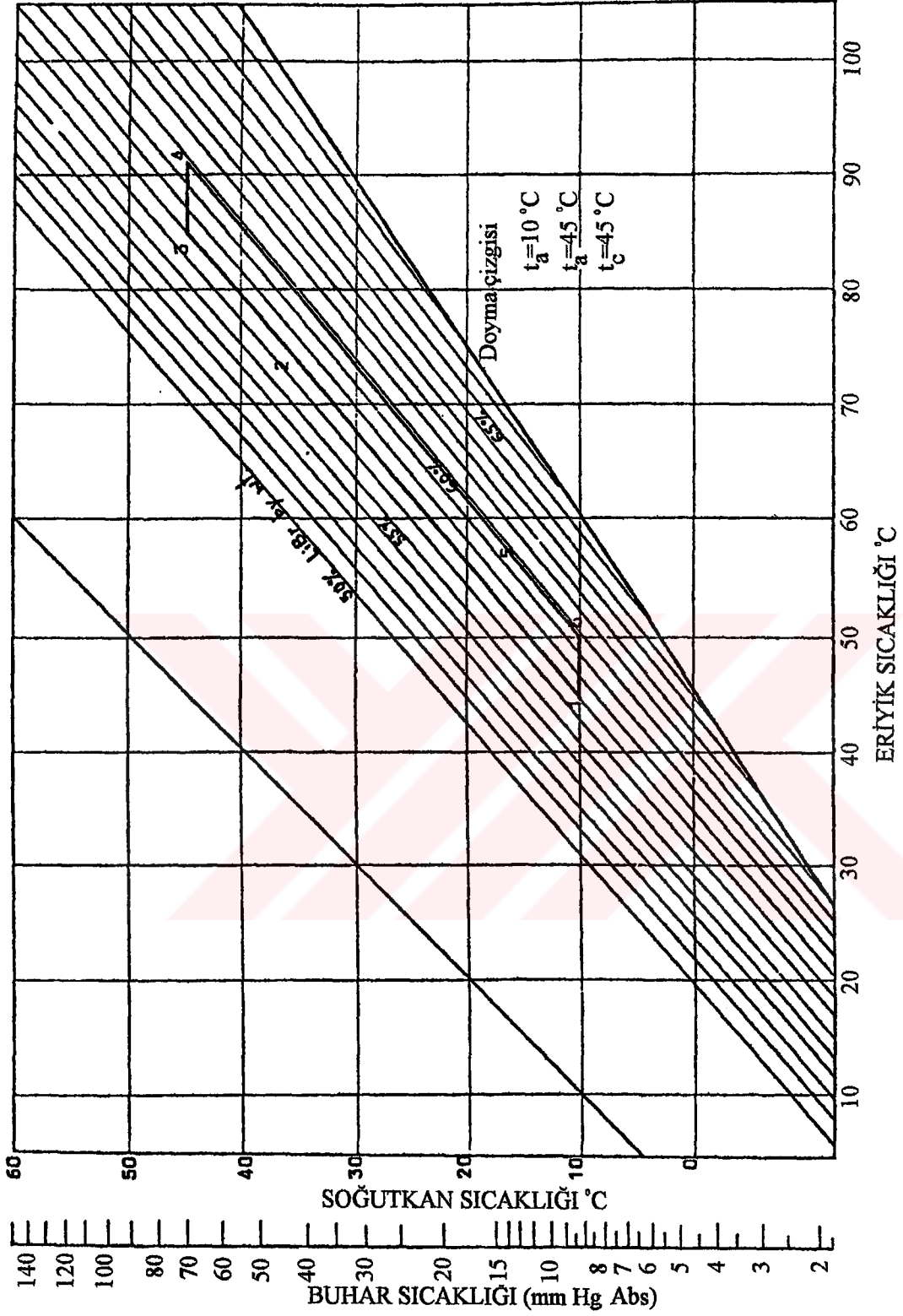
Absorbsiyonlu soğutma sistemlerinde kullanılan akışkan çiftlerinin seçiminde göz önünde bulundurulması gereken bazı özellikler şunlardır:

1. Çalışma şartlarında, absorblayıcının katı halde bulunmaması gerekir.
2. Soğutucu akışkanın absorbent akışkandan daha uçucu olması ve böylece zengin eriyikten kolayca ayrılması gerekir.
3. Soğutucu akışkanın buharlaşma ısısı yüksek olmalıdır.
4. Absorban içindeki soğutucu akışkanın çözünübilirliği yüksek olmalıdır.
5. İyi bir absorbsiyon işleminin gerçekleşmesi için soğutkan ve absorbentin birbirine karşı afinitesi (ilgisi) yüksek olmalıdır.
6. Eriyiklerin viskoziteleri çalışma şartlarında düşük olmalıdır.
7. Uzun çalışma periyotlarında akışkan çifti stabil olmalıdır.
8. Korozyon tesiri az ve emniyetli olmalıdır.

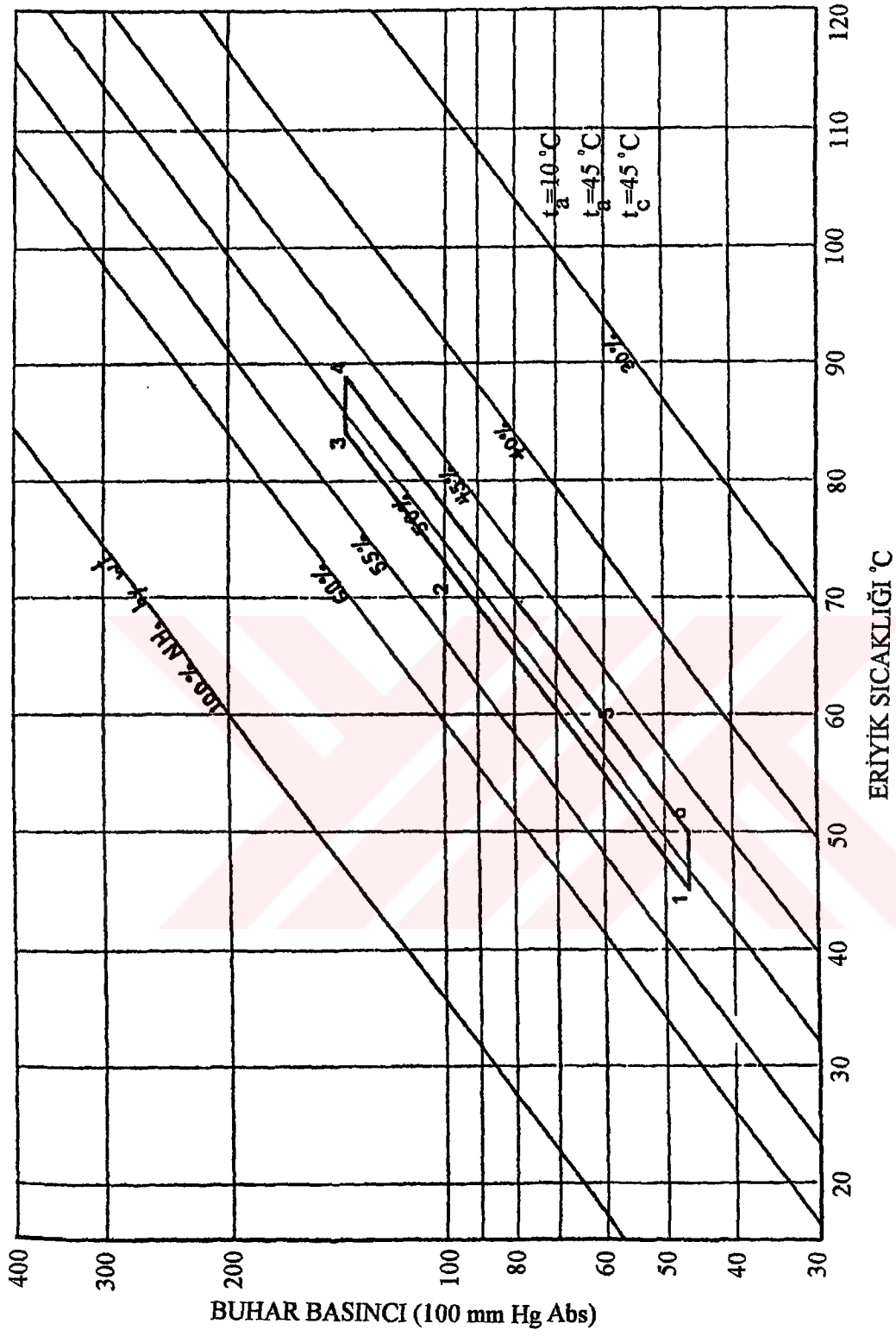
Güneşli soğutucular ve iklimlendiricilerde farklı çalışma akışkanları kullanılmıştır. Amonyak-Kalsiyum Klorid, amonyak-su, lityum bromür-su, amonyak-lityum nitrat, R21-glycoleter, amonyak-sodyum thicynate (NaSCN). Bunlardan lityum bromür-su ve amonyak-su çiftleri daha yaygın olarak önerilir ve kullanılır.

LiBr-H₂O bileşiminde; su soğutkan, LiBr absorbenttir. Suyun buharlaşma ısısı yüksektir, maliyeti düşüktür, kolay bulunur, zehirli değildir. LiBr uçucu değildir. Su, generatörde kolaylıkla lityum bromürden ayrılır ve bir arıtma cihazı gerektirmez. Bu çiftin performans katsayısı (COP) değeri diğer sisteme göre daha büyüktür. Daha yüksek COP değerleri, daha düşük generatör sıcaklıklarında sağlanabilir. Bu sistemin tek olumsuzluğu, buharlaştırıcısının 4°C'nin altında çalışmamasıdır[15].

Amonyak-su bileşiminde; amonyak yüksek buharlaşma ısısına sahiptir. Fakat yanabilir ve zehirli olması, sistemde oluşacak herhangi bir sızıntıya karşı dikkatli olmayı gerektirir. Ayrıca bu sistemde generatörde amonyak ve su buharını ayırmak için bir rektifiyere ihtiyaç vardır. Aksi halde evaporatöre giden devrede amonyak içinde su buharı bulunacak olursa orada donma yapacaktır. Amonyak-su bileşiminde, daha yüksek COP değerleri için daha yüksek generatör sıcaklıklarına ihtiyaç vardır. Amonyak tahriş edici bir madde olup hava ile karıştığında uçucu olabilir. Şekil 2.3 ve Şekil 2.4'de farklı soğutkan-absorbent kombinasyonları için denge diyagramları gösterilmektedir.



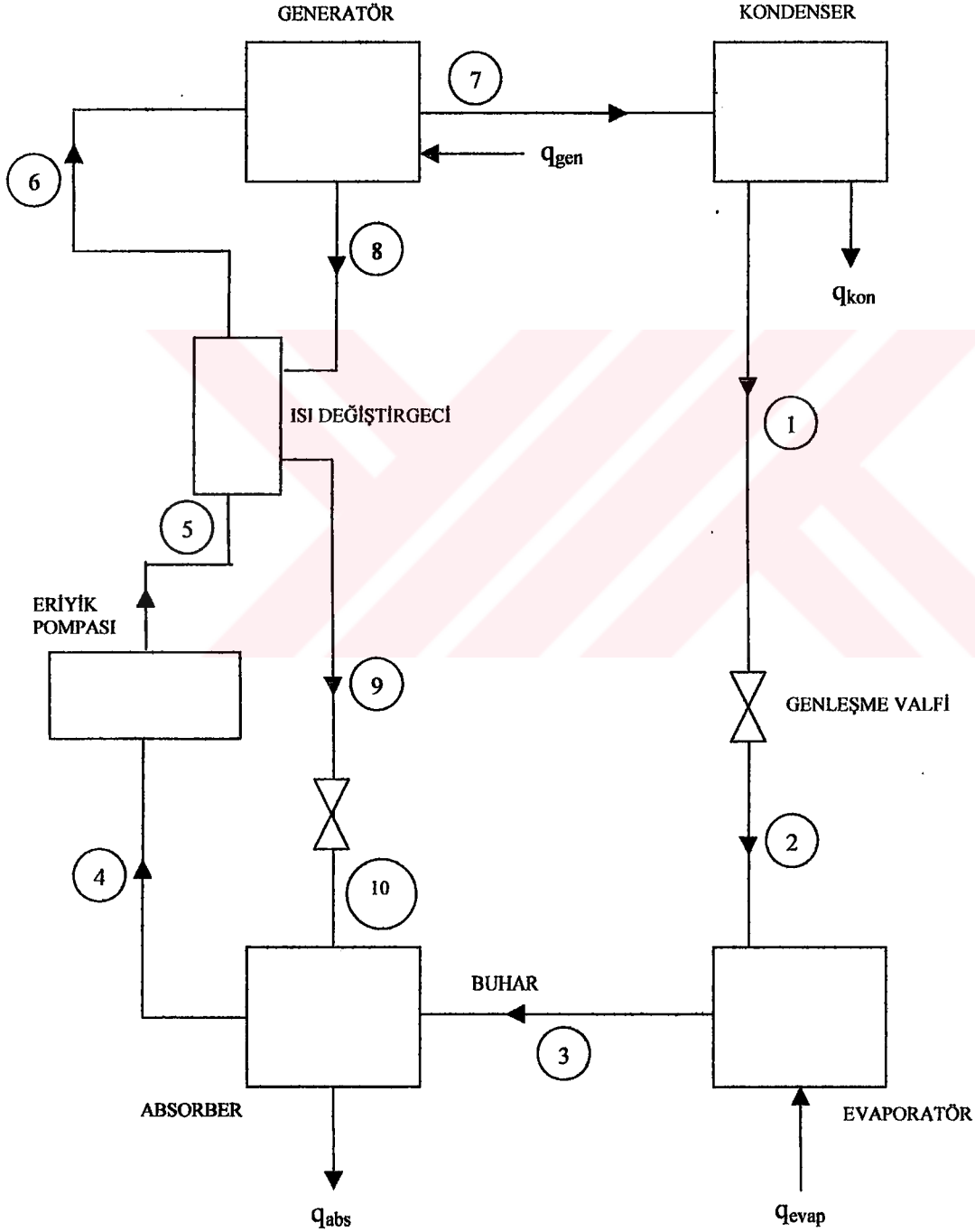
Şekil 2.3. LiBr-H₂O eriyiği için denge diyagramı[17]



Şekil 2.4. $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ eriyiği için denge diyagramı[17]

2.2.3. Lityum Bromür-Su Absorbsiyonlu Soğutma Sistemi

Lityum bromür-su absorbsiyonlu sistem son zamanlarda iklimlendirme uygulamalarında oldukça kullanılan bir sistem olmuştur. Lityum bromür-su bileşiminde; su soğutkan, lityum bromür absorbenttir. Lityum bromür normalde katı halde olmasına rağmen su ile karıştırıldığında sıvı bir eriyik haline gelir. Şekil 2.5’de LiBr-H₂O absorbsiyonlu soğutma çevrimi gösterilmektedir.



Şekil 2.5. Lityum bromür-su eriyikli tek kademeli absorbsiyonlu soğutma çevrimi

Bu sistemin en büyük avantajı, lityum bromürün uçucu olmamasından dolayı suyun generatörde lityum bromürden kolayca ayrılmasıdır. Yani generatörde sadece su buharı ayrılır. LiBr-H₂O çiftinden oluşan bu sistem daha basittir ve NH₃- H₂O çiftinden oluşan sistemden daha yüksek bir verimle çalışır[11].

Bu sistemin çalışma prensibini yukarıdaki şekil üzerindeki noktalara verilen numaralardan yararlanarak aşağıdaki şekilde özetlemek mümkündür[1,2].

(1)-(2): Yüksek basınçta bulunan sıvı haldeki soğutucu akışkanın basıncı düşürülerek evaporatöre gönderilir.

(2)-(3): Basıncı düşen soğutucu akışkan ortam ısısını alarak evaporatörde buhar haline geçer.

(3)-(4): Soğutucu akışkan buharı absorbere giderek burada zayıf eriyikle birleşip zengin eriyiği meydana getirir.

(4)-(5): Zengin eriyik bir pompa tarafından ısı değiştiriciye pompalanır.

(5)-(6): Zengin eriyik bir ısı değiştiriciden geçer ve bir miktar ısı alır.

(6)-(7): Zengin eriyik generatöre gelir. Güneş enerjisi ile sağlanan generatör ısısı (\dot{q}_{gen}) ile zengin eriyik içindeki soğutucu akışkan absorbentten ayrılır.

(7)-(8): Generatörden ayrılan zayıf eriyik ısı değiştiriciye gider. Zayıf eriyiğin çoğunluğunu absorbent madde teşkil etmektedir.

(8)-(9): Zayıf eriyik ısı değiştiricide, generatörden aldığı enerjinin bir kısmını absorberden generatöre gitmekte olan zengin eriyiğe vererek onu ısıtır.

(9)-(10): Yüksek basınçta bulunan zayıf eriyik genişleme valfi ile basıncı düşürülerek düşük basınçta absorbere gelir.

(7)-(1): Buhar halindeki soğutucu akışkan sıvı hale geçer ve çevrim böylece devam eder.

2.3. Hava ve Su Soğutmalı Absorbsiyonlu Sistemlerin Karşılaştırılması

Su soğutmalı absorbsiyonlu sistemlerin, hava soğutmalı absorbsiyonlu sistemlerle karşılaştırıldığında birçok avantaj ve dezavantajları vardır[17,36].

Avantajları:

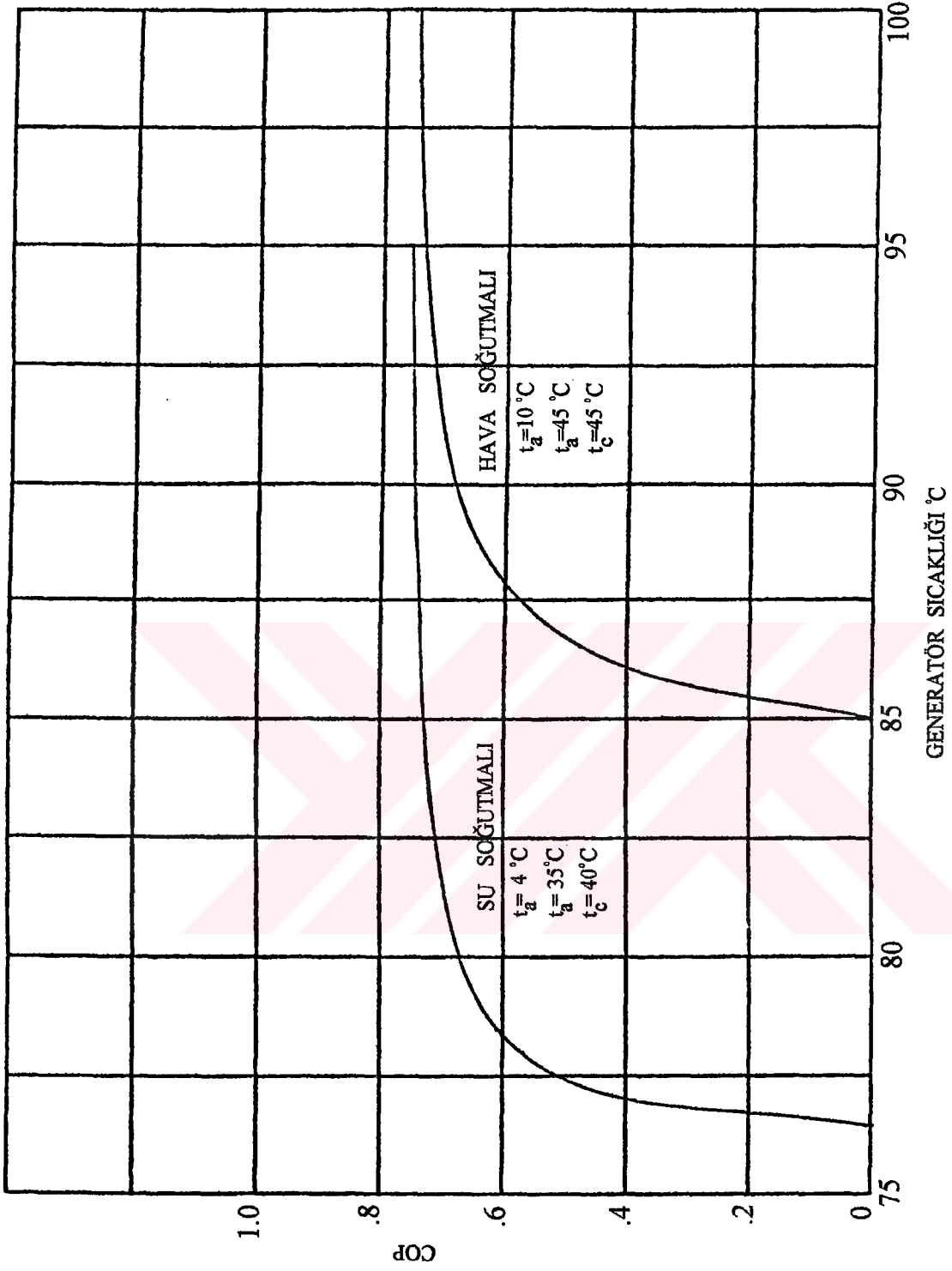
1. Daha düşük kondenser ve absorber sıcaklıkları.
2. Daha düşük generatör sıcaklıkları.
3. Daha yüksek performans katsayısı (COP) değeri.

4. Daha küçük kondenser ve absorber boyutları.

Dezavantajları:

1. Su maliyeti.
2. Suyun borularda meydana getirdiği kirlenme.
3. Korozyon.
4. Soğutma kulesi maliyeti.
5. Su hazırlama.

Hava ve su soğutmalı absorpsiyonlu soğutma çevrimi arasındaki diğer farklar; absorber ve kondenserdan ısı çekmek için alınan çevre sıcaklığı su soğutmalı sistemler için yaş termometre sıcaklığı, hava soğutmalı sistemler için kuru termometre sıcaklığıdır. Hava soğutmalı absorpsiyonlu çevrimde daha yüksek generatör sıcaklıkları yüzünden parabolik kollektörlerin kullanılmasına gerek vardır. Hava soğutmalı absorpsiyonlu sistemde, daha yüksek lityum bromür konsantrasyonu yüzünden kristalleşme problemi vardır. Kristalleşme olayına, eriyik sıcaklığındaki azalma veya lityum bromür eriyiğinden su çekilmesi sebep olabilir. Pratikte bu olay, generatör sıcaklığında bir artma veya çevre sıcaklığında ani bir düşme varsa olur. Bundan dolayı, kristalizasyon olayından kaçınmak için generatör sıcaklığının düşürülmesi sonucuna varılır. Şekil 2.6 da generatör sıcaklığının bir fonksiyonu olarak hava ve su soğutmalı çevrimin COP değeri görülmektedir.

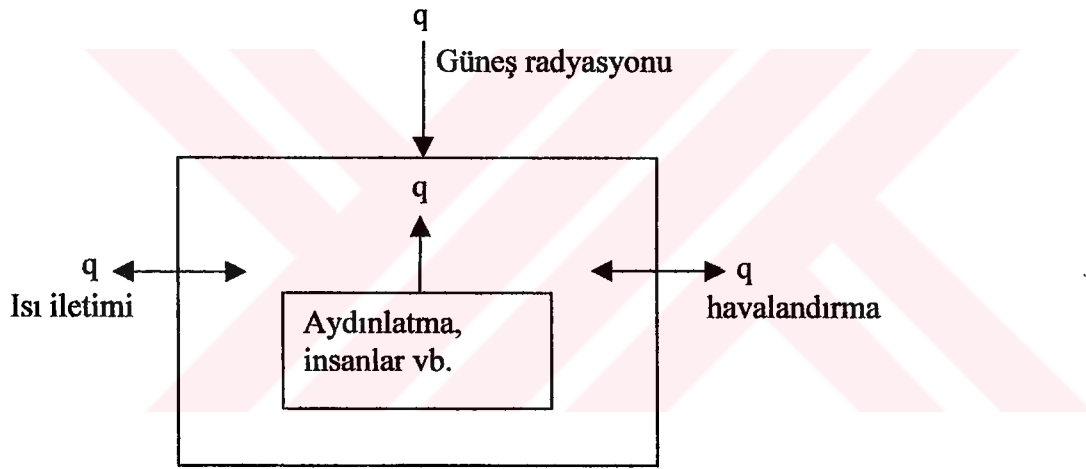


Şekil 2.7. Generatör sıcaklığının bir fonksiyonu olarak hava ve su soğutmalı çevrimin COP değeri[17]

2.4. Sistemin Soğutma Yükünün Belirlenmesi

Absorbsiyonlu iklimlendirme veya soğutma sistemi, gerekli soğutma yüküne göre dizayn edilir. Bir sistemin soğutma yükü Şekil 2.7’de gösterildiği gibi şu faktörlere bağlıdır[16,20].

1. Isı iletimi(Transmisyon): Yapının duvar, döşeme, tavan gibi elemanlarından meydana gelen ısı transferi.
2. Havalandırma: Kapıların açılıp kapanması, yapıdaki çatlaklar ve havalandırma amacıyla içeri alınabilecek hava.
3. Ortamdaki nesnelere gelen ısı kazancı(Aydınlatma, aletler ve insanlardan gelen ısı kazancı)
4. Güneş radyasyonu ile oluşan ısı kazancı.



Şekil 2.7. Soğutulacak ortamda meydana gelen ısı transferi olayları

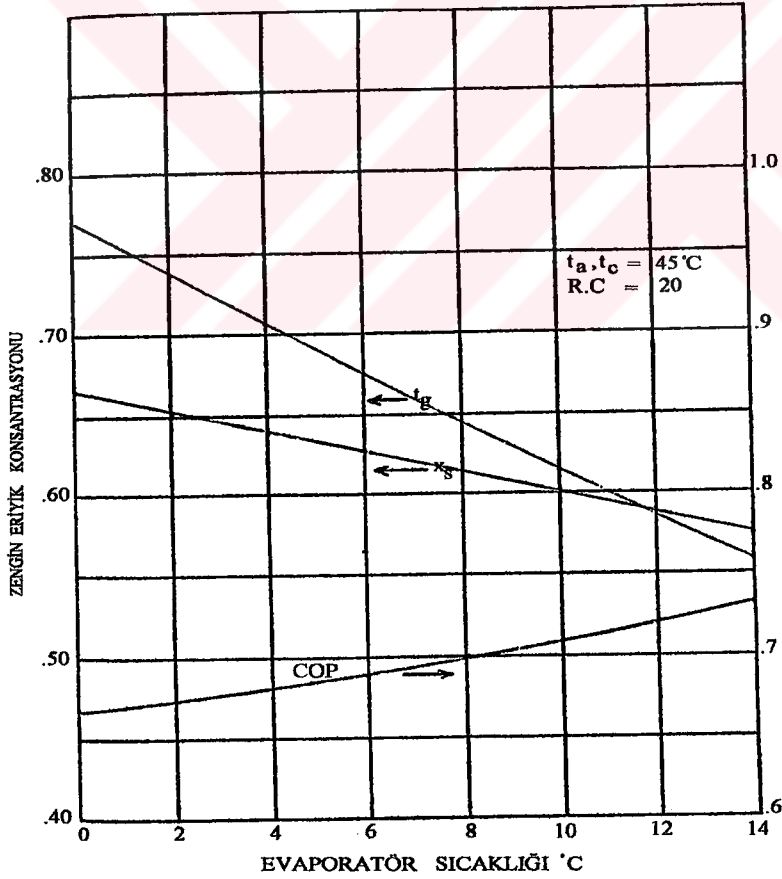
Süleyman Demirel Üniversitesi Oditoryumu'nun soğutma yükü Ek 1'deki tablo vasıtasıyla $q=250000 \text{ kcal/h} = 290 \text{ kw}$ olarak bulunmuştur.

3. ABSORBSİYONLU SOĞUTMA SİSTEMİNİN ÇALIŞMA ÖZELLİKLERİ

3.1. Evaporatörün Özellikleri:

LiBr-H₂O absorpsiyonlu soğutma sisteminde buharlaştırıcı 4°C' nin altında (soğutucu su buharı olduğundan) çalışamaz[15]. Evaporatör sıcaklıkları 4 ile 12°C arasında değişir[17]. Şekil 3.1'de görüldüğü gibi evaporatör sıcaklığının artması, generatör sıcaklığını azaltacak ve COP değerini arttıracaktır. Bunun için evaporatör sıcaklığı 10°C alınır. Soğutma sisteminin çalışması boyunca evaporatöre sadece su aktığından Ek 2'deki tablodan 10°C 'de su buharının özellikleri okunur.

LiBr konsantrasyonu,	X=%0 (saf su)
Evaporatör basıncı,	$P_{\text{evap}}=0,01251 \text{ at} = 0,01227 \text{ bar}$
Entalpi,	$h_{\text{evap}}=601,6 \text{ kcal/kg} = 2519,9 \text{ kJ/kg}$



Şekil 3.1. Evaporatör sıcaklığının bir fonksiyonu olarak generatör sıcaklığı, COP ve zengin eriyik konsantrasyonu değeri[17]

3.2. Kondenserin Özellikleri:

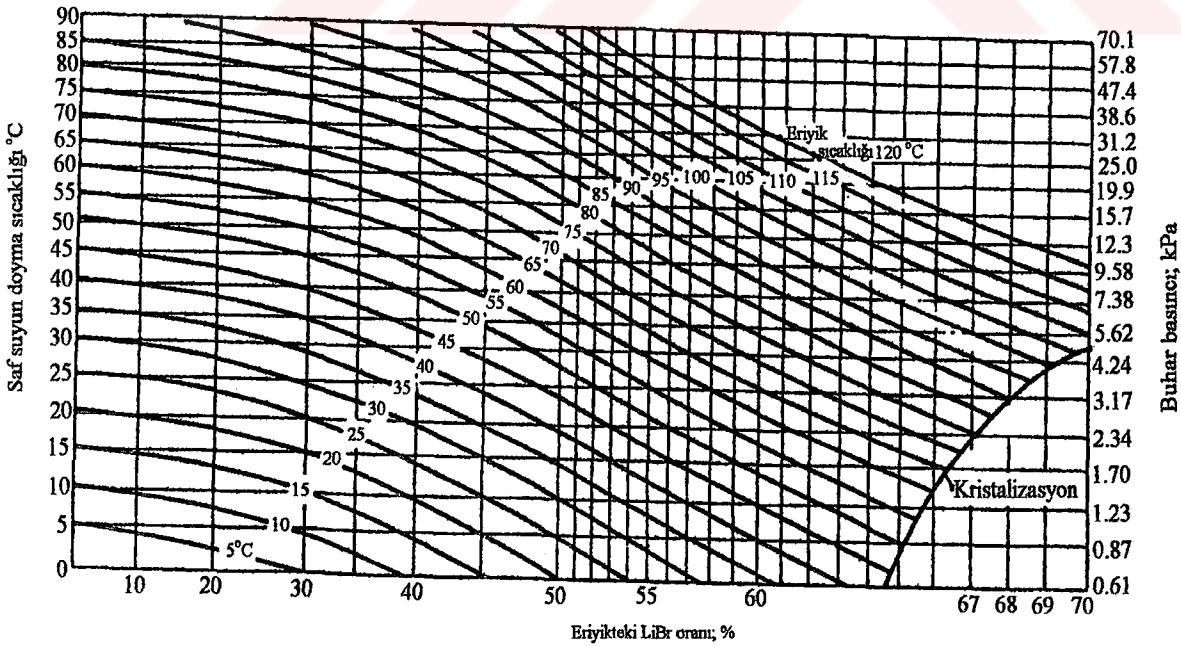
Kondenserden ısı çekilebilmesi için kondenser sıcaklığı çevre sıcaklığından daha büyük olmalıdır. Isparta Meteoroloji Müdürlüğünden alınan bilgilere göre Isparta ili için yaz aylarının(Mayıs, Haziran, Temmuz, Ağustos, Eylül) maksimum sıcaklık ortalaması 27,6°C 'dir. Buna göre dış sıcaklık 30°C, kondenser sıcaklığı ise 40°C olarak alınır. 40°C'de suyun özellikleri;

LiBr konsantrasyonu,	$X=0$ (saf su)
Kondenser basıncı,	$P_{kon}=0,0752 \text{ at} = 0,07375 \text{ bar}$
Entalpi,	$h_{kon}=39,98 \text{ kcal/kg} = 167,45 \text{ kJ/kg}$

3.3. Absorberin Özellikleri:

Absorberden ısı çekilebilmesi için absorberin sıcaklığı çevre sıcaklığından daha büyük olmalıdır. Isparta ili için çevre sıcaklığı 30°C olarak alınmıştır. Bundan dolayı absorber sıcaklığı da 40°C olarak alınır. 10°C evaporatör ve 40°C absorber sıcaklığına göre Şekil 3.2'den LiBr konsantrasyonu aşağıdaki gibi okunur[18].

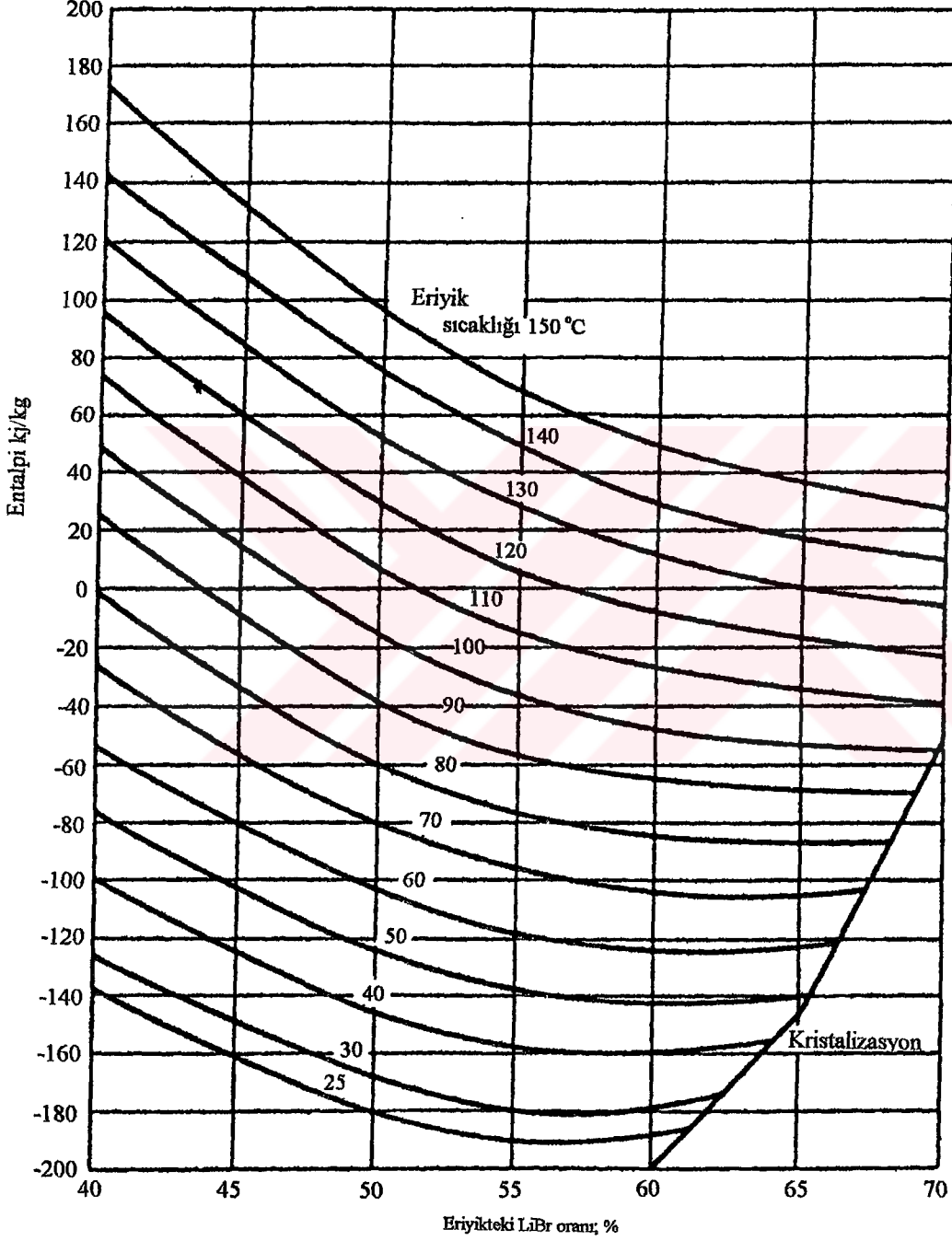
LiBr konsantrasyonu,	$X=57$
Absorber basıncı,	$P_{abs}=P_{evap}= 0,01251 \text{ at} = 0,01227 \text{ bar}$



Şekil 3.2. LiBr-H₂O eriyiğinin sıcaklık-basınç- konsantrasyon diyagramı[18]

40°C absorber sıcaklığı ve %57 LiBr konsantrasyonuna göre absorber entalpisi
Şekil 3.3'den aşağıdaki gibi okunur[18].

Absorber entalpisi, $h_{abs} = -160$ kJ/kg



Şekil 3.3. LiBr-H₂O karışımında entalpi-LiBr ağırlık oranı[18]

3.4. Generatörün Özellikleri:

Generatör sıcaklığı LiBr-H₂O absorpsiyonlu sistem için 75-95°C arasındadır. LiBr-H₂O çiftinin generatör sıcaklığı 80°C olarak seçilir. 80°C generatör sıcaklığı ve 40°C kondenser sıcaklığına göre LiBr konsantrasyonu Şekil 3.2'den;

$$\begin{aligned} \text{LiBr konsantrasyonu,} & \quad X=\%59 \\ \text{Generatör basıncı,} & \quad P_{\text{gen}}=P_{\text{kon}}= 0,0752 \text{ at} = 0,07375 \text{ bar} \end{aligned}$$

80°C generatör sıcaklığı ve %59 LiBr konsantrasyonuna göre generatör entalpisi Şekil 3.3'den

$$\text{Generatör entalpisi,} \quad h_{\text{gen}}= -85\text{kJ/kg} \text{ olarak okunur.}$$

3.5. Kütleli Debilerin Hesaplanması:

Soğutkanın Kütleli Debisi:

Evaporatörün soğutma yükü $q=250000\text{kcal/h}=290 \text{ kw}$ olarak bulunmuştur.

$$q_{\text{evap}}=\dot{m}_7 (h_{\text{evap}}-h_{\text{kon}}) \quad (1)$$

\dot{m}_7 =Soğutkanın kütleli debisi.

(1) denkleminde bilinen değerler yerine konursa soğutkanın kütleli debisi;

$$290,6= \dot{m}_7 (2529,9-167,45)$$

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}_3 = \dot{m}_7 = 0,123 \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_4 - \dot{m}_{10} = 0,123 \text{ kg/s} \quad (2)$$

$$\dot{m}_3 X_3 = \dot{m}_4 X_4 - \dot{m}_{10} X_{10} \quad (3)$$

$$X_3=0$$

$$X_8=X_9=X_{10}=0,59$$

$$X_4=X_5=X_6=0,57$$

$$0,57\dot{m}_4 = 0,59\dot{m}_{10}$$

(2) ve (3) denklemlerinden;

$$0,57(0,123 + \dot{m}_{10}) = 0,59\dot{m}_{10}$$

$$\dot{m}_{10} = \dot{m}_9 = \dot{m}_8 = 3,5 \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_4 = \dot{m}_3 + \dot{m}_{10}$$

$$\dot{m}_4 = \dot{m}_5 = \dot{m}_6 = 3,623 \text{ kg/s} \text{ bulunur.}$$

3.6. LiBr-H₂O Eriyiğinin Sıcaklık-Basınç-Konsantrasyon Özellikleri:

Şekil 2.3'e göre; Şekil 3.2 ve Şekil 3.3'den okunarak ve hesaplanarak sistemin bütün noktalarındaki sıcaklık, basınç, konsantrasyon ve entalpi değerleri Çizelge 3.1'de gösterildiği gibi belirlenmiştir.

Çizelge 3.1. LiBr-H₂O eriğiğinin sıcaklık-basınç-konsantrasyon değerleri

Durum	Basınç P(bar)	Sıcaklık t(°C)	Konsantrasyon LiBr	Entalpi h(kj/kg)	Kütlesel debi m(kg/s)
1	0,07375	40	0	167,45	0,123
2	0,01227	10	0	167,45	0,123
3	0,01227	10	0	2519,9	0,123
4	0,01227	40	0,57	-160	3,623
5	0,07375	40	0,57	-160	3,623
6	0,07375	62,5	0,57	-111,69	3,623
7	0,07375	80	0	2643,8	0,123
8	0,07375	80	0,59	-85	3,5
9	0,07375	56	0,59	-135	3,5
10	0,01227	56	0,59	-135	3,5

6 noktasının entalpi değerinin hesaplanması:

$$\dot{m}_5 h_5 + \dot{m}_8 h_8 = \dot{m}_9 h_9 + \dot{m}_6 h_6 \quad (4)$$

$$3,623 \cdot (-160) + 3,5 \cdot (-85) = 3,5 \cdot (-135) + 3,623 \cdot h_6$$

$$h_6 = -111,69 \text{ kJ/kg}$$

3.7. Sistem Elemanlarının Isı Yüklerinin Belirlenmesi:

3.7.1. Generatör Isı Yüğü :

$$q_{\text{gen}} = \dot{m}_7 h_7 + \dot{m}_8 h_8 - \dot{m}_6 h_6 \quad (5)$$

$$q_{\text{gen}} = 0,123 \cdot 2643,8 + 3,5 \cdot (-85) - 3,623 \cdot (-111,69)$$

$$q_{\text{gen}} = 432,34 \text{ kW}$$

3.7.2. Kondenser Isı Yüğü:

$$q_{kon} = \dot{m}_7 (h_7 - h_1) \quad (6)$$

$$q_{kon} = 0,123(2643,8 - 167,45)$$

$$q_{kon} = 304,59 \text{ kw}$$

3.7.3. Absorber Isı Yüğü:

$$-q_{abs} + h_3 \dot{m}_3 + h_{10} \dot{m}_{10} - h_4 \dot{m}_4 = 0 \quad (7)$$

$$q_{abs} = (0,123 \cdot 2519,9) + 3,5 \cdot (-135) - 3,623 \cdot (-160)$$

$$q_{abs} = 417,127 \text{ kw}$$

3.7.4. Evaporatörün Isı Yüğü:

$$q_{evap} = \dot{m}_7 (h_3 - h_2) \quad (8)$$

$$q_{evap} = 0,123(2519,9 - 167,45)$$

$$q_{evap} = 290 \text{ kw}$$

3.7.5. Isı Değıştirgeci Isı Yüğü:

$$q_{id} = \dot{m}_8 (h_8 - h_9) = \dot{m}_6 (h_6 - h_5) \quad (9)$$

$$q_{id} = 3,5(-85 - (-135))$$

$$q_{id} = 175 \text{ kw}$$

3.8. Sistemin Performans Katsayısı:

$$(COP)_{ideal} = T_e (T_g - T_a) / T_g (T_a - T_e) \quad (10)$$

T_e = Evaporatör sıcaklığı, (K)

T_g = Generatör sıcaklığı, (K)

T_a = Absorber sıcaklığı, (K)

$$(COP)_{ideal} = 283(353 - 313) / 353(313 - 283)$$

$$(COP)_{ideal} = 1,068$$

$$COP = q_{evap} / q_{gen} \quad (11)$$

$$\text{COP}=290,6 / 432,34$$

$$\text{COP}=0,672$$

Sistemin soğutma etkisi(verimi);

$$\eta_R = \text{COP} / (\text{COP})_{\text{ideal}} \quad (12)$$

$$\eta_R = 0,672 / 1,068$$

$$\eta_R = 0,63$$



4. GÜNEŞ RADYASYONU

4.1. Eğik Yüze Gelen Güneş Radyasyonu

Eğik yüzeye gelen güneş radyasyonunun hesaplanabilmesi için aşağıdaki bilgiler gereklidir[15].

- 1) Bölgenin enlem derecesi. Isparta ili için $E=37,75^\circ$ 'dir[21].
- 2) Kollektör eğim açısı.
- 3) Aylık atmosfer ötesi ortalama radyasyon değerleri (Çizelge 4.1'deki ikinci satırdaki değerler).
- 4) Aylık yeryüzü ortalama radyasyon değerleri (Çizelge 4.1'deki birinci satırdaki değerler).
- 5) Işık(direkt), yayılmış(difüz) ve yansıtılmış radyasyon aç faktörleri (Çizelge 4.2, Çizelge 4.3, Çizelge 4.4)

4.1.1. Güneşlenme Verilerinin Bulunması

Aylık ortalama yatay düzlem radyasyon değerleri ve atmosfer ötesi ortalama radyasyon değerleri Çizelge 4.1.'de verilmiştir[15].

Soğutma işlemi Mayıs,Haziran, Temmuz, Ağustos, Eylül ayları için yapılacaktır.

Çizelge 4.1. Yeryüzünde yatay düzleme gelen (YYRA) ve atmosfer ötesi aylık ortalama radyasyon(AÖRA) değerleri ($\text{kcal/m}^2\text{gün}$)[15]

Isparta $E=37,75^\circ$	Mayıs	Haziran	Temmuz	Ağustos	Eylül
	5354	5903	6094	5449	4493
	9440	9871	9632	8747	7313

Hesaplamalar en az güneş enerjisi alan Eylül ayı için yapılacaktır.

4.1.2. Bulanıklık Faktörünün Tespiti

Bulanıklık faktörü yeryüzü radyasyon değerlerinin (YYRA) atmosfer öncesi radyasyon değerlerine oranıdır. Fiziksel olarak ortalama atmosferik radyasyon geçirgenliğidir.

$$\text{Bulanıklık faktörü} = \frac{4493}{7313} = 0,614 \quad (13)$$

4.1.3. Toplam Radyasyonun Direkt ve Difüz Miktarlarının Hesaplanması

Toplam yeryüzü radyasyon değerleri(YYRA), direkt(DİR) ve difüz(DİF) kısımlarına ayrılır.

$$DİF = (1,0 - 1,097 \cdot \text{BUF}) \cdot \text{YYRA} \quad (14)$$

$$DİF = (1,0 - 1,097 \cdot 0,614) \cdot 4493$$

$$DİF = 1446,7$$

Difüz radyasyon miktarı hesaplandıktan sonra aşağıdaki eşitlikten direkt radyasyon miktarı bulunur.

$$DİR = \text{YYRA} - DİF \quad (15)$$

$$DİR = 4493 - 1446,7$$

$$DİR = 3026,3$$

4.1.4. Açık Faktörlerinin Tespiti

Açık faktörü açılı bir yüzey üzerine gelen radyasyonun, yatay düzleme gelen radyasyona oranıdır. Açık faktörleri ile yatay düzleme düşen radyasyon miktarlarının çarpımından sonra açılı yüzeye gelen radyasyon bulunur. Açık faktörleri Çizelge 4.2 ve 4.3'te verilmiştir.

Çizelge 4.2. Direkt radyasyon açık faktörleri[15]

KOLLEKTÖR EĞİM AÇISI = ENLEM DERECEŚİ - 15° (YAZ UYGULAMASI)

Enlem	Ocak	Şubat	Mart	Nisan	Mayıs	Hazır	Temm	Ağus	Eylül	Ekim	Kasım	Aralık
36	1.64	1.43	1.23	1.06	0.96	0.92	0.94	1.02	1.16	1.36	1.59	1.72
37	1.70	1.47	1.25	1.07	0.96	0.92	0.94	1.02	1.17	1.39	1.64	1.79
38	1.76	1.50	1.27	1.08	0.96	0.92	0.94	1.03	1.19	1.42	1.69	1.86
39	1.82	1.54	1.29	1.09	0.96	0.92	0.94	1.03	1.20	1.45	1.74	1.93
40	1.88	1.58	1.31	1.10	0.97	0.92	0.94	1.04	1.22	1.48	1.80	2.00
41	1.93	1.61	1.33	1.10	0.97	0.92	0.94	1.04	1.23	1.51	1.85	2.06
42	1.99	1.65	1.35	1.11	0.97	0.92	0.94	1.04	1.24	1.54	1.90	2.13

Çizelge 4.3. Difüz ve yansıtılmış açı faktörleri[15]

Kollektör Eğim Açısı °	Difüz Açı Faktörü (DİFAF)	Yansıtılmış Açı Faktörü (YAF)
0	1.00	0.00
10	0.99	0.01
20	0.97	0.03
30	0.93	0.07
40	0.88	0.12
50	0.82	0.18
60	0.75	0.25
70	0.67	0.33
80	0.59	0.41
90	0.50	0.50

Işık radyasyonu açı faktörü, (direkt radyasyon açı faktörü) DİRAF enlem derecesine ve eğik düzlemin açısına bağlıdır. Difüz ve yansıtılmış açı faktörleri (DİFAF), (YAF), 0-90° arasında değişen eğik yüzeyin açısına bağlıdır.

Direkt radyasyon açı faktörü (DİRAF)

DİRAF=1,192 (Çizelge4.2, Kollektör eğim açısı=Enlem derecesi-15°=33°)

Difüz ve yansıtılmış açı faktörleri (DİFAF) ve (YAF) Çizelge 4.3'ten bulunur.

DİFAF=0,915

YAF=0,085

4.1.5. Toplam Radyasyon Miktarının Hesaplanması

Toplam radyasyon direkt, difüz ve yansıtılmış radyasyon miktarlarının eğik yüzey üzerindeki toplamıdır. Her biri açı faktörleri ile çarpılarak bulunur. Yatay düzleme gelen direkt ve difüz radyasyon değerleri aynı zamanda yansıtılırlar. Kollektörün çevresindeki çeşitli materyaller, üzerine gelen radyasyonun bir kısmını kollektör üzerine yansıtırlar. Yansıtıcılık yüzdeleri Çizelge 4.4'te verilmiştir.

Yüzey	Ortam Yansıtıcılığı % (YAO)
Taze kar	0.75
Su yüzeyi	0.07
Toprak	0.14
Kozalaklı orman	0.07
Asfalt kaplı zemin	0.10
Beton kaplı zemin	0.22
Yeşil taze çim	0.26
Kırılmış taş yüzeyler	0.20

Oditoryumun bulunduğu alan beton kaplı zemin olduğu için yüzey ortalama yansıtıcılığı (YAO)=0,22'dir.

Kollektörler üzerine düşen toplam radyasyon miktarı aşağıdaki eşitlikten hesaplanır[15].

$$TRA=DİR \times DİRAF + DİF \times DİFAF + YYRA \times YAO \times YAF \quad (16)$$

TRA=Kollektör üzerine gelen toplam radyasyon miktarı. (kcal/m² gün)

DİR=Direkt radyasyon miktarı. (kcal/m² gün)

DİRAF=Direkt radyasyon miktarı açısı faktörü.

DİF=Difüz radyasyon miktarı. (kcal/m² gün)

DİFAF=Difüz radyasyon açısı faktörü.

YYRA=Yeryüzü radyasyonu. (Çizelge 4.1) (kcal/m² gün)

YAO=Yansıtma oranı. (Çizelge 4.4)

YAF=Yansıtılmış açısı faktörü. (Çizelge 4.3)

$$TRA=3026,3 \times 1,192+1466,7 \times 0,915+4493 \times 0,22 \times 0,085$$

$$TRA=5033,36 \text{ kcal/m}^2\text{gün} =21064,61 \text{ kJ/m}^2\text{gün}$$

Isparta'da Eylül ayında 33° eğimli kollektör yüzeyine gelen toplam radyasyon miktarı TRA=Q= 21064,61 kJ/m²gün olarak bulundu.

4.2. Eğik Yüze Gelen Anlık Tüm Güneş Işınımı

Plakanın absorbe ettiği enerji miktarının (q_{abs}) bulunabilmesi için anlık tüm güneş ışınımının (I_t) hesaplanması gerekir. Anlık güneş ışınımının günlük toplam güneş ışınımına oranı $r_t = I_t / Q$ 'dur [22]. Buna göre:

$$\Psi = \exp\left\{-4\left(1 - \frac{|h|}{H}\right)^2\right\} \quad \text{olmak üzere;} \quad (17)$$

$$r_t = \frac{I_t}{Q} = \frac{\pi}{4t_0} \left\{ \cos\left(\frac{180}{2} \cdot \frac{h}{H}\right) + \frac{2}{\sqrt{\pi}}(1 - \Psi) \right\} \quad (18)$$

Burada:

t_0 =Gün uzunluğu (saat)

H =Güneş batış saat açısı

h =Saat açısı

$$\cos H = -\frac{\sin d \cdot \sin e}{\cos \delta} = -\tan d \cdot \tan e \quad (19)$$

$H = \arccos(-\tan d \cdot \tan e)$

d =Denklinasyon açısı

$$d = 23,45^\circ \sin\left(360 \frac{n + 284}{365}\right) \quad (20)$$

$n=1$ Ocaktan itibaren gün sayısı=258

$$d = 23,45^\circ \sin\left(360 \frac{258 + 284}{365}\right) = 2,22$$

$e=37,75^\circ$

$H = \arccos(-\tan 2,22 \cdot \tan 37,75)$

$H=91,72^\circ$

$$t_0 = \frac{2}{15} H \quad (21)$$

$$t_0 = \frac{2}{15} 91,72$$

$t_0=12,23$ saat

$$|h| = 15(12 - \text{anlık saat}) \quad (22)$$

Güneş ışınım şiddeti I_t , birim kollektör yüzeyinden elde edilen faydalı ısı q_u ve buradan da 8.00 ile 17.30 saatleri arasındaki anlık verim değerleri bir bilgisayar programı yardımıyla hesaplanmıştır. Sonuç olarak; tüm bu hesap yapılan saatlerdeki toplam verim değeri yine bilgisayar programı yardımıyla hesaplanmıştır[Ek 2]

Örnek hesaplama:

Saat 8.5 için:

Denklem(22)'den;

$$|h| = 15(12 - 8.5)$$

$$|h| = 52,5^\circ$$

Denklem (17)'den;

$$\Psi = \exp\left\{-4\left(1 - \frac{|52,5|}{91,72}\right)^2\right\}$$

$$\Psi = 0,481$$

Denklem (18)'den;

$$r_t = \frac{I_t}{Q} = \frac{\pi}{4 \times 12,23} \left\{ \cos\left(\frac{180}{2} \cdot \frac{52,5}{91,72}\right) + \frac{2}{\sqrt{\pi}} (1 - 0,481) \right\}$$

$$r_t = 0,077$$

$$I_t = r_t \cdot Q$$

$$I_t = 0,077(21064,6 \cdot 10^3 / 3600)$$

$$I_t = 450,55 \text{ W/m}^2 \quad \text{bulunur.}$$

5. DÜZ GÜNEŞ TOPLAYICILARI

5.1. Kollektör verimi

Kollektör verimi anlık veya belli zaman aralığı için tanımlanabilir[15].

$$\eta = \frac{q_u}{I_t} \quad (\text{anlık verim}) \quad (23)$$

$$\eta = \frac{\int_0^t q_u \cdot dt}{\int_0^t I_t \cdot dt} \quad (\text{toplam verim}) \quad (24)$$

q_u =Birim kollektör yüzeyinden elde edilen faydalı ısı (W/m^2)

I_t =Güneş ışınım şiddeti (W/m^2)

5.1.1. Kollektörün Absorbe Ettiği Enerji

Güneş kollektörlerinde verimin bulunabilmesi için faydalı ısının (q_u) bilinmesi gerekir. Faydalı ısı plakanın absorbladığı ısıdan çeşitli kayıpların çıkarılmasıyla bulunabilir. Birim kollektör yüzeyine gelen radyasyon miktarı (I_t) biliniyorsa, plakanın absorbe ettiği enerji miktarı aşağıdaki eşitlikten bulunabilir[15].

$$q_{abs} = (\tau\alpha)_c \cdot I_t \cdot (1 - f_g) \cdot (1 - f_d) \quad (25)$$

$(\tau\alpha)_c$ = Cam ve plakanın geçirme ve yutma oranı.

f_g =Gölgeleme faktörü (%2-3 alınabilir).

f_d =Tozlanma faktörü (%2-3 alınabilir).

Cam ve plakanın geçirme ve yutma oranı aşağıdaki eşitlikten bulunabilir:

$$(\tau\alpha)_c = \frac{\tau \cdot \alpha_p}{1 - (1 - \alpha_p) \cdot \rho_c} \quad (26)$$

τ = Camın geçirme oranı (%)

α_p = Plakanın yutma oranı (%)

ρ_c = Geri yansıtma oranı (%)

Sistemde kullanılan kollektör, düzlemsel seçici yüzeyli Solartek güneş kollektörleridir. Bu kollektörün özellikleri aşağıda verildiği gibidir.

KASA

Boy	2037 mm
Eni	1034 mm
Yükseklik	121 mm
Brüt alan	2.106 m ²

CAM TABAKA

Kalınlık	3 mm
Camın geçirme oranı	%92

SEÇİCİ ÖZELLİKLİ YUTUCU PLAKA

Plaka kalınlığı	1.25 mm
Su kanallarındaki et kalınlığı	(min) 2.1 mm
Güneş ışınımını yutma oranı	% (96±2)
Geri yansıtma oranı	% (15±2)

İZOLASYON

Yanlar	24 mm Poliüretan (40 kg/m ³ yoğunlukta) +alüminyum folyo
Alt	0.4 mm gofrajlı alüminyum + 40 mm poliüretan sert köpük+ 25mm kaya yünü+ alüminyum folyo

Buna göre Denklem (26)'dan cam ve plakanın geçirme ve yutma oranı;

$$(\tau\alpha)_c = \frac{0,92 \times 0,96}{1 - (1 - 0,96) \cdot 0,15} = 0,888 \text{ bulunur.}$$

Denklem (25)'den plakanın absorbe ettiği enerji miktarı;

$$q_{\text{abs}} = 0,888 \cdot 450,55 \cdot (1 - 0,03) \cdot (1 - 0,03)$$

$$q_{\text{abs}} = 376,44 \text{ W/m}^2 \text{ bulunur.}$$

5.1.2. Kollektördeki Isı Kayıpları

Kollektördeki ısı kayıpları aşağıdaki eşitlikten faydalanarak bulunabilir[15].

$$q_L = u_L(t_p - t_a) \quad (27)$$

$$u_L = u_t + u_b = \text{Toplam ısı geçiş katsayısı (W/m}^2\text{°C)} \quad (28)$$

$$u_t = \text{Üstten toplam ısı geçiş katsayısı (W/m}^2\text{°C)}$$

$$u_b = \text{Taban ve yan yüzeyler için toplam ısı geçiş katsayısı (W/m}^2\text{°C)}$$

Üstten toplam ısı geçiş katsayısı u_t için aşağıdaki değerler doğrudan alınabilir[5].

$$\text{Tek kat cam örtü için } u_t = 8 \text{ W/m}^2\text{°C}$$

$$\text{Çift kat cam örtü için } u_t = 4 \text{ W/m}^2\text{°C}$$

$$\text{Üç kat cam örtü için } u_t = 1,6-2 \text{ W/m}^2\text{°C}$$

Taban ve yan yüzeyler için toplam ısı geçiş katsayısı u_b ise şöyle bulunur:

$$u_b = \frac{A_y}{A_c} u_{by} + u_{ba} \quad (29)$$

u_{by} ve u_{ba} , sırasıyla yan ve tabandan ısı kayıp katsayılarıdır. Kollektörlerde $A_y/A_c = 0,15-0,20$ arasında olabilir. Burada ;

$$A_y = \text{Yan yüzeyler (m}^2\text{)}$$

$$A_c = \text{Kollektör yüzeyi (m}^2\text{)}$$

$$u_b = \text{Taban ve yan yüzeyler için toplam ısı geçiş katsayısı (W/m}^2\text{°C)}$$

Kollektör kasetinde yan ve tabandan ısı kayıpları için toplam ısı geçiş katsayıları:

$$\frac{1}{u_{by}} = \frac{\delta_2}{k_2} + \frac{1}{h_d} \quad (\text{yanlar}) \quad (30)$$

$$\frac{1}{u_{ba}} = \frac{\delta_1}{k_1} + \frac{\delta_2}{k_2} + \frac{1}{h_d} \quad (\text{tabandan}) \quad (31)$$

Kullandığımız kollektörün yukarıda verilen izolasyon özelliklerine göre yan yüzeyden meydana gelen ısı kayıp katsayısı Denklem (30)'dan;

$$\frac{1}{u_{by}} = \frac{24 \cdot 10^{-3}}{4 \cdot 10^{-2}} + \frac{1}{24}$$

$$\frac{1}{u_{by}} = 0,64$$

$$u_{by} = 1,56 \text{ W/m}^2\text{°C}$$

Tabandan ısı kayıp katsayısı Denklem (31)'den;

$$\frac{1}{u_{ba}} = \frac{0,4 \cdot 10^{-3}}{203,4} + \frac{40 \cdot 10^{-3}}{4 \cdot 10^{-2}} + \frac{24 \cdot 10^{-3}}{4 \cdot 10^{-2}} + \frac{1}{24}$$

$$\frac{1}{u_{ba}} = 1,66$$

$$u_{ba} = 0,6 \text{ W/m}^2\text{°C}$$

Buna göre toplam ısı geçiş katsayısı (28) ve (29) Deklemlerinden:

$$u_L = u_t + u_b = u_t + \left(\frac{A_y}{A_c} u_{by} + u_{ba} \right) \quad (32)$$

Üstten kayıplar için, üç kat cam olması halinde $u_t = 1,6 \text{ W/m}^2\text{°C}$ ve $A_y/A_c = 0,15$ alınırsa, toplam kayıp katsayısı u_L Denklem (32)'den şöyle hesaplanabilir.

$$u_L = 1,6 + (0,15 \cdot 1,56 + 0,6)$$

$$u_L = 2,43 \text{ W/m}^2\text{°C}$$

Böylece kollektördeki ısı kaybı Denklem (27)'den;

$$q_L = u_L (t_p - t_a)$$

$$t_p = \text{Plaka sıcaklığı (°C)}$$

$$t_a = \text{Çevre sıcaklığı (°C)}$$

$$q_L = 2,43 \cdot (80 - 26)$$

$$q_L = 131,22 \text{ W/m}^2$$

5.1.3. Kollektörde Toplanan Faydalı Enerji

Güneş kollektörlerinden çeşitli şekillerde oluşan ısı kayıpları bulunduktan sonra kayıp olan bu ısı miktarının kollektörün absorbladığı enerjiden çıkarılmasıyla faydalı ısı bulunmuş olur. Buna göre faydalı ısı:

$$q_u = q_{abs} - q_L \quad (33)$$

$$q_{abs} = 376,44 \text{ W/m}^2$$

$$q_L = 131,22 \text{ W/m}^2$$

$$q_u = 376,44 - 131,22$$

$$q_u = 245,22 \text{ W/m}^2$$

Kollektör verimi ise saat 8.5 için Denklem (23)'den:

$$\eta = \frac{q_u}{I_t}$$

$$\eta = \frac{245,22}{450,55}$$

$$\eta = 0,54 \quad \text{bulunur.}$$

Daha önce de belirtildiği gibi; güneş ışınım şiddeti I_t , birim kollektör yüzeyinden elde edilen faydalı ısı q_u ve buradan da 8.00 ile 17.30 saatleri arasındaki anlık verim değerleri bir bilgisayar programı yardımıyla hesaplanmıştır. Sonuç olarak da; tüm bu hesap yapılan saatlerdeki toplam verim değeri yine bilgisayar programı yardımıyla hesaplanmıştır[Ek 2]

5.2. Gerekli Toplam Kollektör Yüzeyi

Gerekli toplam kollektör yüzeyi [23];

$$F_k = \frac{Q_{\text{gerekli}}}{Q_{\text{faydalı}}} \quad \text{m}^2 \quad (34)$$

$$Q_{\text{gerekli}} = Q_{\text{gen}} = 432,34 \text{ kw}$$

Kollektördeki faydalı enerji [23];

$$Q_{\text{faydalı}} = Q_{\text{teğik}} \times \eta_{\text{top}} \times \eta_m \times \eta_e \quad (35)$$

$$Q_{\text{teğik}} = \text{Eğik yüzeye gelen enerji} = 5851,27 \text{ W/m}^2$$

η_{top} = Toplayıcı verimi (Toplam toplayıcı verimi bilgisayar programı yardımıyla 0,60 olarak bulunmuştu.)

η_m = Boru donanımı ve depolama verimi (0,50-0,80 arasında alınabilir.)

η_e = Eşanjör verimi (0,50 alınabilir)[23].

Buna göre kollektördeki faydalı enerji Denklem (35)'den;

$$Q_{\text{faydalı}} = 5851,27 \times 0,6 \times 0,6 \times 0,5$$

$$Q_{\text{faydalı}} = 1053,2286 \text{ W/m}^2$$

Gerekli toplam kollektör yüzeyi Denklem (34)'den;

$$F_k = \frac{432,34 \cdot 10^3}{1053,2286}$$

$$F_k = 410,49 \text{ m}^2 \approx 411 \text{ m}^2$$

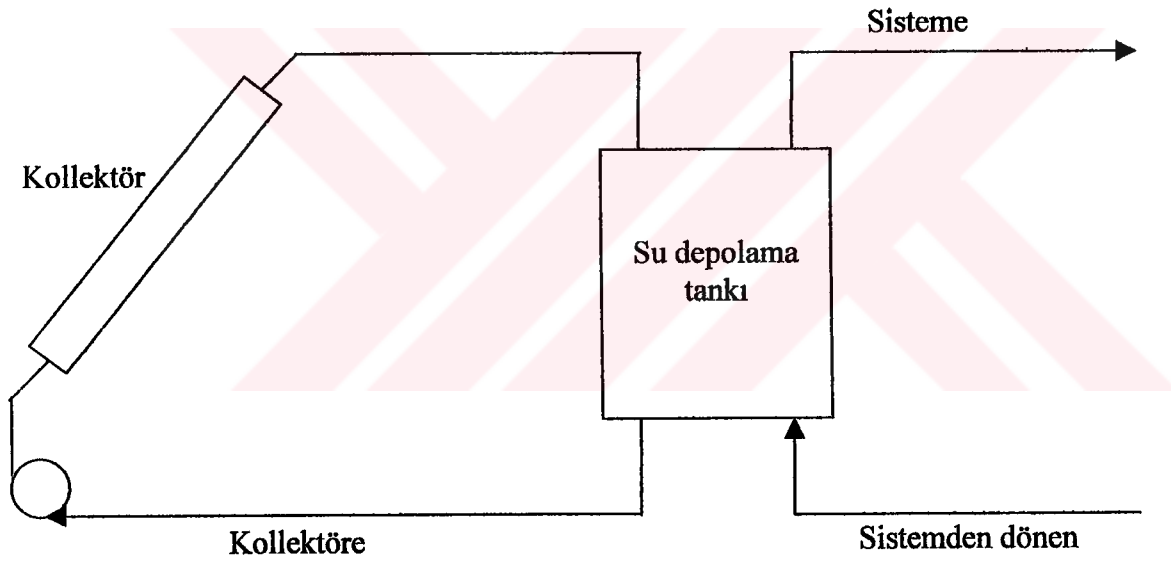
Toplam kollektör adedi=Toplam kollektör yüzeyi / Bir adet kollektör alanı [24]. (36)

Kullandığımız kollektörün bir adedinin alanı 2,106 m² olduğuna göre;

$$\frac{411}{2,106} = 195 \text{ adet}$$

5.3. Sıcak Su Deposu Hacmi

Birçok güneş enerjili sistem için su, ısı depolamak için ideal bir maddedir. Şekil 5.1. 'de tipik bir su depolama tankı görülmektedir[25].



Şekil 5.1. Isı depolanması için su depolama tankı kullanan tipik bir sistem.

Sıcak su deposu hacmi [23] :

$$V = \beta \cdot F_k \text{ m}^3 \quad (37)$$

$$\beta = 0,06 \text{ m}^3/\text{m}^2 \text{ topl.}$$

$$F_k = \text{Gerekli toplayıcı yüzeyi (m}^2\text{)}$$

$$V = 0,06 \cdot 411$$

$$V = 24,66 \text{ m}^3$$

6. SİSTEM ELEMANLARININ BOYUTLARININ HESAPLANMASI

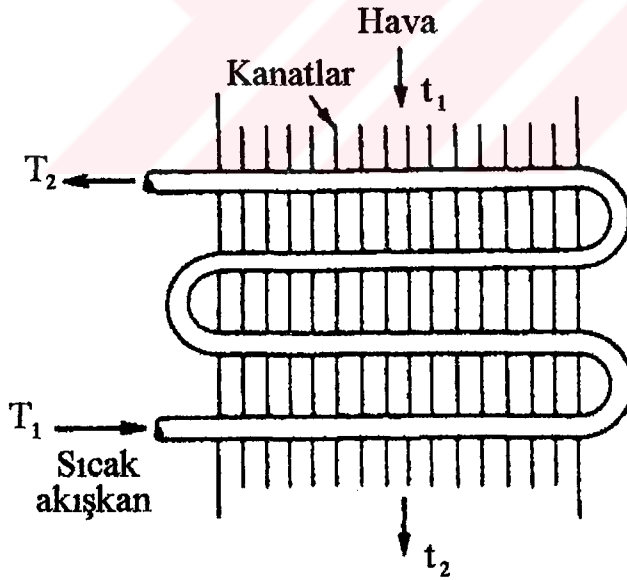
6.1. Evaporatör

Evaporatör, sıvı halindeki soğutucu akışkanın alçak basınç ve sıcaklıkta buharlaşırken gerekli buharlaşma ısını soğutulacak ortamdan alan cihazlardır[26].

Evaporatörler, direkt soğutmalı ve indirekt soğutmalı olarak ikiye ayrılır. Direkt soğutmalı sistemlerde, soğutulacak ortam doğrudan doğruya soğutucu akışkan serpantini ile soğutulur. İndirekt soğutmalı sistemlerde ise serpantin vasıtasıyla soğuk su veya sıvı elde edilir ve ortamın soğutulması bu sıvı ile yapılır[16].

Evaporatörler ortam ısısının çekildiği ısı taşıyıcısının türüne göre su soğutmalı ve hava soğutmalı olarak yapılırlar.

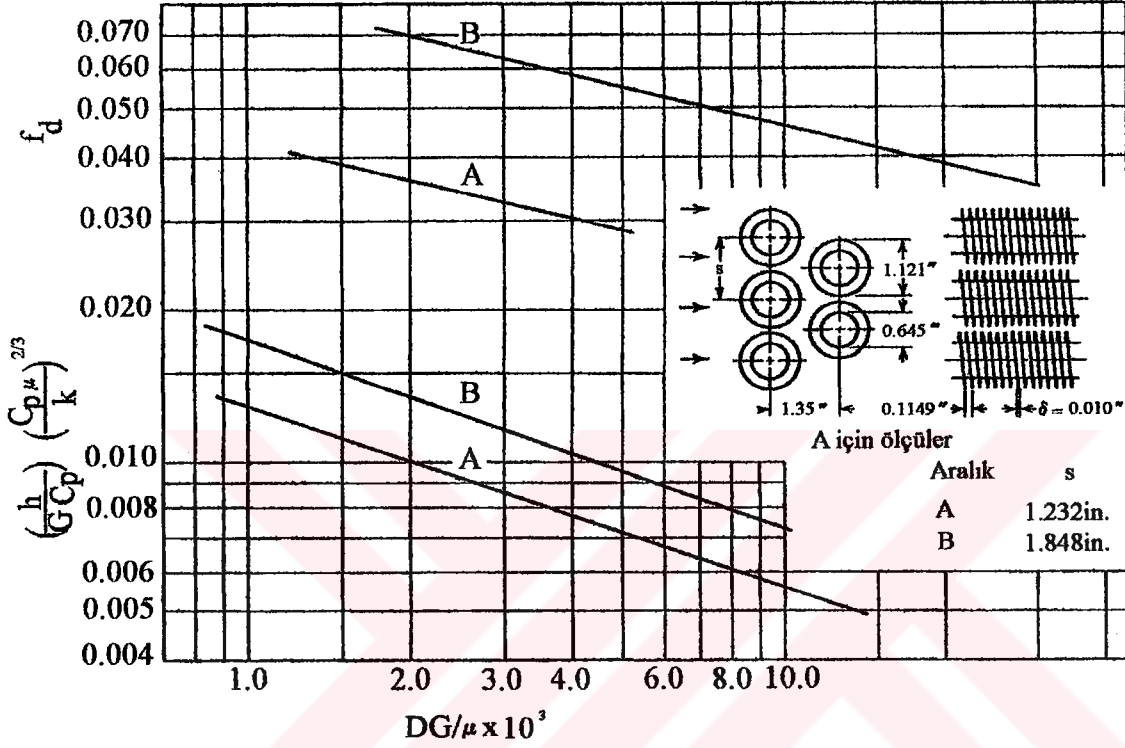
Tasarlanan sistemde kullanılacak evaporatör hava soğutmalı, karşıt-çapraz akışlı evaporatördür. Bu tip evaporatör, borular boyunca sıcak su geçtiğinden ve diğer akışkan hava olduğundan tercih edilir.



Şekil 6.1 Karşıt-çapraz akışlı evaporatör

6.1.1. Dış Isı Taşınım Katsayısı

Dış ısı transfer katsayısını belirlemek için kanatlı borularda karşı-çapraz akış türünde sürtünme faktörlerini ve ısı transfer katsayısını veren boyut verileri kullanılacaktır. Şekil 6.2’de verilmiş olan boyut verilerinde yüzey tipi olarak A seçilmiştir[17,27].



Boru dış çapı 0.645in.=16,383mm

Kanat kalınlığı 0.010in.=0,254mm

Kanat alanı/Toplam alan 0,862

	A	B
Hava geçişi eşdeğer çap	0.01797 ft=0,00539mm	0.0383 ft
Serbest akış alanı/ön yüzey alanı	0.443	0.628
Isı transfer alanı/toplam hacim	98.7	65.7 ft ² /ft ³

Şekil 6.2 Dairesel kanatlı borulardan çapraz akışlı geçiş için sürtünme faktörleri ve ısı transfer katsayıları, yüzeyler CF-8.7-5/8J[27].

30° C’de havanın fiziksel özellikleri (Ek 3’den)

$$\rho=1,1774 \text{ kg/m}^3$$

$$\mu=1,983.10^{-5} \text{ kg/ms}$$

$$\nu=16,84.10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$k=0,02624 \text{ W/mK}$$

$$C_p=1,007 \text{ kj/kgK}$$

Hava hızı $V=5\text{m/s}$ olarak seçilirse;

Havanın kütleli hızı:

$$G= \rho \cdot V \quad (38)$$

$$G=1,774 \cdot 5$$

$$G=8,87 \text{ kg/m}^2\text{s}$$

$$Re= \frac{D \cdot G}{\mu} \quad (39)$$

$$Re= \frac{D \cdot G}{\mu} = \frac{0,00539 \cdot 8,87}{1,983.10^{-5}}$$

$$Re=2411,4 \quad \text{bulunur.}$$

Böylece Şekil 6.2'den

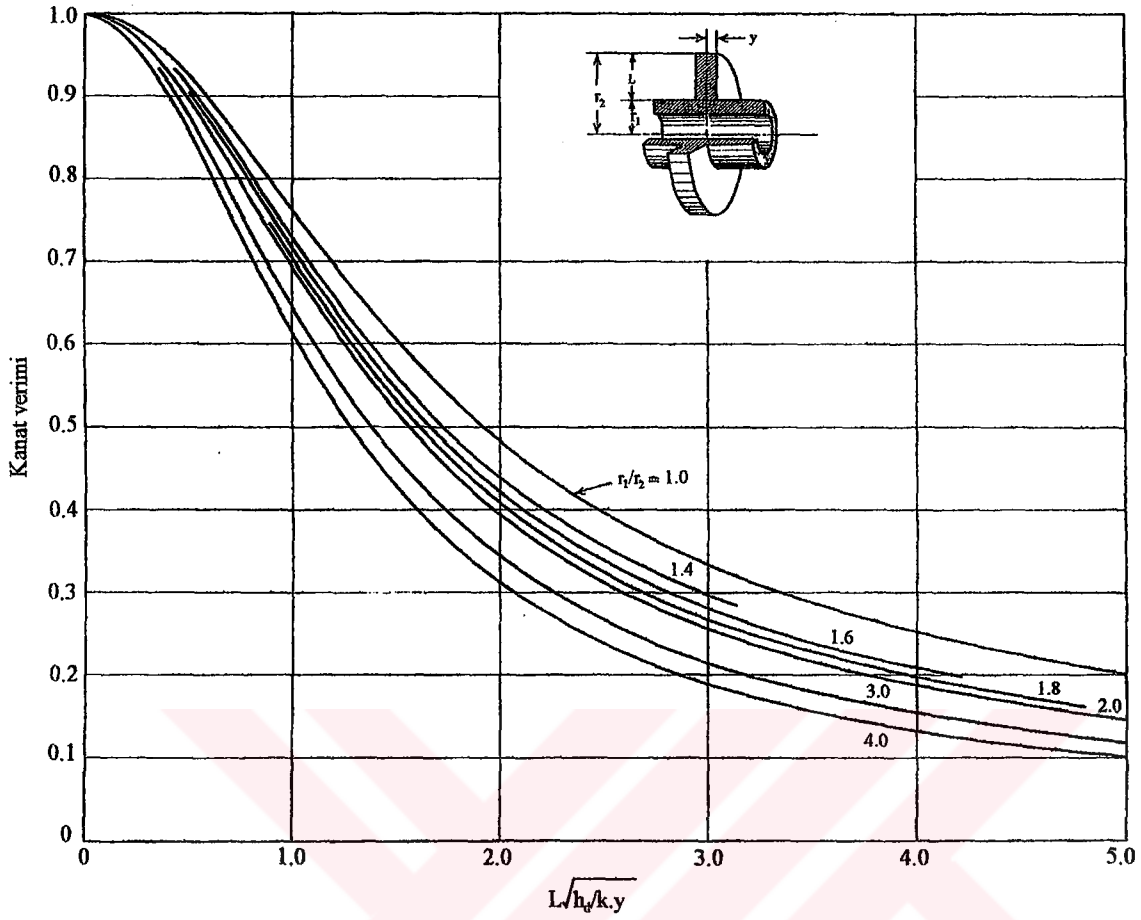
$$\left(\frac{h}{G \cdot C_p} \right) \left(\frac{C_p \cdot \mu}{k} \right)^{2/3} = 0,0092 \quad \text{okunur.}$$

$$\left(\frac{h}{8,87 \cdot 1,007} \right) \left(\frac{1007 \cdot 1,983 \cdot 10^{-5}}{0,02624} \right)^{2/3} = 0,0092$$

$$h_d=100 \text{ W/m}^2\text{K} \quad \text{olarak bulunmuş olur.}$$

6.1.2. Evaporatör Boyutları

Evaporatör tasarımında kanatlı borular kullanılmıştır. Bu yüzden evaporatör boyutlarını belirlerken kanat verimi göz önüne alınmalıdır. Kanat verimi Şekil 6.3'den ve aşağıdaki eşitliklerden hesaplanabilir.



Şekil 6.3 Dairesel kanat verimi[27]

Bunun için $L\sqrt{h_d/k.y}$ ve r_2/r_1 ifadelerinin bulunması gerekir.

k =Alüminyum kanadın ısı iletkenliği= 211 W/m°C (Çizelge 6.4)

y =Kanat kalınlığının yarısı=0,254/2=0,127mm (Şekil 6.2)

L =Kanat uzunluğu= r_2-r_1

r_1 =Boru dış çapı/2=16,383/2=8,19 mm

r_2 =Kanat dış çapı/2=1,121in./2=14,236 mm

L =14,236-8,19=6,046 mm

Böylece;

$$r_2 / r_1 = 1,738$$

$$L\sqrt{h_d/k.y} = 6,046 \cdot 10^{-3} \sqrt{100/211 \cdot 0,127 \cdot 10^{-3}} = 0,38 \quad \text{bulunur.}$$

Yukarıdaki iki değer kullanılarak Şekil 6.3'den kanat verimi $\eta=0,98$ olarak okunur.

Birim boru uzunluğunun dış yüzey ısı transfer alanı:

$$A = \frac{2[(a.b) - (\pi.D_d^2 / 4)]}{e_t} \quad (40)$$

$$A = \frac{2[(0,03429 \cdot 0,03129) - (\pi \cdot 0,01638^2 / 4)]}{2,9 \cdot 10^{-3}}$$

$$A=0,6 \text{ m}^2/\text{m}$$

Birim uzunluktan ısı transferi:

$$q_1 = h_d \cdot A \cdot \eta \cdot \Delta t \quad (41)$$

$$q_1 = 100 \cdot 0,6 \cdot 0,98 \cdot (23-10)$$

$$q_1 = 764,4 \text{ W/m}$$

Toplam boru uzunluğu:

$$L = \frac{q}{q_1} \quad (42)$$

$$L = \frac{290 \cdot 10^3}{764,4}$$

$$L=379 \text{ m}$$

Evaporatör yüzey alanı:

$$A = \pi \cdot D_d \cdot L \quad (43)$$

$$D_d = 1.121 \text{ in.} = 28,47 \text{ mm}$$

$$A = \pi \cdot 28,47 \cdot 10^{-3} \cdot 379$$

$$A=33,88 \text{ m}^2$$

Ayrıca, zorunlu hava sirkülasyonlu kanatlı tip evaporatörlerde hava hızı durumuna göre toplam ısı transfer katsayısı değerleri Çizelge 6.1' de gösterilmiştir[38].

Çizelge 6.1 Hava hızlarına göre toplam ısı transfer katsayıları

Hava hızı	U , fg/m ² h °C
Yavaş	12
Hızlı	18
Maksimum	20

Yukarıdaki çizelgede maksimum hava hızı için verilen $U=20 \text{ fg/m}^2 \text{ h}^\circ\text{C}=23,25 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$ ısı transfer katsayısı değerine göre evaporatör yüzeyi:

$$q_{\text{evap}}=U \cdot A \cdot \Delta t$$

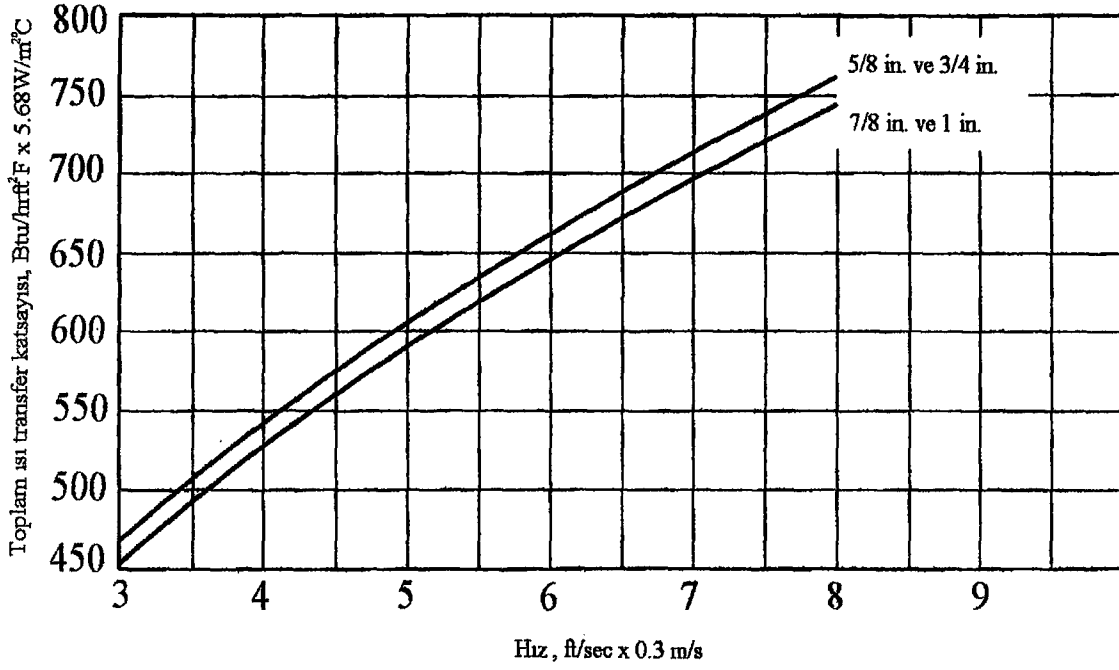
$$290.10 = 23,25 \cdot A \cdot (23-10)$$

$$A=959,4 \text{ m}^2 \text{ olarak bulunur.}$$

6.2. Kondenser

Kondenserin ana görevi; generatörden yüksek basınçta gelen buhar halindeki soğutkanın ısını alarak sıvılaştırmaktır. Kondenserler; su soğutmalı, hava soğutmalı ve evaporatif kondenserler olmak üzere üç sınıfa ayrılır[8].

Kondenser tipi, uygulama yeri ve istenen yoğunlaştırma kapasitesine göre seçilir. Küçük kapasiteli sistemler için hava soğutmalı, boru-kanat tipi kondenserler kullanılırken büyük kapasiteli sistemler için su soğutmalı ve gövde-boru tipi kondenserler yaygın olarak kullanılır[27]. Bu yüzden bizim sistemimizde su soğutmalı, gövde-boru tipi kondenser kullanılacaktır. Bu tip kondenserlerde soğutma suyu boruların içinde dolaşırken, soğutucu akışkan dış yüzeyde bulunur[8]. Su soğutmalı kondenserlerde, soğutma suyu hızı 0,9-2,4 m/s arasındadır. Soğutma suyu hızının toplam ısı transfer katsayısı üzerinde etkisi vardır ve bu etki Şekil 6.4'de gösterilmektedir[27].



Şekil 6.4 Su soğutmalı kondenseler için soğutma suyu hızının toplam ısı transfer katsayısı üzerinde etkisi[27]

Kondenserde kullanılacak borular bakır malzeme olup Çizelge 6.2'den 5/8" nominal boru çapına göre $D_d=19,1\text{mm}$, $D_i=16,9\text{mm}$ olarak seçilmiştir.

Çizelge 6.2 Bakır boru boyutları[13]

Nominal boru çapı in.	Dış çap		İç çap		Cidar kalınlığı		İç kesit alan	
	in.	mm	in.	mm	in.	mm	in. ²	mm ²
¼	0.375	9.53	0.315	8.00	0.030	0.762	0.0779	0.0503
3/8	0.500	12.7	0.43	11	0.035	0.889	0.145	0.094
½	0.625	15.9	0.545	13.8	0.040	1.02	0.233	0.150
5/8	0.750	19.1	0.666	16.9	0.042	1.07	0.348	0.225
¾	0.875	22.2	0.785	19.9	0.045	1.14	0.484	0.312
1	1.125	28.58	1.025	26.04	0.050	1.27	0.825	0.532
1 ¼	1.375	34.93	1.265	32.13	0.055	1.40	1.26	0.813
1 ½	1.625	41.28	1.505	38.23	0.060	1.52	1.78	1.15
2	2.125	53.98	1.985	50.42	0.070	1.78	3.10	2.00
2 ½	2.625	66.68	2.465	62.61	0.080	2.03	4.77	3.08
3	3.125	79.38	2.945	74.80	0.090	2.29	6.81	4.39
3 ½	3.625	92.08	3.425	87.00	0.100	2.54	9.21	5.94
4	4.125	104.8	3.905	99.19	0.110	2.79	12	7.74

6.2.1. İç Isı Taşınım Katsayısı

Boruların içinde soğutma suyunun 1m/s hızla dolaştığı kabul edilecektir.

$$D_i=16,9\text{mm}$$

$$A_i=2,225\text{mm}^2$$

Soğutma suyunun giriş sıcaklığı $t_{c,g}=20^\circ\text{C}$

Soğutma suyunun çıkış sıcaklığı $t_{c,\varphi}=30^\circ\text{C}$

$(t_{c,g} + t_{c,\varphi})/2 = (20+30)/2 = 25^\circ\text{C}$ 'de suyun fiziksel özellikleri (Ek 4 ve Ek 5'den)

$$\rho=996,8 \text{ kg/m}^3$$

$$\mu=0,831 \cdot 10^{-3} \text{ kg/ms}$$

$$k=0,610 \text{ W/mK}$$

$$Pr=6,165$$

Suyun kütleli debisi:

$$\dot{m}_e = \rho \cdot A \cdot V$$

$$\dot{m}_c = 996,8 \cdot 2,24 \cdot 10^{-4} \cdot 1$$

$$\dot{m}_c = 0,223 \text{ kg/s}$$

Reynolds sayısı;

$$Re = \frac{\rho \cdot V \cdot D_i}{\mu} \quad (45)$$

$$Re = \frac{996,8 \cdot 1,16,9 \cdot 10^{-3}}{0,831 \cdot 10^{-3}}$$

$$Re = 20271,8$$

İç yüzey ısı taşınım katsayısı[13]:

$$\frac{h_i \cdot D_i}{k} = 0,023(Re)^{0,8} \cdot (Pr)^{0,3} \quad (46)$$

(46) denklemi $Re > 10000$ ve $0,7 < Pr < 100$ için geçerlidir. Buna göre;

$$\frac{h_i \cdot 16,9 \cdot 10^{-3}}{0,610} = 0,023(20271,8)^{0,8} \cdot (6,165)^{0,3}$$

$$h_i = 3996,36 \text{ W/m}^2\text{K} \text{ bulunur.}$$

6.2.2. Yoğuşma Film Katsayısı

Yoğuşan buhar için ısı transfer katsayısı [27]:

$$h_v = 0,95 \left(\frac{L \cdot k^3 \cdot \rho^2 \cdot g}{\dot{m}_v \cdot \mu} \right)^{1/3} \quad (47)$$

(47) denkleminde tek bilinmeyen değer L/m değeridir. L/m değeri; toplam boru sayısı, bir adet boru uzunluğu ve yoğuşan buhar debisinden hesaplanabilir. $m = 0,123 \text{ kg/s}$, $L_1 = 2 \text{ m}$ ve $n = 50$ adet boru alınarak hesaplamalar yapılmıştır.

Soğutkanın kondensere giriş sıcaklığı $t_{h,g} = 80^\circ\text{C}$

Soğutkanın kondenserden çıkış sıcaklığı $t_{h,\zeta}=40^\circ\text{C}$

$(t_{h,g} + t_{h,\zeta})/2 = (80+40)/2 = 60^\circ\text{C}$ 'de yoğuşan suyun fiziksel özellikleri(Ek 4 ve Ek 5'den)

$$\rho = 983 \text{ kg/m}^3$$

$$\mu = 0,446 \cdot 10^{-3} \text{ kg/ms}$$

$$k = 0,654 \text{ W/mK}$$

Buna göre (47) denkleminde:

$$h_v = 0,95 \left(\frac{813 \cdot 0,654^3 \cdot 983^2 \cdot 9,81}{0,446 \cdot 10^{-3}} \right)^{1/3} = 16062,5 \text{ W/m}^2\text{K}$$

6.2.3. Toplam Isı Transfer Katsayısı ve Kondenser Boyutları

$$\frac{1}{U.A} = \frac{1}{h_i \cdot \pi \cdot D_i \cdot L} + \frac{R_{fi}}{\pi \cdot D_i \cdot L} + \frac{\ln\left(\frac{D_d}{D_i}\right)}{2 \cdot \pi \cdot k \cdot L} + \frac{R_{fo}}{\pi \cdot D_d \cdot L} + \frac{1}{h_o \cdot \pi \cdot D_d \cdot L} \quad (48)$$

(48) denkleminde R_{fi} ve R_{fo} , iç ve dış borularda kirlenme faktörü olup akışkan türüne göre Çizelge 6.3'de verilmiştir.

Çizelge 6.3 Çeşitli akışkanlarda kirlenme faktörü değerleri[27]

$R_f \times 10^{-3} \text{ (m}^2\text{C/W)}$				
Su sıcaklığı, °C	t≤50		t>50	
Akışkan tipi	Akışkan hızı (m/s)		Akışkan hızı (m/s)	
	V≤1	V>1	V≤1	V>1
Deniz suyu	0.080	0.080	0.176	0.176
Şehir suyu	0.176	0.176	0.352	0.352
Nehir suyu	0.352	0.176	0.528	0.352
Damıtılmış su	0.088	0.088	0.088	0.088
Fuel oil	0.88			
Buhar	0.088			
Sıvı soğutkan	0.176			

Bakırın ısı iletim katsayısı $k=385 \text{ W/m}^\circ\text{C}$ olarak Çizelge 6.4 'den alınabilir.

Çizelge 6.4 Bazı maddelerin ısı iletkenlik değerleri

Isıl iletkenlik ($\text{W} / \text{m}^\circ\text{C}$)	
Su , 20°C	0.596
Poliüretan köpük	0.0245
Mineral yünleri	0.0346
Meşe , %14 ıslak	0.160
Mantar	0.0418
Hava , 20°C	0.026
Çelik	47.6
Çam , %15 ıslak	0.138
Cam	1.05
Buz , -1°C	2.26
Beton	1.73
Bakır	385
Alüminyum	211
Alçıtaşı	0.170

Böylece (48) denkleminde ;

$$\frac{1}{U.A} = \frac{1}{3996.36.\pi.16.9.10^{-3}.L} + \frac{0,176.10^{-3}}{\pi.16,9.10^{-3}.L} + \frac{\ln\left(\frac{19,1}{16,9}\right)}{2.\pi.385.L} + \frac{0,088.10^{-3}}{\pi.19,1.10^{-3}.L} + \frac{1}{16062,5.\pi.19,1.10^{-3}.L}$$

$$\frac{1}{U.A} = \frac{4,715.10^{-3}}{L} + \frac{3,368.10^{-3}}{L} + \frac{5,06.10^{-3}}{L} + \frac{1,46.10^{-3}}{L} + \frac{1.10^{-3}}{L}$$

$$\frac{1}{U.A} = \frac{0,01}{L}$$

$U.A=100L$ bulunur.

$$q=U.A.\Delta t_m .F \quad (49)$$

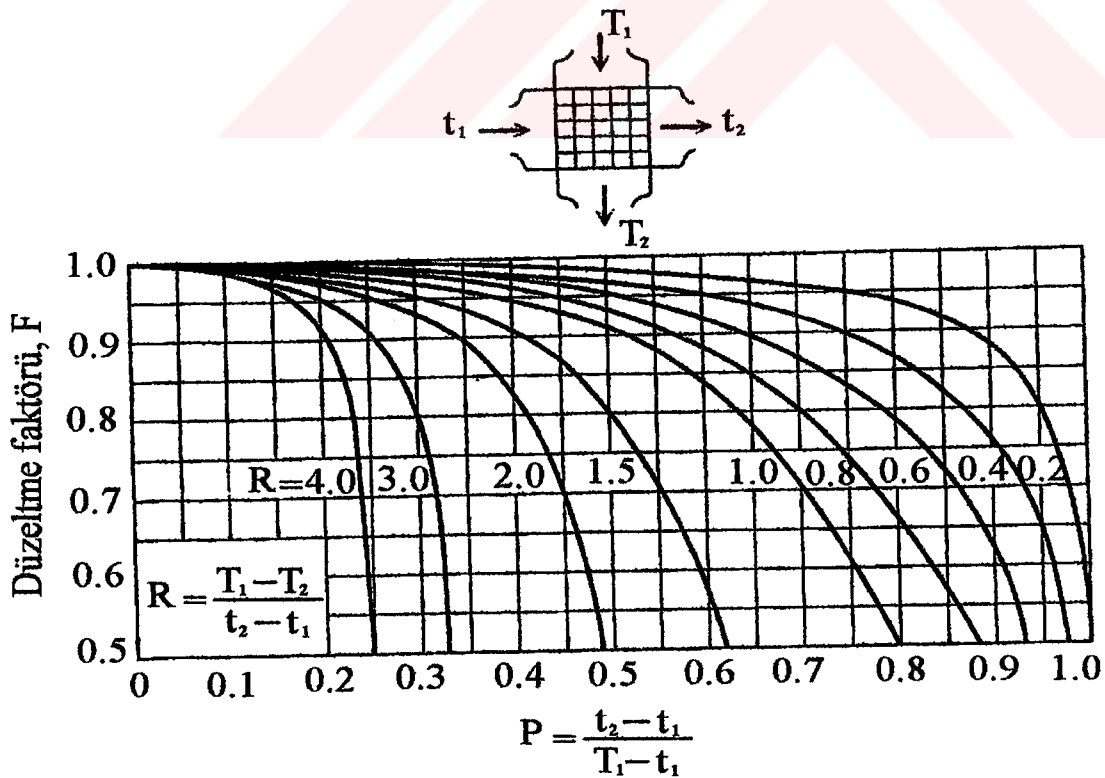
Δt_m =Logaritmik sıcaklık farkı olup şöyle hesaplanır.

$$\Delta t_m = \frac{(t_{h,g} - t_{c,g}) - (t_{h,f} - t_{c,f})}{\ln \frac{(t_{h,g} - t_{c,f})}{(t_{h,f} - t_{c,g})}} \quad (50)$$

$$\Delta t_m = \frac{(80 - 30) - (40 - 20)}{\ln \frac{(80 - 20)}{(40 - 30)}}$$

$$\Delta t_m = 32,75^\circ\text{C}$$

Akışın geçiş sayısına ve eşanjör tipine bağlı kalarak her bir duruma uyan (LOSF)'nı veren matematiksel ifadenin bulunması oldukça karmaşıktır. Bulunan matematiksel ifadelerin nümerik uygulaması fazla işlem içermesi nedeni ile pratik değildir. Bu nedenle uygulamada genel olarak (LOSF) düzeltme faktörü "F" kullanılmaktadır. Düzeltme faktörü F, Şekil 6.5 kullanılarak belirlenebilir.



Şekil 6.5 Düzeltme faktörü.

$$P = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1}$$

$$P = \frac{30 - 20}{80 - 20}$$

$$P = 0,16$$

$$R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1}$$

$$R = \frac{80 - 40}{30 - 20}$$

$$R = 4$$

Böylece düzeltme faktörü F, Şekil 6.5'den F=0,97 olarak bulunur.

Kondenserden atılması gereken ısı $q_{kon}=304,59$ kW olduğuna göre Denklem (49)'dan;

$$304,49 \cdot 10^3 = 100L \cdot 32,75 \cdot 0,97$$

L=96m toplam boru uzunluğu bulunur.

Toplam kondenser yüzeyi

$$A_T = \pi \cdot D_d \cdot L \quad (51)$$

$$A_T = \pi \cdot 19,1 \cdot 10^{-3} \cdot 96$$

$$A_T = 5,75 \text{ m}^2$$

Boyu L=2m olan bir borunun ısı transferi yapan yüzeyi;

$$A_1 = \pi \cdot D_m \cdot L_1 \quad (52)$$

$$D_m = (D_d + D_i)/2 = (19,1 + 16,9)/2 = 18 \text{ mm}$$

$$A_1 = \pi \cdot 18 \cdot 10^{-3} \cdot 2$$

$$A_1 = 0,113 \text{ m}^2$$

Boru sayısı;

$$n = \frac{A_T}{A_1} \quad (53)$$

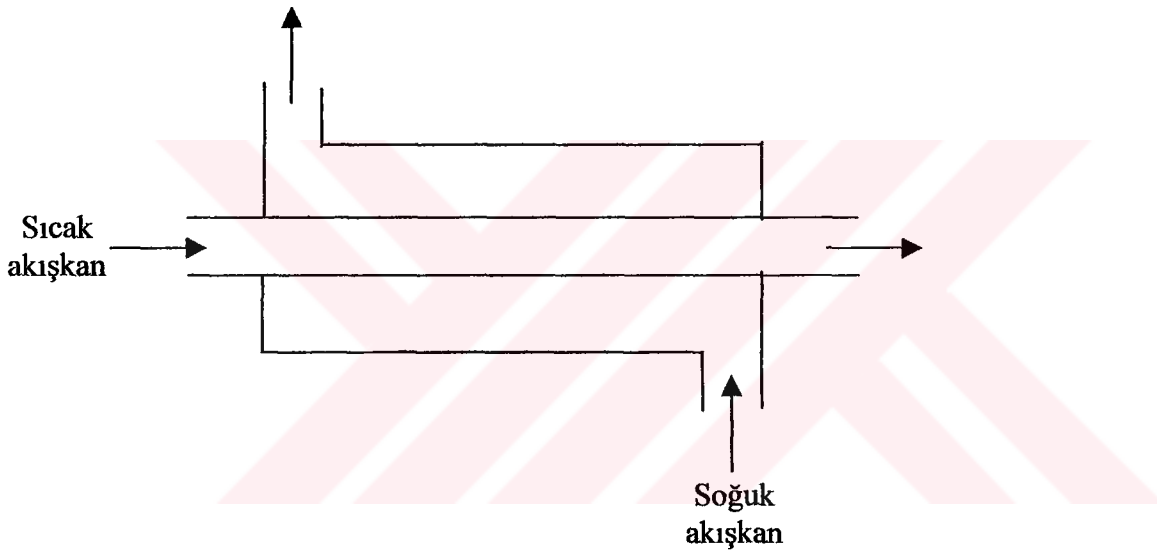
$$n = \frac{5,75}{0,113}$$

$n=50$ adet boru bulunur.

Sonuç olarak; başlangıçta kabul ettiğimiz $n=50$ adet boru ve $L_1=2m$ boru uzunluğu değerleri ile, yukarıda hesaplamalar sonucu bulunan değerler eşit bulunmuştur.

6.3. Isı Değiştirgeci

LiBr-H₂O akışkan çifti kullanılan absorpsiyonlu soğutma sisteminde; Şekil 6.6'da gösterildiği gibi tek geçişli, gövde-boru tipi ve karşıt akışlı ısı değiştirgeci kullanılacaktır. Isı değiştirgecinin boruları bakır malzeme olup boyutları 2 1/2" nominal boru çapına göre dış çap 66,68mm, iç çap 62,61mm olarak Çizelge 6.2'den alınabilir.



Şekil 6.6 Karşıt akışlı ısı değiştirgeci

Isı değiştirgeci etkinliği:

$$\text{Etkenlik}(\epsilon) = \text{Gerçek ısı transferi} / \text{Eşanjörün vereceği max. ısı transferi} \quad (54)$$

$$\text{Gerçek ısı transferi} = q = C_h (t_{h,g} - t_{h,\phi}) = C_c (t_{c,\phi} - t_{c,g}) \quad (55)$$

$$\text{Eşanjörün vereceği max. ısı transferi} = q_{\max} = C_{\min}(t_{h,g} - t_{c,g}) \quad (56)$$

$$C_h = C_{ph} \cdot m_h \quad (57)$$

$$C_c = C_{pc} \cdot m_c \quad (58)$$

m_h = Zengin (güçlü) LiBr eriyiğın kütleli debisi (kg/s)

C_{ph} = Zengin (güçlü) LiBr eriyiğın özgül ısısı (kJ/kgK)

m_c =Fakir (zayıf) LiBr eriyiğın kütlesel debisi (kg/s)

C_{pc} = Fakir (zayıf) LiBr eriyiğın özgül ısısı (kJ/kgK)

$t_{h,g}$ = Zengin (güçlü) LiBr eriyiğın ısı değıştirgecine giriş sıcaklığı=80°C

$t_{h,ç}$ = Zengin (güçlü) LiBr eriyiğın ısı değıştirgecinden çıkış sıcaklığı

$t_{h,ort}=(t_{h,g}+t_{h,ç})/2$ = Zengin (güçlü) LiBr eriyiğın aritmetik ortalama sıcaklığı

$t_{c,g}$ = Fakir (zayıf) LiBr eriyiğın ısı değıştirgecine giriş sıcaklığı =40°C

$t_{c,ç}$ = Fakir (zayıf) LiBr eriyiğın ısı değıştirgecinden çıkış sıcaklığı

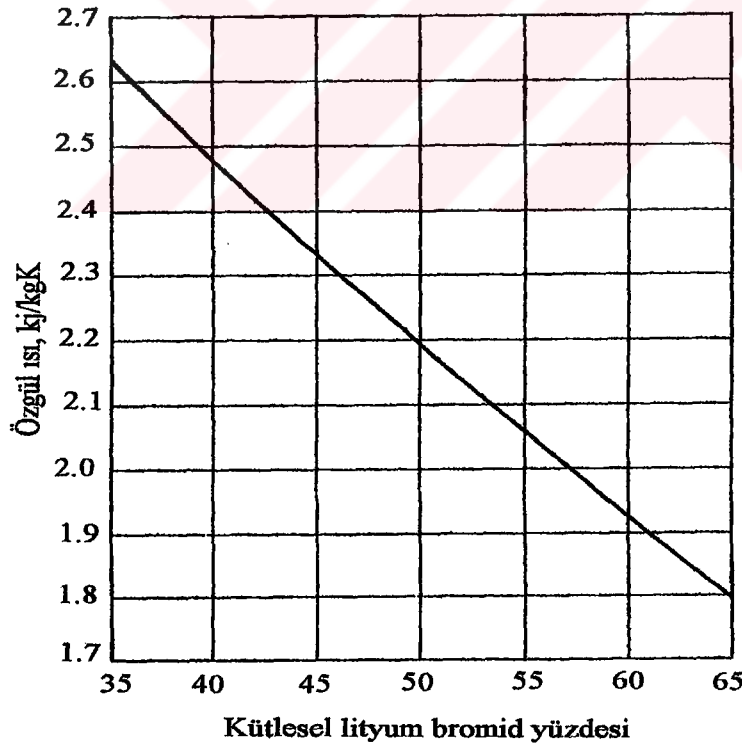
$t_{c,ort}=(t_{c,g}+ t_{c,ç})/2$ = Fakir (zayıf) LiBr eriyiğın aritmetik ortalama sıcaklığı

$t_{h,g}$ ve $t_{h,ç}$ sıcaklıkları, NTU metoduyla hesaplanacaktır. Isı değıştirgeci etkenliğı (ϵ), ilk olarak 0,60 değıeri alınarak hesaplamalar yapılacaktır. Hesaplanan bu sıcaklıklar daha sonra bir bilgisayar programı yardımıyla kontrol edilecektir[Ek 6].

$$C_h=C_{ph} \cdot m_h \quad (57)$$

$$C_c= C_{pc} \cdot m_c \quad (58)$$

LiBr eriyiğının özgül ısıları Şekil 6.7 yardımıyla bulunabilir.



Şekil 6.7 LiBr-su eriyiğı özgül ısısı [12]

$$m_c=3,623 \text{ kg/s}$$

$$m_h=3,5 \text{ kg/s}$$

$$C_{ph}(\%59 \text{ LiBr konsantrasyonu})\approx 1,96 \text{ kJ/kgK}, \text{ Şekil 6.7}$$

$$C_{pc}(\%57 \text{ LiBr konsantrasyonu})\approx 2,02 \text{ kJ/kgK}, \text{ Şekil 6.7}$$

Denklem (57) ve (58)'den;

$$C_c=C_{\max}=C_{pc} \cdot m_c=2020 \cdot 3,623=7318,46 \text{ W/K}$$

$$C_h=C_{\min}=C_{ph} \cdot m_h=1960 \cdot 3,5=6860 \text{ W/K}$$

$$C_h < C_c \quad \text{ise} \quad C_{\min}=C_h$$

$$C_c < C_h \quad \text{ise} \quad C_{\min}=C_c$$

Burada, $C_h < C_c$ ve dolayısıyla $C_h=C_{\min}$ olduğuna göre güçlü LiBr eriyiğinin ısı değiştirgecinden çıkış sıcaklığı $t_{h,\varphi}$ şöyle hesaplanabilir[30]:

$$\varepsilon = \frac{C_h (t_{h,g} - t_{h,\varphi})}{C_{\min} (t_{h,g} - t_{c,g})}$$

$$\varepsilon = \frac{(t_{h,g} - t_{h,\varphi})}{(t_{h,g} - t_{c,g})}$$

$$0,60 = \frac{(80 - t_{h,\varphi})}{(80 - 40)}$$

$$t_{h,\varphi}=56^\circ\text{C}$$

Fakir LiBr eriyiğinin ısı değiştirgecinden çıkış sıcaklığı $t_{c,\varphi}$ ise şöyle hesaplanabilir[30]:

$$\varepsilon = \frac{C_c (t_{c,\varphi} - t_{c,g})}{C_{\min} (t_{h,g} - t_{c,g})}$$

$$\varepsilon = \frac{C_c (t_{c,\varphi} - t_{c,g})}{C_h (t_{h,g} - t_{c,g})}$$

$$0,60 = \frac{7318,46(t_{c,\varphi} - 40)}{6860(80 - 40)}$$

$$t_{c,\varphi}=62,5^\circ\text{C}$$

Zengin eriyik tarafı:

$$t_{h,g}=80^{\circ}\text{C}$$

$$t_{h,\phi}=56^{\circ}\text{C}$$

$$t_{h,ort}=(t_{h,g}+t_{h,\phi})/2=(80+56)/2=68^{\circ}\text{C}$$

Fakir eriyik tarafı:

$$t_{c,g}=40^{\circ}\text{C}$$

$$t_{c,\phi}=62,5^{\circ}\text{C}$$

$$t_{c,ort}=(t_{c,g}+t_{c,\phi})/2=(40+62,5)/2=51,25^{\circ}\text{C}$$

Isı transferi yüzey alanı

$$A=\pi \cdot L \cdot D$$

A=Isı transferi yapan yüzey alanı

$$L=\text{Boru uzunluğu}=300\text{m}$$

$$D=\text{Boru iç çapı}=62,61\text{mm}$$

$$A=\pi \cdot 62,61 \cdot 10^{-3} \cdot 300$$

$$A=58,9\text{m}^2$$

6.3.1. İç Isı Taşınım Katsayısı

Boru içindeki akış için ısı transfer katsayısı, akışın türüne göre aşağıdaki eşitlikten hesaplanabilir[13]. Bunun için önce akışın türünün belirlenmesi gerekir. İç taraftan sıcak eriyik geçmektedir.

İç yüzey ısı taşınım katsayısı[13]:

$$\frac{h_i \cdot D_i}{k_h} = 0,023(\text{Re})^{0,8} \cdot (\text{Pr})^{0,3} \quad (46)$$

(46) denklemi $\text{Re} > 10000$ ve $0,7 < \text{Pr} < 100$ için geçerlidir.

Sıcak eriyik için Reynolds sayısı;

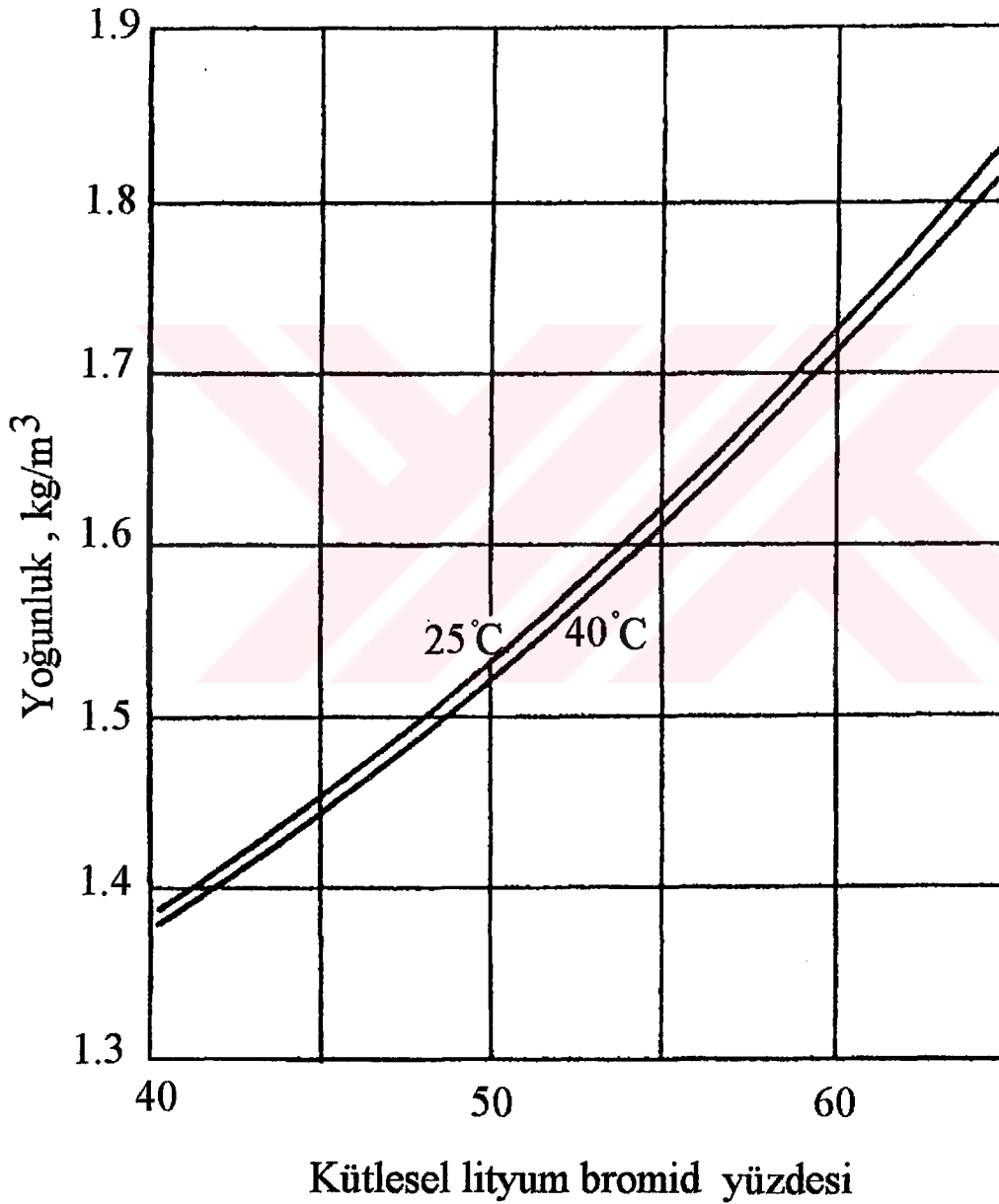
$$\text{Re} = \frac{D_i \cdot G}{\mu_h}$$

$$G = \text{Kütle hızı} = \frac{\dot{m}}{\pi D^2 / 4} = \frac{3,5}{\pi (62,61 \cdot 10^{-3})^2 / 4} = 1137,39 \text{ kg/m}^2\text{s}$$

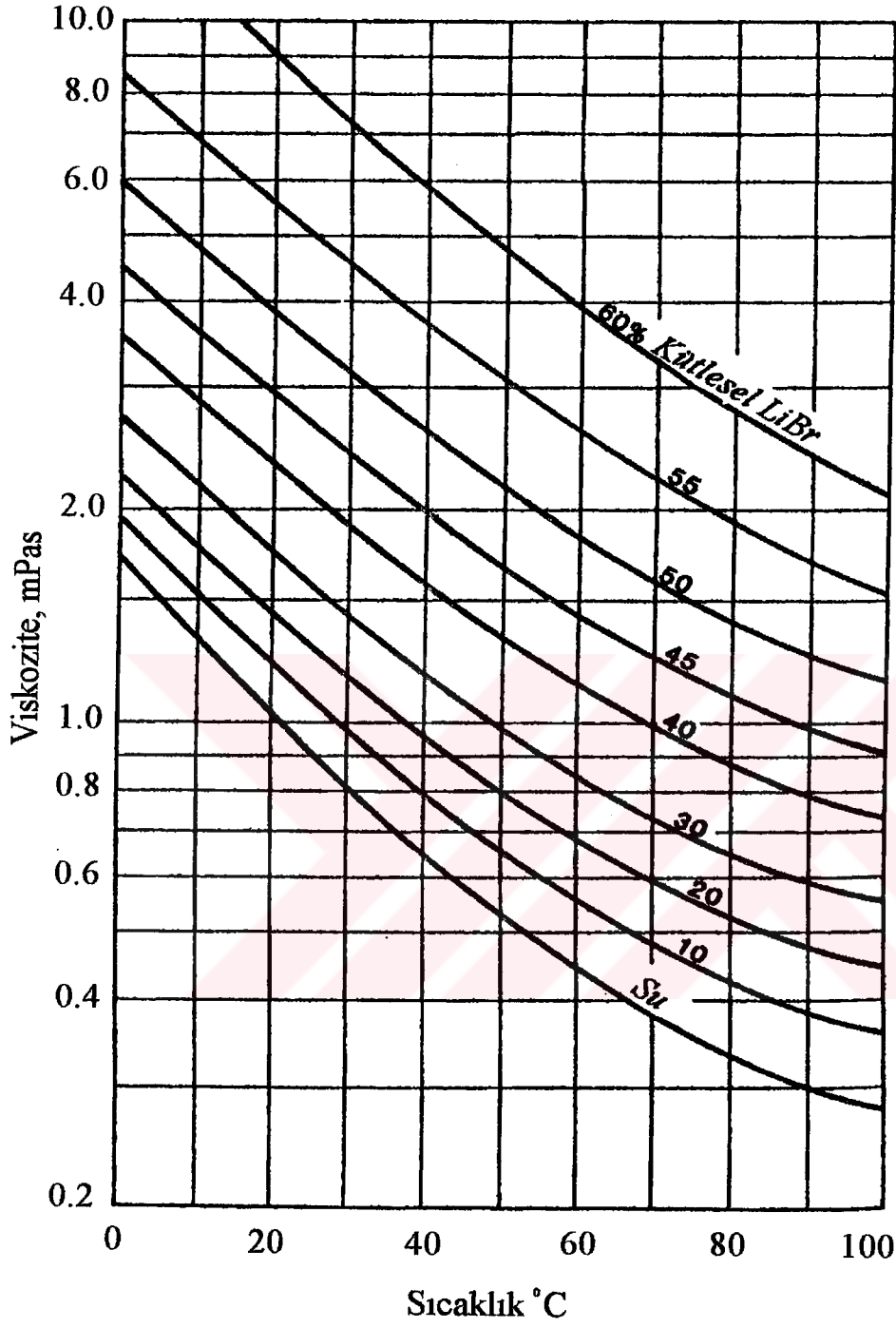
Prandtl sayısı;

$$Pr = \frac{\mu_h \cdot C_{ph}}{k_h} \quad (59)$$

LiBr-su eriyiğinin yoğunlukları, viskoziteleri ve ısı iletkenlikleri sırasıyla Şekil 6.8, Şekil 6.9, Şekil 6.10 yardımıyla bulunabilir.

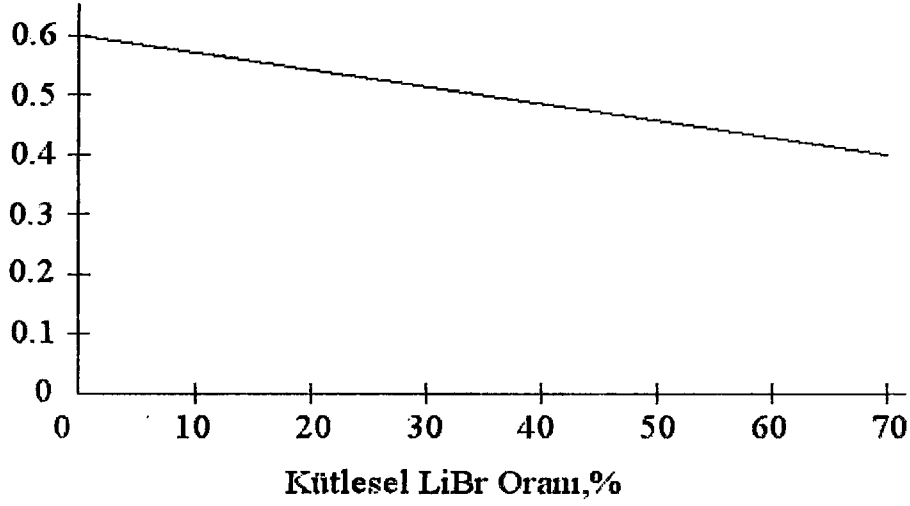


Şekil 6.8 LiBr-su eriyiği yoğunluğu [12]



Şekil 6.9 LiBr-su eriyiği viskoziteleri[12]

Isıl iletkenlik, W/mK



Şekil 6.10 20°C’de LiBr ağırlığının bir fonksiyonu olarak LiBr-su eriyiğinin ısı iletkenliği [12]

Ayrıca LiBr eriyiğinin ısı iletkenliği Çizelge 6.5 yardımıyla da belirlenebilir.

Çizelge 6.5 Çeşitli eriyiklerin ısı iletkenlikleri

Eriyik	Ağırlık (%)	0	10	20	30	40	50
	t, °C						
KNO ₂	20	0.599	0.584	0.566	0.547	0.527	0.508
K ₂ SO ₄	20	0.599	0.590				
K ₂ CO ₃	20	0.599	0.592	0.583	0.564	0.540	0.509
MgCl ₂	20	0.599	0.573	0.547	0.516		
MgSO ₄	20	0.599	0.592	0.583			
CaCl ₂	20	0.599	0.587	0.576	0.561	0.545	
BaCl ₂	20	0.599	0.590	0.578			
BaBr ₂	20	0.599	0.583	0.564	0.542	0.515	
SbCl ₃	20	0.599	0.588	0.576	0.562		
ZnSO ₄	20	0.599	0.587	0.574	0.559		
ZnCl ₂	20	0.599	0.577	0.551	0.521	0.486	
LiCl	20	0.599	0.577	0.554	0.538		
LiBr	20	0.599	0.572	0.542	0.507	0.471	
LiSO ₄	20	0.599	0.593	0.587			
NH ₄ Cl	20	0.599	0.531	0.531			
AgNO ₃	0.599						

C_{ph} =Zengin LiBr eriyiğinin özgül ısısı

C_{ph} =(%59 LiBr konsantrasyonu) $\approx 1,96$ kJ/kgK , Şekil 6.7

ρ_h = Zengin LiBr eriyiğinin yoğunluğu

ρ_h =(%59 LiBr konsantrasyonu ve $t_{h,ort}=68^\circ\text{C}$) ≈ 1700 kg/m³ , Şekil 6.8

μ_h = Zengin LiBr eriyiğinin viskozitesi

μ_h =(%59 LiBr konsantrasyonu ve $t_{h,ort}=68^\circ\text{C}$) $\approx 3,5 \cdot 10^{-3}$ kg/ms , Şekil 6.9

k_h = Zengin LiBr eriyiğinin ısı iletkenliğı

k_h =(%59 LiBr konsantrasyonu ve $t=20^\circ\text{C}$) $\approx 0,41$ W/mK , Şekil 6.10 veya Çizelge 6.5

$$Re = \frac{D_i \cdot G}{\mu_h} = \frac{62,61 \cdot 10^{-3} \cdot 1137,39}{3,5 \cdot 10^{-3}} = 20346,28$$

$$Pr = \frac{\mu_h \cdot C_{ph}}{k_h} = \frac{3,5 \cdot 10^{-3} \cdot 1,96 \cdot 10^3}{0,41} = 16,7$$

Böylece iç yüzey ısı transfer katsayısı h_i , Denklem (46)'dan

$$\frac{h_i \cdot 62,61 \cdot 10^{-3}}{0,41} = 0,023(20346,28)^{0,8} \cdot (16,7)^{0,3}$$

$h_i=1008$ W/m²K bulunur.

6.3.2. Dış Isı Taşınım Katsayısı

Silindirik boruların dış yüzey ısı transfer katsayısı, doğal konveksiyonla ısı geçişinde kullanılan eşitlikler ile hesaplanabilir[28]. Dış taraftan soğuk eriyik geçmektedir.

Silindirik borularda laminer doğal konveksiyonla ısı geçişi için[28]:

$$Nu = \frac{h_d \cdot D_d}{k_c} = 0,55(Gr \cdot Pr)^{0,25} \quad (60)$$

Yukarıdaki (60) denklemini $Gr \cdot Pr \leq 10^8 - 10^9$ sınırları için geçerlidir.

Silindirik borularda türbülanslı doğal konveksiyonla ısı geçişi için[28]:

$$Nu = \frac{h_d \cdot D_d}{k_c} = 0,129(Gr \cdot Pr)^{1/3} \quad (61)$$

(61) denklemi ise $Gr \cdot Pr \geq 10^8 - 10^9$ sınırları için geçerlidir. Bu yüzden h_d değerini hesaplamak için ilk önce Gr ve Pr sayılarının hesaplanması gerekir.

Grashof sayısı;

$$Gr = \frac{g \cdot \beta \cdot D_d^3 \cdot \rho_c^2 \Delta t}{\mu_c^2} \quad (62)$$

Prandtl sayısı;

$$Pr = \frac{\mu_c \cdot C_{pc}}{k_c} \quad (63)$$

C_{pc} = Fakir (zayıf) LiBr eriyiğinin özgül ısısı

C_{pc} = (%57 LiBr konsantrasyonu) $\approx 2,02$ kJ/kgK , Şekil 6.7

ρ_c = Fakir (zayıf) LiBr eriyiğinin yoğunluğu

ρ_c = (%57 LiBr konsantrasyonu ve $t_{c,ort} = 51,25^\circ\text{C}$) ≈ 1700 kg/m³ , Şekil 6.8

μ_c = Fakir (zayıf) LiBr eriyiğinin viskozitesi

μ_c = (%57 LiBr konsantrasyonu ve $t_{c,ort} = 51,25^\circ\text{C}$) $\approx 3,75 \cdot 10^{-3}$ kg/ms , Şekil 6.9

k_c = Fakir (zayıf) LiBr eriyiğinin ısı iletkenliği

k_c = (%57 LiBr konsantrasyonu ve $t = 20^\circ\text{C}$) $\approx 0,43$ W/mK , Şekil 6.10 veya Çizelge 6.5

$g = 9,81$ m/s²

β = Hacimsel genleşme katsayısı (su için alınır) $= 0,18 \cdot 10^{-3}$

$D_d = 66,68$ mm

$\Delta t = t_b - t_w$

t_b = Ortalama ortam sıcaklığı $= 68^\circ\text{C}$

t_w = Cidar yüzey sıcaklığı $= (t_{h,ort} + t_{c,ort})/2 = (68 + 51,25)/2 = 59,625^\circ\text{C}$

$\Delta t = 8,375^\circ\text{C}$

Dış ısı transfer katsayısı, yukarıdaki değerler ve hazırlanan bilgisayar programı yardımıyla $h_d = 224 \text{ W/m}^2\text{K}$ olarak bulunur.

6.3.3. Toplam Isı Transfer Katsayısı ve Isı Değiştirgeci Boyutları

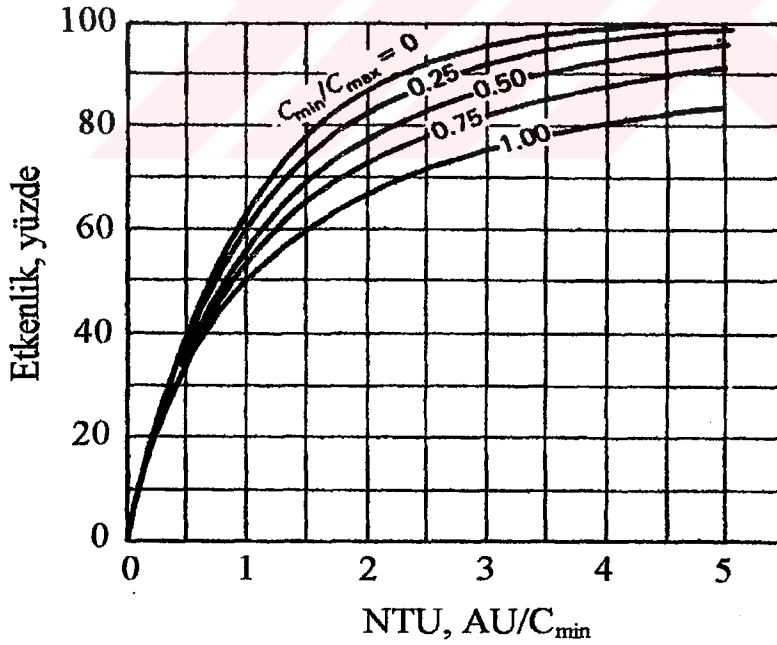
Toplam ısı transfer katsayısı aşağıdaki denklem yardımıyla bulunabilir[13]:

$$\frac{1}{U} = \left(\frac{D_d}{D_i}\right) \frac{1}{h_i} + D_d \frac{\ln\left(\frac{D_d}{D_i}\right)}{2.k} + \frac{1}{h_d}$$

$$\frac{1}{U} = \left(\frac{66,68}{62,61}\right) \frac{1}{1008} + 66,68 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{\ln\left(\frac{66,68}{62,61}\right)}{2.385} + \frac{1}{224,5}$$

$$U = 182 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Başlangıçta kabul edilen ısı değiştirgeci etkinliği (ϵ) = 0,60 değerinin kontrol edilebilmesi için NTU sayısı ve C_{\min}/C_{\max} değerleri hesaplanarak Şekil 6.11'den düzeltilmiş ϵ değeri okunur.



Şekil 6.11 Karşıt akışlı ısı değiştirgeci için etkinlik katsayısı.

$$NTU=AU/C_{\min} \quad (64)$$

$$NTU=58,9.182 / 6860=1,56$$

$$C_{\min}/C_{\max}=6860 / 7318,46=0,93$$

Şekil 6.11 'den ısı değiştirgeci etkenliği (ϵ) değeri 0,62 olarak okunur. Bu değer ilk başta kabul ettiğimiz 0,60 değeri ile çok yakındır. Böylece ısı değiştirgecinde $L=300m$, $A=58,9m^2$ olarak bulunur.

Boy $L=3m$ olan bir borunun ısı transferi yapan yüzeyi Denklem (52)'den;

$$A_1= \pi. D_m. L_1$$

$$D_m= (D_d+ D_i)/2=(66,68+62,61)/2=64,645mm$$

$$A_1= \pi.64,645.10^{-3}. 3$$

$$A_1=0,608 m^2$$

Boru sayısı Denklem (53)'den;

$$n= \frac{A_T}{A_1}$$

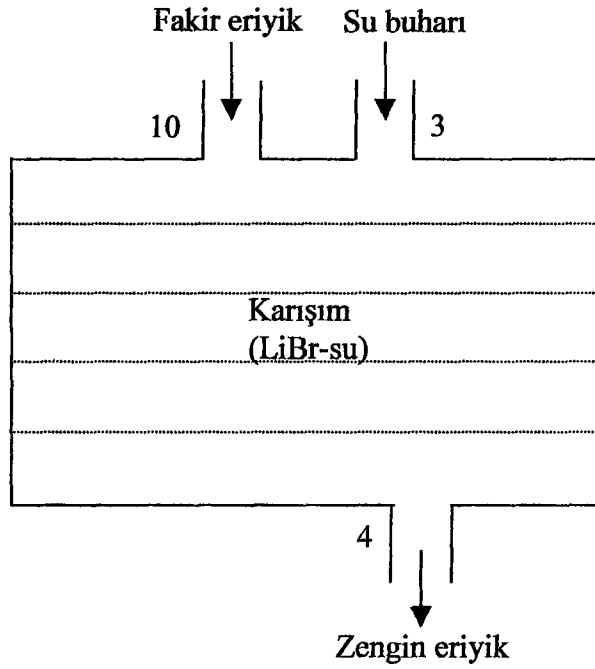
$$n= \frac{58,9}{0,608}$$

$n=97$ adet boru bulunur.

6.4. Absorber

Absorbsiyonlu sistemin en önemli kısımlarından biri absorberdir. Absorberin görevi, absorbentle soğutkan arasındaki absorblama işlemini kolaylaştırmaktır. Absorblama işlemi ekzotermik bir reaksiyondur. Soğutkanla absorbentin yüksek afinitesi (ilgisi) olması gerekir. Bu da düşük eriyik konsantrasyonu ve düşük eriyik sıcaklıklarında sağlanır.

Şekil 6.12'de görüldüğü gibi absorber, evaporatörden gelen su buharı ve ısı değiştirgecinde gelen fakir eriyikle karışarak zengin eriyiğin oluştuğu karıştırma yeridir.



Şekil 6.12 Absorber

Tasarlanan sistemde kullanılacak absorber, ısı yükü fazla olduğu için su soğutmalı yapılacaktır[27]. Su soğutmalı absorberde; kondensere benzer olarak, soğutma suyu boruların içinden 0,9-2,4 m/s hızla dolaşırken LiBr-su eriyiği dış yüzeyde bulunacaktır[27]. Absorberde kullanacağımız borular bakır malzeme olup Çizelge 6.2'den 2 1/2" nominal boru çapına göre $D_d=66,68$ mm, $D_i=62,61$ mm olarak seçilir.

6.4.1. İç Isı Taşınım Katsayısı

Boruların içinde soğutma suyunun 1m/s hızla dolaştığı kabul edilecektir.

$$D_i=62,61\text{mm}$$

$$A_i=3,08 \cdot 10^{-3}\text{mm}^2$$

$$\text{Soğutma suyunun giriş sıcaklığı } t_{c,g}=20^\circ\text{C}$$

$$\text{Soğutma suyunun çıkış sıcaklığı } t_{c,\phi}=30^\circ\text{C}$$

$$(t_{c,g} + t_{c,\phi})/2 = (20+30)/2 = 25^\circ\text{C}'\text{de suyun fiziksel özellikleri (Ek 4 ve Ek 5'den)}$$

$$\rho=996,8 \text{ kg/m}^3$$

$$\mu=0,831 \cdot 10^{-3}\text{kg/ms}$$

$$k=0,610 \text{ W/mK}$$

$$Pr=6,165$$

Suyun kütleli debisi:

$$\dot{m}_c = \rho \cdot A \cdot V$$

$$\dot{m}_c = 996,8 \cdot 3,08 \cdot 10^{-3} \cdot 1$$

$$\dot{m}_c = 3 \text{ kg/s}$$

Reynolds sayısı;

$$Re = \frac{\rho \cdot V \cdot D_i}{\mu}$$

$$Re = \frac{996,8 \cdot 1,62,61 \cdot 10^{-3}}{0,831 \cdot 10^{-3}}$$

$$Re = 75101,86$$

İç yüzey ısı taşınım katsayısı (46) denkleminde verildiği gibi hesaplanır[13].

$$\frac{h_i \cdot D_i}{k} = 0,023(Re)^{0,8} \cdot (Pr)^{0,3}$$

(46) denklemi $Re > 10000$ ve $0,7 < Pr < 100$ için geçerlidir. Buna göre;

$$\frac{h_i \cdot 62,61 \cdot 10^{-3}}{0,610} = 0,023(75101,86)^{0,8} \cdot (6,165)^{0,3}$$

$$h_i = 3075,49 \text{ W/m}^2\text{K} \text{ bulunur.}$$

6.4.2. Dış Isı Taşınım Katsayısı

Silindirik boruların dış yüzey ısı transfer katsayısı, doğal konveksiyonla ısı geçişinde kullanılan eşitlikler ile hesaplanabilir[28].

Karışım odasının entalpisi ve sıcaklığı Şekil 6.12 göz önüne alınarak şöyle hesaplanır:

$$\dot{m}_3 \cdot h_3 + \dot{m}_{10} \cdot h_{10} = (\dot{m}_3 + \dot{m}_{10}) \cdot h_{kar} \quad (65)$$

$$0,123 \cdot 2519,9 + 3,5 \cdot (-135) = (0,123 + 3,5) \cdot h_{kar}$$

$$h_{kar} = -44,86 \text{ kJ/kg} \text{ olarak hesaplanır. Karışım sıcaklığı ise Şekil 3.1'den } t_{kar} \approx$$

96°C olarak okunur.

$t_{kar} \approx 96^\circ\text{C}$ 'de LiBr eriyiğinin fiziksel özellikleri :

$$C_p = 2,02 \text{ kJ/kgK}, \quad (\text{Şekil 6.7})$$

$$\rho = 1,63 \cdot 10^3 \text{ kg/m}^3, \quad (\text{Şekil 6.8})$$

$$\mu = 3,5 \cdot 10^{-3} \text{ kg/ms}, \quad (\text{Şekil 6.9})$$

$$k = 0,43 \text{ W/mK}, \quad (\text{Şekil 6.10})$$

$$\nu = 2,147 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

Silindirik borularda laminer doğal konveksiyonla ısı geçişi için[28]:

$$Nu = \frac{h_d \cdot D_d}{k} = 0,55(\text{Gr} \cdot \text{Pr})^{0,25} \quad (60)$$

Yukarıdaki (60) denklemi $\text{Gr} \cdot \text{Pr} \leq 10^8 - 10^9$ sınırları için geçerlidir.

Silindirik borularda türbülanslı doğal konveksiyonla ısı geçişi için[28]:

$$Nu = \frac{h_d \cdot D_d}{k} = 0,129(\text{Gr} \cdot \text{Pr})^{1/3} \quad (61)$$

(61) denklemi ise $\text{Gr} \cdot \text{Pr} \geq 10^8 - 10^9$ sınırları için geçerlidir. Bu yüzden h_d değerini hesaplamak için ilk önce Gr ve Pr sayılarının hesaplanması gerekir.

Grashof sayısı;

$$Gr = \frac{g \cdot \beta \cdot D_d^3 \cdot \Delta t}{\nu^2}$$

$$g = 9,81 \text{ m/s}^2$$

$$\beta = \text{Hacimsel genleşme katsayısı (su için alınır)} = 0,18 \cdot 10^{-3}$$

$$D_d = 66,68 \text{ mm}$$

$$\nu = 2,147 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$\Delta t = t_b - t_w$$

$$t_b = \text{Ortalama ortam sıcaklığı} = 96/2 = 48^\circ\text{C}$$

$$t_w = \text{Cidar yüzey sıcaklığı} = (t_{h,ort} + t_{c,ort})/2 = (48 + 25)/2 = 36,5^\circ\text{C}$$

$$\Delta t = 48 - 36,5 = 11,5^\circ\text{C}$$

$$Gr = \frac{9,81 \cdot 0,18 \cdot 10^{-3} \cdot (66,68 \cdot 10^{-3})^3 \cdot 11,5}{(2,147 \cdot 10^{-6})^2}$$

$$Gr = 1306056,718$$

Prandtl sayısı;

$$Pr = \frac{\mu \cdot C_p}{k}$$

$$Pr = \frac{3,5 \cdot 10^{-3} \cdot 2,02 \cdot 10^3}{0,43}$$

$$Pr = 16,44$$

$Gr \cdot Pr = 21471572,44 = 2,1 \cdot 10^7 < 10^8 - 10^9$ olduğu için (60) denklemi kullanılarak h_d değeri hesaplanır.

$$\frac{h_d \cdot 66,68 \cdot 10^{-3}}{0,43} = 0,55(21471572,44)^{0,25}$$

$$h_d = 241,43 \text{ W/m}^2\text{K}$$

6.4.3. Toplam Isı Transfer Katsayısı ve Absorber Boyutları

Toplam ısı transfer katsayısı (48) denklemi ile bulunabilir.

$$\frac{1}{U.A} = \frac{1}{3075 \cdot \pi \cdot 62,61 \cdot 10^{-3} \cdot L} + \frac{0,176 \cdot 10^{-3}}{\pi \cdot 62,61 \cdot 10^{-3} \cdot L} + \frac{\ln\left(\frac{66,68}{62,61}\right)}{2 \cdot \pi \cdot 385 \cdot L} + \frac{1}{241,43 \cdot \pi \cdot 66,68 \cdot 10^{-3} \cdot L}$$

$$\frac{1}{U.A} = \frac{3,25 \cdot 10^{-4}}{L} + \frac{8,9 \cdot 10^{-4}}{L} + \frac{2,6 \cdot 10^{-3}}{L} + \frac{0,019}{L}$$

$$\frac{1}{U.A} = \frac{0,02}{L}$$

$$U.A = 50L \quad \text{bulunur.}$$

$$q = U.A \cdot \Delta t_m \cdot F$$

Logaritmik ortalama sıcaklık farkı Δt_m değeri (50) denklemi kullanılarak hesaplanabilir.

$$\Delta t_m = \frac{(97 - 30) - (40 - 20)}{\ln \frac{(97 - 30)}{(40 - 20)}}$$

$$\Delta t_m = 39,16^\circ\text{C}$$

F düzeltme faktörü Şekil 6.5'den bulunur.

$$P = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1}$$

$$P = \frac{30 - 20}{97 - 20}$$

$$P = 0,129$$

$$R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1}$$

$$R = \frac{97 - 40}{30 - 20}$$

$$R = 5,7$$

Böylece düzeltme faktörü F, Şekil 6.5'den F=1 olarak bulunur.

Absorberden atılması gereken ısı $q_{\text{abs}} = 417,127 \text{ kW}$ olduğuna göre (49) denkleminde;
 $417,127 \cdot 10^{-3} = 50L \cdot 39,16 \cdot 1$

$L = 213 \text{ m}$ toplam boru uzunluğu bulunur.

Toplam absorber yüzeyi , (51) denklemini kullanılarak;

$$A_T = \pi \cdot 66,68 \cdot 10^{-3} \cdot 213$$

$$A_T = 45 \text{ m}^2 \quad \text{olarak bulunur.}$$

6.5. Generatör

LiBr-su eriyiğine ısı transfer etmek için generatör bir ısıtıcı olarak düşünülecektir. Isıtıcı içine sarılmış boruların içinden LiBr-su eriyiği, boruların dışından güneş enerjisi ile sağlanan sıcak su geçmektedir. Generatörde, bakır boru kullanılacak olup boyutları Çizelge 6.2'den 2 1/2" nominal çapına göre $D_d = 66,68 \text{ mm}$ $D_i = 62,61 \text{ mm}$ olarak alınabilir.

6.5.1. İç Isı Taşınım Katsayısı

İçteki borulardan sıvı LiBr eriyiği geçtiğine göre eriyiğin fiziksel özellikleri bulunacaktır. Sıvı LiBr eriyiğinin ve buharın (%57 konsantrasyon) fiziksel özellikleri akışkanın ortalama film sıcaklığında alınır.

Sıvı LiBr eriyiğinin ortalama sıcaklığı;

$$t_b = (t_i + t_e) / 2$$

t_b = LiBr eriyiğinin ortalama sıcaklığı

t_i = Akışkanın giriş sıcaklığı = 62,5°C

t_e = Akışkanın çıkış sıcaklığı = 80°C

$$t_b = (80 + 62,5) / 2 = 71,25^\circ\text{C}$$

Ortalama film sıcaklığı, LiBr eriyiğinin ortalama sıcaklığı ve cidar sıcaklığının aritmetik sıcaklık ortalaması olarak alınır.

$$t_f = (t_w + t_b) / 2$$

$$t_w = (t_s + t_b) / 2$$

t_w = Cidar sıcaklığı

t_b = LiBr eriyiğinin ortalama sıcaklığı = 71,25°C

t_s = Depolama tankı sıcaklığı = 80°C

$$t_w = (80 + 71,25) / 2 = 75,625^\circ\text{C}$$

$$t_f = (75,625 + 71,25) / 2 = 73,4375^\circ\text{C}$$

$t_f = 73,4375^\circ\text{C}$ ortalama film sıcaklığında LiBr eriyiğinin fiziksel özellikleri;

$C_{p1} = 2,02 \text{ kJ/kgK}$, (Şekil 6.7)

$\rho_1 = 1650 \text{ kg/m}^3$ (Şekil 6.8)

$\mu_1 = 2,5 \cdot 10^{-3} \text{ kg/ms}$, (Şekil 6.9)

$k_1 = 0,4314 \text{ W/mK}$, (Şekil 6.10)

$\rho_v = 0,29 \text{ kg/m}^3$

$$Pr_1 = \frac{\mu_1 \cdot C_{p1}}{k_1}$$

$$Pr_1 = \frac{2,02 \cdot 10^3 \cdot 2,5 \cdot 10^{-3}}{0,4314}$$

$$Pr_1 = 11,7$$

Boruların içinde çekirdek ve konveksiyon kaynaması olduğu düşünülürse[17];

$$\frac{h_i \cdot D_i}{k_i} = 0,06 \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{0,28} \left(\frac{D_i \cdot G \cdot X}{\mu_l} \right)^{0,87} \cdot Pr_l^{0,4} \quad (66)$$

G=Karışımın kütleli hızı

$$G = \frac{\dot{m}}{\pi D^2 / 4}$$

$$G = \frac{3,623}{\pi (62,61 \cdot 10^{-3})^2 / 4}$$

$$G = 1177,36 \text{ kg/m}^2\text{s}$$

X=Buhar kuruluğu

h_i =İç ısı transfer katsayısı

$$\rho_l = 1650 \text{ kg/m}, \quad (\text{Şekil 6.8})$$

$$\mu_l = 2,5 \cdot 10^{-3} \text{ kg/ms}, \quad (\text{Şekil 6.9})$$

$$k_i = 0,4314 \text{ W/mK}, \quad (\text{Şekil 6.10})$$

$$\rho_v = 0,29 \text{ kg/m}^3$$

$$Pr_l = 11,7$$

Denklem (66)'dan;

$$\frac{h_i \cdot 62,61 \cdot 10^{-3}}{0,4314} = 0,06 \left(\frac{1650}{0,4} \right)^{0,28} \left(\frac{62,61 \cdot 10^{-3} \cdot 1177,36 \cdot X}{2,5 \cdot 10^{-3}} \right)^{0,87} \cdot (11,7)^{0,4}$$

$$h_i = 11,375(29485,8 \cdot X)^{0,87} \quad \text{bulunur.}$$

Boruların içindeki buhar kütle kalitesi 0 ile 0,03394 (0,123 kg buhar/ 3.623 kg eriyik) arasında değişir. Buna göre kaynama ısı transfer katsayısı, buhar kuruluğunun bir fonksiyonu olarak bulunmuş ve aşağıda tablolaştırılmıştır.

Çizelge 6.5 Buhar kuruluk derecesinin bir fonksiyonu olarak iç ısı transfer katsayısı

X	h
0,0000	0,0000
0,0034	626,47
0,0068	1144,9
0,0102	1629,28
0,0136	2092,6
0,017	2541
0,0204	2977,7
0,0238	3405
0,0272	3824,6
0,0306	4237
0,034	4643,9

$$h_{i,ort}=2712,2 \text{ W/m}^2\text{K}$$

6.5.2. Dış Isı Taşınım Katsayısı

Boruların dışından güneş enerjisi vasıtasıyla ısıtılan sıcak su geçmektedir. Silindirik boruların dış yüzey ısı transfer katsayısı, doğal konveksiyonla ısı geçişinde kullanılan eşitlikler ile hesaplanabilir[28]. Bunun için önce akışkan ortalama film sıcaklığındaki suyun özelliklerinin belirlenmesi gerekir.

$$t_f=(t_w + t_\infty)/2$$

$$t_\infty=80^\circ\text{C}$$

$$t_w=(t_\infty + t_b)/2$$

$$t_w=(80+71,25)/2=75,625^\circ\text{C}$$

$$t_f=(75,625+80)/2=77,8125^\circ\text{C}$$

$t_f=77,8125^\circ\text{C}$ ' deki suyun fiziksel özellikleri (Ek 3 ve Ek 4'den);

$$k=0,668 \text{ W/mK}$$

$$\nu=0,364 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$Pr=2.22$$

Silindirik borularda laminer doğal konveksiyonla ısı geçişi için[28]:

$$Nu = \frac{h_d \cdot D_d}{k} = 0,55(Gr.Pr)^{0,25} \quad (60)$$

Yukarıdaki (60) denklemi $Gr.Pr \leq 10^8 - 10^9$ sınırları için geçerlidir.

Silindirik borularda türbülanslı doğal konveksiyonla ısı geçişi için[28]:

$$Nu = \frac{h_d \cdot D_d}{k} = 0,129(Gr.Pr)^{1/3} \quad (61)$$

(61) denklemi ise $Gr.Pr \geq 10^8 - 10^9$ sınırları için geçerlidir. Bu yüzden h_d değerini hesaplamak için ilk önce Gr ve Pr sayılarının hesaplanması gerekir.

Grashof sayısı;

$$Gr = \frac{g \cdot \beta \cdot D_d^3 \cdot \Delta t}{\nu^2}$$

$$g = 9,81 \text{ m/s}^2$$

$$\beta = \text{Hacimsel genişleme katsayısı (su için alınır)} = 0,18 \cdot 10^{-3}$$

$$D_d = 66,68 \text{ mm}$$

$$\nu = 0,364 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$\Delta t = t_{\infty} - t_w$$

$$t_{\infty} = 80 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$t_w = \text{Cidar yüzey sıcaklığı} = (t_b + t_{\infty})/2 = (71,25 + 80)/2 = 75,625 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$\Delta t = 80 - 75,625 = 4,375 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$Gr = \frac{9,81 \cdot 0,18 \cdot 10^{-3} \cdot (66,68 \cdot 10^{-3})^3 \cdot 4,375}{(0,364 \cdot 10^{-6})^2}$$

$$Gr = 259243564,9$$

$$Gr.Pr = 575520714,1$$

$Gr.Pr = 575520714,1 \geq 10^8 - 10^9$ olduğu için (61) denklemi kullanılarak h_d değeri hesaplanır.

$$\frac{h_d \cdot 66,68 \cdot 10^{-3}}{0,668} = 0,129(575520714,1)^{1/3}$$

$$h_d = 1074,9 \text{ W/m}^2\text{K}$$

6.5.3. Toplam Isı Transfer Katsayısı ve Generatör Boyutları

Toplam ısı transfer katsayısı aşağıdaki eşitlik yardımıyla bulunabilir[13]:

$$\frac{1}{U} = \left(\frac{D_d}{D_i}\right) \frac{1}{h_i} + D_d \frac{\ln\left(\frac{D_d}{D_i}\right)}{2.k} + \frac{1}{h_a}$$

$$\frac{1}{U} = \left(\frac{66,68}{62,61}\right) \frac{1}{2712,2} + 66,68 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{\ln\left(\frac{66,68}{62,61}\right)}{2.385} + \frac{1}{1074,9}$$

$$U=754,716 \text{ W/m}^2\text{K}$$

$$q_{gen}=A.U. \Delta t$$

$$\Delta t=t_h - t_b$$

$$\Delta t=80-71,25$$

$$\Delta t=8,75^\circ\text{C}$$

$$432,34 \cdot 10^3 = A \cdot 754,716 \cdot 8,75$$

$$A=65,46\text{m}^2$$

$$A= \pi \cdot D \cdot L$$

$$65,46= \pi \cdot 66,68 \cdot 10^{-3} \cdot L$$

$$L=312\text{m} \quad \text{toplam boru uzunluğu bulunur.}$$

6.6. Sistem Maliyeti

Maliyet hesaplamaları için Bayındırlık ve İskan Bakanlığı'nın 1999 yılına göre belirlediği birim fiyat tablosundan faydalanılmıştır[39]. Buna göre sistemin maliyeti Çizelge 6.7'de çıkarılmıştır.

Çizelge 6.7. Sistemin maliyet analizi

Malzeme Cinsi	Birim Fiyat No	Yapılacak İş	Toplam Fiyat, TL (Montaj Dahil)
1. Isı Değiştirgeci	160-118	60 m ² -175 kw	2700000000
2. Evaporatör	160-112	35 m ² -290 kw	1250000000
3. Kondenser	160-106	6m ² -304 kw	525000000
4. Generatör	160-120	70 m ² -432 kw	3650000000
5. Absorber	160-117	45 m ² -417 kw	2375000000
6. Güneş Kolektörü	110-107	42000000x195	8190000000
7. Kolektör Tesbiti İçin Kullanılan Demir Mesnet	23-176	2340x444432	1039970880
TOPLAM			19729970880

7. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Isparta ili için tasarlanan güneş enerjili absorpsiyonlu soğutma sistemiyle, Süleyman Demirel Üniversitesi Oditoryumu için gerekli olan sistem elemanları seçilerek bu elemanların maliyetleri ve sistemde kullanılması düşünülen kolektörlerin verimi Pascal bilgisayar programı yardımıyla hesaplanmıştır[Ek 2]. Buna göre kolektör verimi %60 olarak bulunmuştur. Güneş enerjili absorpsiyonlu sistemlerde, maliyet hesabında görüldüğü gibi güneş kolektörü maliyeti yüksektir. Tasarlanan sistemde gereken ısı enerjisini sağlamak için 195 adet düzlemsel güneş kolektörüne ihtiyaç duyulmuştur. Generatör sıcaklığı ise 80°C olarak alınmıştır. Çünkü düzlemsel güneş kolektörü kullanılması durumunda generatör sıcaklığı en fazla 85-90°C' ye kadar çıkabilmektedir. Bunun sonucunda da, sistem verimi daha düşük olmaktadır. Bu yüzden, büyük soğutma kapasiteli sistemler için parabolik(yoğunlaştırıcı) kolektörlerin kullanılması ile ilk yatırım masrafları artmasına rağmen gerekli kolektör yüzeyi azalacağından avantaj söz konusudur.

Güneş enerjili iklimlendirme-soğutma sistemlerinde yaygın olarak LiBr-H₂O ve NH₃ - H₂O absorbent-soğutkan çiftleri kullanılmaktadır. Su, yüksek buharlaşma ısısına sahip iyi bir soğutkandır. Amonyak da yüksek buharlaşma ısısına sahip olup sudan çok daha düşük sıcaklıklarda çalışabildiği için soğutma, dondurma ve iklimlendirme için ideal bir soğutkandır. Bununla birlikte, daha yüksek performans katsayısı sağlamak için NH₃-H₂O çifti daha yüksek generatör sıcaklıkları gerektirmektedir (120-150 °C) . LiBr-H₂O absorbent-soğutkan çifti ise daha düşük generatör sıcaklıklarında daha yüksek performans katsayısı sağladığı için NH₃- H₂O çiftine göre daha avantajlıdır (70-95°C).Yapılan araştırmalar; generatör sıcaklığı 60°C'de COP değeri 0,65 iken, generatör sıcaklığı 95 °C'de COP değerinin 0,88'e kadar çıkabildiğini göstermektedir[15]. Tasarlanan sistemde yapılan hesaplamalar neticesinde 80 °C generatör sıcaklığı için COP değeri 0,672 olarak bulunmuştur.

Tasarlanan sistemde, kondenser ve absorber su soğutmalı olarak düşünülmüştür. Böyle bir tasarımla, genaratör sıcaklığını düşük tutmak, daha yüksek performans katsayısı sağlamak ve kondenser ile absorber boyutlarını daha küçük tutmak amaçlanmıştır. Su soğutmalı olarak tasarlanan absorber ve kondenserde absorber yüzeyi 45m² , kondenser yüzeyi 6m² olarak bulunmuştur. Yapılan araştırmalar sonucunda, su soğutmalı sistemlerin hava soğutmalı sistemlere nazaran daha düşük generatör sıcaklığında yüksek COP

değerlerinin elde edildiği görülmüştür[12,17]. Ayrıca su soğutmalı sistemlerde kristalleşme problemi hava soğutmalı sistemlere nazaran daha azdır. Çünkü kristalleşme olayı yüksek sıcaklıklarda ve %68 LiBr oranından sonra oluşmaktadır[15]. Buna karşılık, su soğutmalı kondenser ve absorberler korozyon, kirlenme faktörü ve soğutma kulesi maliyeti gibi dezavantajlara sahiptir.

LiBr-H₂O çifti ile çalışan absorpsiyonlu sistemlerde evaporatör sıcaklıkları 0 ile 12°C arasında değişmektedir. Evaporatör sıcaklığının artması, generatör sıcaklığını azaltacak ve COP değerini arttıracaktır[17]. Bu yüzden sistemde evaporatör sıcaklığı 10°C olarak alınmıştır.

Güneş enerjili absorpsiyonlu iklimlendirme-soğutma sistemlerinden daha iyi performans elde etmek için şunlar göz önünde bulundurulmalıdır: Güneş kolektörleri; kolektör yüzeyini azaltmak, sistemin performans katsayısını arttırmak ve dolayısıyla da sistemin maliyetini azaltmak için güneş ışınlarından daha fazla yararlanacak şekilde dizayn edilmelidir. Daha düşük generatör sıcaklığı için değişik absorbent-soğutkan kombinasyonları araştırılmalıdır. Ayrıca, generatör sıcaklığını azaltarak sistemin performans katsayısını arttırmak için kullanılan ısı değiştirgeci dizaynını geliştirecek çalışmalar yapılarak sistem maliyetinde tasarruf yoluna gidilmelidir.

Sonuç olarak, mekanik sıkıştırımlı sistemler yüksek miktarda elektrik enerjisi gerektirdiğinden, güneş enerjisi ile çalışan absorpsiyonlu iklimlendirme-soğutma prosesleri günümüzde güçlü bir alternatif konumundadır. Bu sistemlerde; güneş enerjisinin dışında jeotermal, LPG ve atık ısı gibi enerji kaynaklarının kullanılabilmesi de sistemin önemli özelliklerindedir. Ayrıca absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde kullanılan akışkanların ozon tabakasına zarar vermeleri de söz konusu değildir. Güneş enerjisi ile soğutma, kullanım ve ticari açıdan diğer güneş enerjili uygulamalar kadar yaygın değildir. Bu sisteme ait uygulamaların ilk yatırım maliyeti yüksek olmasına karşın, binaların güneş enerjisi ile ısıtma ve soğutulmasının birleştirilmesiyle bu sistemler ekonomik duruma getirilebilir. Böylece enerji tasarrufuna büyük katkılar sağlanabilir.

KAYNAKLAR

- [1] Edin, M. , Türe, İ. E., “LiBr-H₂O ve R22- DMETEG Güneş Enerjili Absorbsiyonlu Soğutma Sistemleri ”, Enerji Tasarrufu Semineri Tebliğleri, pp. 101-110, İstanbul, 1993
- [2] Dinçer, İ., Türe, İ. E., Edin, M., “R22 ve DMETEG Akışkan Çiftinin Kullanıldığı Güneş Enerjili Bir Absorbsiyonlu Soğutma Sisteminin Tasarımı” , Güneş Enerjisi Uygulamaları- Gelişmeleri Sempozyumu Bildiriler Kitabı, pp. 243-249, Muğla, 1994
- [3] Dinçer, İ., Edin, M., Türe, E., “İInvestigation of Thermal Performance of a Solar Powered Absorbtion Refrigeration System”, Energy Convers. Mgmt Vol.37, No.1, pp. 51-58, 1996
- [4] Edin, M., Dilmaç, Ş., “Güneş Enerjisi Destekli Sıvı Desikkantlı Soğutma Sistemleri”, Termodinamik Dergisi,Sayı: 36, pp. 61-64, 1995
- [5] Ültanır, M. Ö., “Güneşle Devitilen Soğutma Sistemlerinin Analitik İrdelenmesi ve Karşılaştırılması ” , Ankara Üniversitesi Ziraat Fakültesi Yayınları:1115, Ankara, 1989
- [6] Güzel, E., Güngör, A., Özbalta, N., “Güneş Enerjisi ile Çalışan Açık Çevrimli Absorbsiyonlu Model bir Soğutucunun İklimlendirme Amaçlı Geliştirilmesi”, Ege Üniversitesi Araştırma Fonu Araştırma Projesi, İzmir, 1997
- [7] Althouse, A. D., Turnquist, C. H., Branciano, A. F., “Modern Refrigeration and Air Conditioning ”,The Goodheart-Willcox Company, Inc. Publishers, 1049p., NewYork, 1992
- [8] Carrier, H. W., Cherne, R. E., Grant, A. W., Roberts, H. W., “Modern Air Conditioning Heating and Ventilating”, Pitman Publishing Corporation, 592p., NewYork, 1959
- [9] Yılmaz, T., “Üç Akışkanlı Absorbsiyonlu Soğutma Sistemi”, Termoklima Dergisi, Sayı:14, pp. 118-123, Mart1998
- [10] Dinçer, İ., “Güneş Enerjili Soğutma Sistemleri ve Kullanım Olanakları”, TMMOB Mühendis ve Makine Dergisi, Sayı:386, pp. 22-28, 1992

- [11] Riffat, S. B., Afonso, C. F., Oliveria, A. C., Reay, D. A., "Natural Refrigerants for Refrigeration and Air Conditioning Systems, Applied Thermal Engineering Vol.17, No.1, pp. 33-42, 1997
- [12] ASHRAE Handbook, "Refrigerating System and Applications ", Atlanta, 1994
- [13] McQuiston, C. F., Parker, J. D., "Heating Ventilating and Air Conditioning Analysis and Design", John Wiley&Sons, Inc. , 742 p., NewYork,, 1994
- [14] Güngör, A., "İklimlendirmede Güneş Enerjili Soğutma Sistemleri", TMMOB Mühendis ve Makine Dergisi, Cilt:32, Sayı:380, Eylül 1991
- [15] Uyarel, A. Y., Öz, E. S., "Güneş Enerjisi ve Uygulamaları", Birsen Yayınevi, 239s., Ankara, 1987
- [16] Stoecker, W. F., "Refrigeration and Air Conditioning ", McGraw Hill Book Company, 388p. , NewYork, 1958
- [17] Barr, M., "Design of a Solar/Natural Gas Powered Absorbtion Air Conditioning System", ES885 Project&Thesis, University of Ballarat School of Engineering, 1994
- [18] Swartman, R. K., "Solar Cooling for Buildings "
- [19] ASHRAE Hadbook of Fundamentals, "Heating, Refrigerating and Air Conditioning ", NewYork, 1967
- [20] Martin, P. L., Oughton, D. R., "Heating and Air Conditioning of Buildings ", Faber&Kell's , 701p. , NewYork, 1997
- [21] Fakıoğlu, T., Ecevit, A., "Türkiyede'ki Çeşitli İstasyonlarda Toplam ve Saatlik Güneş Işıma Hesap Değerleri ", Isı Bilimi ve Tekniği Dergisi, Cilt:19, No:1-2, pp. 27-32, 1998
- [22] Kılıç, A., Öztürk, A., "Güneş Enerjisi", Kipaş Dağıtımçılık, İstanbul, 1983
- [23] Arınç, Ü. D., "Güneşli Su Isıtıcılarının Projelendirilmesi ", Yıldız Üniversitesi Isı Tekniği Bilim Dalı, İstanbul, 1988
- [24] Hilali, İ., Okuyan, C., Aktacir, M. A., "Şanlıurfa İlinde Güneş Enerjisi Destekli Absorbsiyonlu Soğutma Sisteminin İncelenmesi", 10. Ulusal Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi, pp.323-332, Ankara, 1995
- [25] Duffie, J. A., Beckman, W. A., "Solar Engineering of Thermal Processes", NewYork:John Wiley & Sons, NewYork, 1991

- [26] Aybers, N., "Soğutma Makinaları", İTÜ, Bayrak Yayıncılık ve Matbaacılık, 274s., İstanbul, 1992
- [27] Fraas, A. F., Özısık, M. N., "Heat Exchanger Design", John Wiley & Sons , 381p.,NewYork,1965
- [28] Gökçe, A. T., "Isı Transferine Giriş", Selçuk Üniversitesi Yayınları: 6, 229s.,Konya, 1985
- [29] Rizzi, A. E., "Design and Estimating for Heating Ventilating and Air Conditioning", Van Nestrond Reinhold Company, 460p.,NewYork, 1980
- [30] Bejan, A., "Heat Transfer ", John Wiley & Sons , NewYork, 1993
- [31] Chih, W., Chen, L., Sun, F., "Optimization of Solar Absorbtion Refrigerator", Applied thermal Engineering , Vol.17, No:2, pp. 203-208, 1997
- [32] Dossat, J. R., "Principles of Refrigeration ", John Wiley & Sons , 603p., NewYork, 1978
- [33] Özkul, N., "Uygulamalı Soğutma Tekniği",TMMOB Makine Mühendisleri Odası Yayın No:115, Ankara,1997
- [34] Ertaş, E., "Soğutma Tekniği Ders Notları", D.M.M.A, Denizli, 1982
- [35] Yazar, A., Güngör, C., Tırıs, M., "Absorbsiyonlu Soğutma Sistemine Güneş Enerjisi Uygulanabilmesi İçin Deneysel Çalışma", Termodinamik Dergisi, Sayı:77, pp.54-59, 1998
- [36] Harris, N. C., " Modern Air Conditioning Practice", McGraw-Hill International Book Company, 433p., NewYork, 1983
- [37] Brown, S. P., "Air Conditioning and Elements of Refrigeration", McGraw-Hill Book Company, NewYork, 1947
- [38] Ersoydan, A. Y., "Soğutma Makinaları ve Tesisleri Kitabı", İzmir, 1983
- [39] Bayındırlık ve İskan Bakanlığı 1999 Yılı İnşaat ve Tesisat Birim Fiyat Listesi

EKLER



EK-1

	MİKTAR	FAKTÖR						Btu/h (Miktar x Faktör)
		DIŞ HAVA SICAKLIĞI °C						
		32	35	38	41	43		
1. Yer alanı	550 m ²	24	32	52	76	100	17600	
2. Oda hacmi	3300 m ³	20						66000
3. Güneşe maruz kalan pencere alanı	Yön	Yön						
(En büyük değeri veren yönü kabul ediniz.)	G veya D	K veya D	460	480	540	600	660	
	GB	KB	840	880	920	980	1040	
	B	B	1140	1200	1260	1320	1380	
	KB veya GD	KD veya GB	620	660	700	760	820	
4. Madde 3'e dahil edilmeyen pencereler			120	160	220	280	340	
5. Güneşe maruz kalan duvar alanları			120	144	180	200	228	
6. Madde 5'e dahil edilmeyen tüm dış duvarlar			68	100	148	180	220	
7. Klimatize edilmeyen tüm dış duvarlar	324 m ²		32	44	68	84	100	
8. Tavan veya çatı	550 m ²		184	212	236	264	288	
9. İnsan sayısı	550		600				316800	
10. Aydınlatma ve kullanılan elektrikli ekipmanlar	330x50W		3				49500	
11. Taze hava ısı kazancı			250905,6 ≈ 63360 kcal/h					
TOPLAM SOĞUTMA KAPASİTESİ			831661,6 ≈ 250000kcal/h ≈ 290 kw					

EK-2a

```
uses crt;
var
tverim,a,b,c,d,h,psi,rt,it,qasb,qu,n:real;
ik,t0:real;
i:integer;
verim:array [1..18] of real;
qu:array [1..18] of real;
itt:array [1..18] of real;
itop,qutop:real;
const
q:real=5851.27;
BH:real=91.72;
```

```
begin
clrscr;
itop:=0;
qutop:=0;
t0:=12.23;
ik:=8.5;
for i:=1 to 18 do
begin
ik:=ik+0.5;
{writeln('*****',ik:9:3,'*****');}
h:=abs(15*(12-ik));
{writeln(h:9:3);}
psi:=exp(-4*sqr(1-(h/BH)));
{writeln(psi:9:3);}
a:=pi/(4*t0);
{writeln('*',a:9:3);}
b:=cos(90*h/BH/52.4);
{writeln(b:9:3);}
c:=2/sqrt(pi);
{writeln(c:9:3);}
d:=(1-psi);
{writeln(d:9:3);}
rt:=a*(b+c*d);
{writeln(rt:9:3);}
it:=rt*q;
{writeln(it:9:3);}
itt[i]:=it;
```

EK-2b

```
itop:=itop+it;
{*****}
qasb:=0.89*it*(1-0.03)*(1-0.03);
{writeln(qasb:9:3);}
qu:=qasb-131;
{writeln(qu:9:3);}
quu[i]:=qu;
qutop:=qutop+qu;
{*****}
n:=qu/it;
{writeln(n:9:3);}
verim[i]:=n;
end;

writeln('verim      qu      it');
for i:=1 to 18 do

begin
writeln(verim[i]:4:2,'      ',quu[i]:4:2,'      ',itt[i]:4:2);
end;

tverim:=(quu[18]-quu[1])/(itt[18]-itt[1]);
writeln('Ortalama Toplam Verim=',((qutop*17.5-
qutop*8.5)/(itop*17.5-itop*8.5):4:2);
{sound(220);}

readln;
nosound;
end.
```

EK-2c

PROGRAM SONUÇLARI

verim	qu	it
0.59	307.69	523.87
0.62	376.53	606.08
0.64	432.33	672.71
0.66	474.82	723.46
0.66	504.77	759.22
0.67	523.45	781.52
0.67	532.22	792.00
0.67	523.45	781.52
0.66	504.77	759.22
0.66	474.82	723.46
0.64	432.33	672.71
0.62	376.53	606.08
0.59	307.69	523.87
0.53	227.65	428.29
0.43	140.09	323.72
0.23	50.45	216.68
-0.30	-34.71	114.99
-4.10	-108.79	26.53
Ortalama Toplam Verim=0.60		

EK-4a

Sıcaklık(°C)	Basınç(Pa) Px 10 ⁻⁵	Özgül Hacim(m ³ /kg)		Entalpi (kJ/kg)		Entropi (kJ/kg K)			
		V x 10 ⁻³		Doymuş sıvı	Buharlaşma	Doymuş buhar	Doymuş sıvı	Buharlaşma	Doymuş buhar
		Doymuş sıvı	Doymuş buhar						
0.001	0.006113	1.0002	206136	0.01	2501.3	2501.4	0.0000	9.1562	9.1562
2	0.007056	1.0001	179889	8.37	2496.7	2505.0	0.0305	9.730	9.1035
4	0.008131	1.0001	157232	16.78	2491.9	2508.7	0.0610	8.9904	9.0514
6	0.009349	1.0001	137734	25.20	2487.2	2512.4	0.0912	8.9090	9.0003
8	0.010724	1.0002	120917	33.60	2482.5	2516.1	0.1212	8.8289	8.9501
10	0.012276	1.0004	106379	42.01	2477.7	2519.8	0.1510	8.7498	8.9008
12	0.014022	1.0005	93784	50.41	2473.0	2523.4	0.1806	8.6718	8.8524
14	0.015983	1.0008	82848	58.80	2468.3	2527.1	0.2099	8.5949	8.8048
16	0.018181	1.0011	73333	67.19	2463.6	2530.8	0.2390	8.5191	8.7582
18	0.020640	1.0014	65038	75.58	2458.8	2534.4	0.2679	8.4438	8.7123
20	0.02339	1.0018	57791	83.96	2458.1	2538.1	0.2966	8.3706	8.6672
22	0.02645	1.0022	51447	92.33	2449.4	2541.7	0.3251	8.2979	8.6229
24	0.02985	1.0027	45883	100.70	2444.7	2545.4	0.3534	8.2261	8.5794
26	0.03363	1.0032	40994	109.07	2439.9	2549.0	0.3814	8.1552	8.5367
28	0.03782	1.0037	36690	117.43	2435.2	2552.6	0.4093	8.0854	8.4946
30	0.04246	1.0043	32894	125.79	2430.5	2556.3	0.4369	8.0164	8.4533
32	0.04759	1.0050	29540	134.15	2425.7	2559.9	0.4644	7.9483	8.4127
34	0.05324	1.0056	26571	142.50	2421.0	2563.5	0.4917	7.8811	8.3728
36	0.05947	1.0063	23940	150.86	2416.2	2567.1	0.5188	7.8147	8.3336
38	0.06632	1.0071	21602	159.21	2411.5	2570.7	0.5458	7.7492	8.2950
40	0.07384	1.0078	19523	167.57	2406.7	2574.3	0.5725	7.6845	8.2570
42	0.08208	1.0086	17671	175.91	2401.9	2577.9	0.5991	7.6206	8.2197
44	0.0911	1.0095	16018	184.27	2397.2	2581.4	0.6255	7.5574	8.1829
46	0.1098	1.0103	14540	192.62	2392.4	2585.0	0.6518	7.4950	8.1468
48	0.11175	1.0112	13218	200.97	2387.6	2588.5	0.6779	7.4334	8.1113

EK-4b

Sıcaklık(°C)	Baskınç(Pa) $P \times 10^{-5}$	Özgül Hacim, (m^3/kg) $V \times 10^{-3}$		Entalpi (kJ/kg)		Entropi (kJ/kg K)			
		Doymuş sıvı	Doymuş buhar	Doymuş sıvı	Buharlaşma	Doymuş sıvı	Buharlaşma	Doymuş buhar	
50	0.12349	1.00121	12032	209.33	2382.7	2592.1	0.7038	7.3725	8.0763
52	0.13628	1.0131	10968	217.69	2377.9	2595.6	0.7296	7.3123	8.0419
54	0.15019	1.0141	10011	226.04	2373.1	2599.1	0.7552	7.2528	8.0080
56	0.16529	1.0151	9149	234.41	2368.2	2602.6	0.7807	7.1940	7.9747
58	0.18166	1.0161	8372	242.77	2363.4	2606.1	0.8060	7.1359	7.9419
60	0.19940	1.0172	7671	251.13	2358.5	2609.6	0.8312	7.0784	7.9096
62	0.21860	1.0182	7037	259.49	2353.6	2613.1	0.8562	7.0216	7.8778
64	0.23934	1.0194	6463	267.86	2348.7	2616.5	0.8811	6.9654	7.8465
66	0.2617	1.0205	5943	276.23	2343.7	2620.0	0.9058	6.9098	7.8156
68	0.2859	1.0217	5471	284.61	2338.8	2623.4	0.9304	6.8548	7.7852
70	0.3119	1.0228	5042	292.98	2333.8	2626.8	0.9549	6.8004	7.7553
72	0.3399	1.0240	4652	301.36	2328.9	2630.2	0.9792	6.7466	7.7258
74	0.3699	1.0253	4297	309.74	2323.9	2633.6	1.0034	6.6934	7.6968
76	0.4022	1.0265	3973	318.13	2318.9	2637.0	1.0275	6.6407	7.6682
78	0.4368	1.0278	3677	326.51	2313.8	2640.3	1.0515	6.5885	7.6400
80	0.4739	1.091	3407	334.91	2308.8	2643.7	1.0753	6.5369	7.6122
82	0.5136	1.0305	3160	343.30	2303.7	2647.0	1.0990	6.4858	7.5848
84	0.5560	1.0318	2934	351.70	2298.6	2650.3	1.1225	6.4353	7.5578
86	0.6014	1.0332	2726	360.10	2293.5	2653.6	1.1460	6.3852	7.5312
88	0.6498	1.0346	2536	368.51	2288.3	2656.6	1.1693	6.3356	7.5050
90	0.7014	1.0360	2361	376.92	2283.2	2660.1	1.1925	6.2866	7.4791
92	0.7564	1.0375	2200	385.33	2278.0	2663.3	1.2156	6.2379	7.4536
94	0.8149	1.0389	2052	393.75	2272.8	2666.5	1.2386	6.1898	7.4284
96	0.8771	1.0404	1915.0	402.17	2267.6	2669.7	1.2615	6.1421	7.4036
98	0.9433	1.0420	1798.1	410.61	2262.3	2672.9	1.2842	6.0948	7.3791
100	1.0135	1.0435	1672.9	419.04	2257.0	2676.1	1.3069	6.0480	7.3549

EK-5

Sıcaklık(°C)	Viskozite, $\mu \cdot x10^{-3}$		Isıl iletkenlik, k W/mK		Özgül ısı, C_p Kj/kgK	
	Doymuş sıvı	Doymuş buhar	Doymuş sıvı	Doymuş buhar	Doymuş sıvı	Doymuş buhar
		Gaz P=101.33 kPa		Gaz P=101.33 kPa		Gaz P=101.33 kPa
0	1.75	0.00794	0.569	0.0173	4.216	
4	1.51	0.00814	0.578	0.0178	4.208	
10	1.28	0.00835	0.587	0.0182	4.199	
16	1.09	0.00856	0.597	0.0185	4.191	1.861
21	0.947	0.00880	0.606	0.0189	4.187	1.865
27	0.831	0.00901	0.613	0.0194	4.183	1.869
32	0.732	0.00926	0.621	0.0197	4.178	1.874
38	0.653	0.00947	0.628	0.0201	4.178	1.879
49	0.533	0.00992	0.642	0.0209	4.178	1.893
60	0.446	0.0104	0.654	0.0216	4.187	1.912
71	0.383	0.0108	0.663	0.0225	4.191	1.937
82	0.332	0.0112	0.672	0.0234	4.199	1.967
93	0.293	0.0117	0.678	0.0242	4.212	2.006
100	0.273	0.0119	0.682	0.0247	4.220	2.034
104	0.261	0.121	0.684	0.0251	4.224	2.052
116	0.234	0.0125	0.687	0.0261	4.241	2.101
127	0.213	0.0129	0.689	0.0273	4.258	2.159
138	0.195	0.0133	0.689	0.0286	4.280	2.227
149	0.179	0.0137	0.687	0.0298	4.308	2.306
160	0.166	0.0141	0.685	0.0313	4.354	2.399
171	0.155	0.0145	0.682	0.0329	4.409	2.504
183	0.145	0.0148	0.677	0.0344	4.463	2.621
205	0.129	0.0156	0.663	0.0384	4.543	2.910
260	0.103	0.0177	0.604	0.0530	4.940	4.053
316	0.0814	0.208	0.512	0.0841	6.39	7.159
						2.048
						2.038
						2.018
						2.001
						1.989
						1.980
						1.974
						1.970
						1.969
						1.972
						1.987
						2.017

EK-6a

```
Form..load()
set decimals to 3
create cursor hesap(deger n(3,1),sonuc n(4,2),sonucs n(4,2))
```

```
Command1.click()
select hesap
zap
g=(thisform.txt_mh.value*4)/((3.14)*(thisform.txt_di.value)^2)
re=(thisform.txt_di.value*g)/(thisform.txt_muh.value)
Prh=(thisform.txt_muh.value*thisform.txt_cph.value)/(thisform.txt_kh.value)
hi=(thisform.txt_kh.value*0.023*(re^(0.8))*(prh^(0.3)))/thisform.txt_di.value
*-----
gr=(9.81*0.18*0.001*thisform.txt_dd.value^(3)*thisform.txt_rc.value^(2)*8.375)/((thisfor
m.txt_muc.value)^2)
prc=(thisform.txt_muc.value*thisform.txt_cpc.value)/(thisform.txt_kc.value)
if (gr*prc)>1e+8
    nu=0.129*((gr*prc)^(1/3))
else
    nu=0.53*((gr*prc)^(1/4))
endif
hd=(nu*thisform.txt_kc.value)/(thisform.txt_dd.value)
I1=(thisform.txt_dd.value/thisform.txt_di.value)*(1/hi)
I2=(1/(2*thisform.txt_kb.value))*thisform.txt_dd.value*log(thisform.txt_dd.value/thisfor
m.txt_di.value)
I3=(1/hd)
I=I1+I2+I3
u=1/I
*-----
ch=thisform.txt_cph.value*thisform.txt_mh.value
```

EK-6b

```
cc=thisform.txt_cpc.value*thisform.txt_mc.value
if ch<cc
    cmin=ch

else
    cmin=cc
endif

for j=0 to 1 step 0.1
    thc=(thisform.txt_thg.value)-((j*cmin*(thisform.txt_thg.value-
thisform.txt_tcg.value))/ch)
    tcc=((j*cmin*(thisform.txt_thg.value-
thisform.txt_tcg.value))/cc)+thisform.txt_tcg.value
    select hesap
    append blank in hesap
    replace hesap.deger with j
    replace hesap.sonuc with thc
    replace hesap.sonucs with tcc
endfor
select hesap
go top
thisform.txt_u.value=u
thisform.refresh()
```

Microsoft Visual FoxPro
İşlemler Çıkış

thg	80	μ_h	3.5000E-3	μ	1.82000E+2
teğ	40	μ_c	3.7500E-3		
m _h	3.5000E+0	kh	4.1000E-1		
m _c	3.6230E+0	kc	4.3000E-1		
c _{ph}	1.96000E+3	dd	7.0000E-2		
c _{pc}	2.02000E+3	di	6.0000E-2		
δ_h	1.70000E+3	kb	3.85000E+2		
δ_c	1.70000E+3	A	5.20000E+1		

SONUÇLAR

ϵ	thc	tcc
0.2	72.0	47.50
0.3	68.0	51.20
0.4	64.0	55.00
0.5	60.0	58.70
0.6	56.0	62.50
0.7	52.0	66.20

Hesapla Kapat

ÖZGEÇMİŞ

14.03.1975 yılında Sarıgöl'de doğdu. İlk ve orta öğrenimini Sarıgöl'de, lise öğrenimini 1992 yılında Isparta'da tamamladı. Süleyman Demirel Üniversitesi Mühendislik Mimarlık Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü'nden 1996 yılında mezun oldu. 1997 yılında Süleyman Demirel Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalında yüksek lisans programına başladı. 10.10.1997 yılından itibaren Süleyman Demirel Üniversitesi Teknik Eğitim Fakültesi Makine Eğitimi Bölümü'nde Araştırma Görevlisi olarak çalışmaktadır.

