YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

MERKEZİ SOĞUTMA SİSTEMLERİNİN İYİLEŞTİRİLMESİNİN TERMOEKONOMİK ANALİZİ

Makine Müh. Gaye KANAL

FBE Makine Mühendisliği Anabilim Dalı Isı Proses Programında Hazırlanan

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Tez Danışmanı : Yrd. Doç. Dr. Handan ÇUBUK (YTÜ)

İSTANBUL, 2010

İÇİNDEKİLER

Sayfa

SİMGE LİSTESİ iv

KISALTMA LİSTESİ v

ŞEKİL LİSTESİ vi

ÇİZELGE LİSTESİ viii

ÖNSÖZ ix

ÖZET x

ABSTRACT xi

1. GİRİŞ 1

1.1 Konuyla İlgili Yapılmış Araştırmalar 1

2. GÜNEŞ ENERJİLİ SOĞUTMA SİSTEMLERİ 7

2.1 Elektrikli Sistemler 8
2.2 Isıl Sistemler 9
2.2.1 Isıl-mekanik sistemler 9
2.2.1.1 Güneş enerjili Rankine çevrimli-buhar sıkıştırmalı soğutma sistemi 9
2.2.2 Isıl dönüşümlü sistemler 11
2.2.2.1 Absorbsiyonlu soğutma sisteminin tanıtılması 12
2.2.2.2 Adsorpsiyonlu soğutma sisteminin tanıtılması 14
2.2.2.3 Kurutmalı soğutma sistemlerinin tanıtılması 16

3. ABSORBSİYONLU SOĞUTMA SİSTEMİ 19

3.1.1 Tek kademeli absorbsiyonlu soğutma sistemleri 23
3.1.2 Çift kademeli absorbsiyonlu soğutma sistemi 25

4. PROJELENDİRME ÇALIŞMASI 32

5. GÜNEŞ KOLLEKTÖRLERİ 43

5.1 Yoğunlaştırıcı tip güneş kollektörleri ısıl analizleri 47
5.2 Absorbsiyonlu Soğutma Sistemi ve Parabolik Oluk Tip Güneş Kollektörlerinin Beraber Uygulanması 53
5.3 Soğutma Kulesi Seçimi 54
5.4 Sistemin Enerji Dengesi 56

6. ISI GERİ KAZANIM 57

6.1 Klima Santrallerinde Kullanılan Havadan Havaya Isı geri Kazanım Ekipmanları 57
6.1.1 Plakalı Eşanjörler 57
6.1.2 Sistemde Isı geri Kazanımın Uygulanması 60
7. EKONOMİK ANALİZ 73
7.1 Yatırımın Net Bugünkü Değer Yöntemiyle Analizi 73
7.2 Yatırımın İç Karlılık Oranı Yöntemiyle Analizi 74
7.2.1 Sistemin İlk Yatırım Maliyetleri 74
8. SONUÇLAR 80
KAYNAKLAR 82
EKLER 86
ÖZGEÇMİŞ 103

SİMGE LİSTESİ

ASS	Absorbsiyonlu Soğutma Sistemi
POGK	Parabolik Oluklu Güneş Kollektörü
PV	Fotovoltaik Pil
STK	Soğutma Tesir Katsayısı
PK	Performans Katsayısı
Q_B	Buharlaştırıcıdan emilen ısı (W)
Wk	Çevrime verilen sıkıştırma işi (W)
Q_J	Çevrime verilen ısı (W)
COP	Isıl performans katsayısı
C_P	Akışkan özgül ısısı (kJ/kgK)
K	Gelme Açısı Düzeltme Faktörü
Py	Yansıtıcı Yüzey Işın Yansıtma Verimi
Γ	Kesişim Faktörü
Tc	Cam Boru Işın Geçirgenliği
αb	Emici Boru Işın Yutuculuk Değeri
op η	Optik verim
F	Kollektör verim faktörü
U_o	Kollektör etkin ısıl kayıp katsayısı (W/mK)
U_L	Toplam ısı kayıp katsayısı (W/mK)
Q_{iA}	İş akışkanına aktarılan net ısı (W)
ke	Etkin iletim katsayısı (W/mK)
g	Yerçekimi ivmesi (m/s^2)
β	Hacimsel genleşme katsayısı
ν	Havanın ortalama sıcaklıktaki kinematik viskozitesi (m^2/s)
γ	Cam boru ile emici yüzey arasındaki mesafe (mm)
V_r	Rüzgar hızı (m/s)
υa	Havanın ortalama sıcaklıktaki kinematik viskozitesi (m^2/s)
hr,c-a	Cam örtü ile dış hava arasındaki ışınım eşdeğer taşınım katsayısı (W/mK)
εc	Cam örtünün ısıl yayıcılığı

KISALTMA LİSTESİ

UNEP	Birleşmiş Milletler Çevre Programı
HVAC	Isıtma Klima Havalandırma Sistemi
TRYNSYS	The Transient Energy System Simulation Tool
VDI	Alman Mühendisler Birliği Standartları
KT	Kuru Termometre
YT	Yaş Termometre

ŞEKİL LİSTESİ

Şekil 2.1. Güneş enerjisiyle soğutma tekniklerinin sınıflandırması (Özkol, 2004)..... 8
Şekil 2.2. Güneş enerjili Rankine çevrimli-buhar sıkıştırmalı soğutma sistemi (Yiğit, 1984) .. 9
Şekil 2.3. Absorbsiyonlu soğutma sistemi 12
Şekil 2.4. Adsorpsiyonlu soğutma sistemi (Henning,2004)..... 15
Şekil 2.5. Kurutmalı soğutma sistemi (Höfker, Eicker, Lomas ve Eppel, 2001) 17
Şekil 3.1. Buhar sıkıştırmalı ve ASS'nin yapısal karşılaştırılması..... 19
Şekil 3.2. Tersinir ASS'i performans katsayısı analizi ile ilgili model 20
Şekil 3.3. Endüstriyel LiBr iş akışkanlı tek kademeli absorbsiyonlu soğutma sisteminin bağlantı şeması..... 24
Şekil 3.4. Endüstriyel LiBr-H_2O iş akışkanlı çift kademeli (jeneratörlü) absorbsiyonlu soğutma sistemi..... 26
Şekil 3.6. Tek Kademeli ve çift Kademeli Sistemlerin Performans Sayılarının Karşılaştırılması (Yılmazoğlu, 2006)..... 28
Şekil 3.7. Seri akışlı endirekt ateşlemeli çift kademeli ASS'nin bağlantı şeması..... 29
Şekil 3.8. Paralel akışlı çift kademeli ASS bağlantı şeması..... 30
Şekil 3.9. Ters Paralel akışlı çift kademeli ASS bağlantı şeması 31
Şekil 4.1. Binaların genel görünümü 33
Şekil 4.2. Toplam soğutma yükünün saatlik değişimi 36
Şekil 4.3. Yeni durumda kullanılan absorbsiyonlu çevrimin şematik gösterimi..... 38
Şekil 5.1. POGK'ların genel görünümü..... 44
Şekil 5.2.Parabolik oluk tip güneş kollektörünün temel geometrik ölçüleri..... 45
Şekil 5.3.Parabolik oluk tip güneş kollektörü ışın-ısı akış şeması 46
Şekil 5.4. Direkt ışınım verim ilişkisi (Yılmazoğlu, 2006)..... 51
Şekil 5.5. Çevre sıcaklığı verim ilişkisi (Yılmazoğlu, 2006)..... 52
Şekil 5.6. Emici boru çapı verim ilişkisi (Yılmazoğlu, 2006)..... 52
Şekil 5.7. Direkt ışınım ve iş akışkanına aktarılan enerji arasındaki ilişki 53
Şekil 5.8. Soğutma sezonu boyunca havanın yaş termometre sıcaklığı değişimi 55
Şekil 5.9. Soğutma sezonu boyunca havanın kuru termometre sıcaklığı değişimi 55
Şekil 5.10. Güneş enerjisi ile soğutma yükünün karşılanabilme oranı..... 56
Şekil 6.1. Plakalı ısı eşanjörünün yapısı..... 58
Şekil 6.2. Enerji geri kazanım ile yapılan enerji tasarrufunun ekipmanlara göre aylık değişimi72
Şekil 7.1. Isı geri kazanım işletme maliyeti karşılaştırma grafiği 76

Şekil 7.2. Soğutma grubu işletme maliyeti karşılaştırma grafiği 77
Şekil 7.3. Geri ödeme süresinin grafikle gösterilmesi 79

ÇİZELGE LİSTESİ

Çizelge 2.1. Soğutma sıcaklıkları ve kullanım alanları (Büyükalaca ve Yılmaz, 2003) 7
Çizelge 2.2. Isıl dönüşümlü güneş enerjili soğutma sistemleri karşılaştırması (Ermiş ve Kılıçaslan,1995). 11
Çizelge 2.3. Absorbsiyonlu soğutma sistemlerinin karşılaştırılması 14
Çizelge 4.1. Soğutma grubunun seçildiği zamandaki mahallerin toplam soğutma yükleri 35
Çizelge 4.2. ASS'nin termodinamik degerleri 39
Çizelge 6.1. Egzost fanı elektrik tüketimi çizelgesi 61
Çizelge 6.2. RAHU-HT-NF-1 Isı geri kazanım hesap tablosu 62
Çizelge 6.3. RAHU-HT-NF-2 Isı geri kazanım hesap tablosu 63
Çizelge 6.3. RAHU-HT-ROOF-1 Isı geri kazanım hesap tablosu 64
Çizelge 6.4. RAHU-HT-ROOF-2 Isı geri kazanım hesap tablosu 65
Çizelge 6.5. RAHU-TT-ROOF-1 Isı geri kazanım hesap tablosu 66
Çizelge 6.6. RAHU-TT-ROOF-2 Isı geri kazanım hesap tablosu 67
Çizelge 6.7. RAHU-TT-MF-1 Isı geri kazanım hesap tablosu 68
Çizelge 6.8. RAHU-TT-MF-2 Isı geri kazanım hesap tablosu 69
Çizelge 6.8. RAHU-TT-MF-3 Isı geri kazanım hesap tablosu 70
Çizelge 6.9. RAHU-TT-MF-4 Isı geri kazanım hesap tablosu 71
Çizelge 7.1. Mevcut durum ilk yatırım maliyetleri 75
Çizelge 7.2. Yeni durum ilk yatırım maliyetleri 76
Çizelge 7.3. Yatırımın net bugünkü değer yöntemi tablosu ile maliyet analizi 78

ÖNSÖZ

Yapmış olduğum bu tez, güneş enerjisi destekli Absorbsiyonlu soğutma sistemi ve ısı geri kazanım konusunu içermektedir.

Çalışmam süresince bana yardımcı olan Sn. Yrd. Doç. Dr. Derya B. Özkan'a, benden desteklerini hiçbir zaman esirgemeyen aileme ve TÜBİTAK'a teşekkürü bir borç bilirim.

ÖZET

Katar'da bulunan ve beş adet binadan oluşan otelin uygulamasında enerjinin doğru ve etkin kullanımı üzerine yapılmış bir çalışmadır. İklim şartları göz önüne alındığında kullanılmakta olan iki adet soğutma grubundan biri için absorbsiyonlu soğutma grubu kullanılması öngörülmüştür. Gereken buhar debisinin parabolik oluklu güneş kollektörüyle sağlanması düşünülmüştür.

Soğutma yükü fan coil sistemi ile karşılanan otelin taze hava gereksinimini sağlayan taze hava santralleri ile bulunmaktadır. Bu santraller için gereken havanın ön soğutulması egzost havası ile yapılması öngörülmüş ve bunun için ısı geri kazanımlı santraller kullanılmıştır.

Bahsedilen sistemler için saatlik hesap yapılmış ve işletme maliyetleri saatlik hesaplanmıştır. Sistemin geri ödeme süresi grafik yöntem ile hesaplanmıştır.

Anahtar Kelimeler: Absorbsiyonlu soğutma, güneş enerjisi, ısı geri kazanım, maliyet analizi.

ABSTRACT

This study, investigation of using energy efficiently on a five building project in Qatar. Climate conditions in Qatar is appropriate to use absorption cooling system instead of classical system. For absorption cooling system steam flow has been provided by parabolic solar collectors.

For energy efficiency, recovery air handling units have been used instead of using exhaust fans and air handling units for fan coils. With these recovery units outside air precooled by exhaust.

For these two systems calculations and operational costs have been done hourly. Finally the payback period was calculated with grafic method.

Keywords: Absorption cooling, solar energy, heat recovery, cost analysis.

1. GİRİŞ

Yaz aylarında bina içi konfor şartlarının iyileştirilmesine yönelik talep; temel olarak binalarda kullanılan elektrikli araçların sayısının artışı, yeni yapılan binalarda kullanılan cam oranlarının yüksek olması ve dış hava sıcaklıklarındaki yükselmeler nedeniyle gün geçtikçe artmaktadır ve bu konuda yapılan projeksiyonlar soğutma sistemlerine yönelik talebin gelecek yıllarda da gittikçe artacağını göstermektedir. Avrupa'da, binalarda soğutma teknolojilerinin kullanıldığı alan 1980 yılında 30 milyon m^2 iken 2000 yılında bu değer 150 milyon m^2'ye yükselmiştir ve buna bağlı olarak yaz aylarındaki pik yükler artmıştır.

Soğutma amaçlı enerji tüketiminin yoğun olduğu zamanlar ve güneş ışınımının fazla olduğu zamanların birbirleriyle çakışması, güneş enerjisinin soğutma sistemlerinde kullanımını ön plana çıkarmıştır. Güneş enerjisinin soğutma sistemlerinde kullanımında hedeflenen, soğutma amaçlı tüketilen konvansiyonel enerji miktarının, konvansiyonel enerji kullanımına bağlı CO_2 emisyonlarının ve elektrik şebekelerinde yazın oluşan pik yüklerin azaltılmasına katkı sağlanmasıdır.

Tesisatta ihtiyaç duyulan enerji dış hava miktarının artmasıyla doğru orantılı olarak değişir. Bu durumda ısı geri kazanım gerekli enerji miktarının azaltılmasında rol oynar. Isı geri kazanım VDI 207 Te göre şöyle tanımlanmaktadır: Bir bina veya prosesi terk eden hava kütlesinin entalpisinin tekrar kullanılmasıdır.

1.1 Konuyla İlgili Yapılmış Araştırmalar

Literatürde ASS ve POGK ile ilgili teorik ve deneysel olarak yapılmış birçok çalışma yapılmıştır. Bu çalışmaların amacı doğrultusunda sistematik biçimde incelenmiş, bunlardan bazıları özet olarak aşağıda verilmiştir.

Althouse (1942), çalışmasında absorbsiyonlu sistemlerin tarihsel gelişimini derlemiştir. İlk kez Faraday tarafından 1824 yılında amonyağı sıvılaştırma çalışmalarında geliştirilen soğurma prensibi, daha sonra soğutma çevrimi olarak kullanılmaya başlandı. Faraday amonyağı sıvılaştırmak için AgCl'ü soğurucu akışkan olarak kullandı. 1850 yılında ilk absorbsiyonlu soğutma cihazının patentini Ferdinand Carre almıştır. Cihaz akışkan çifti olarak amonyak-su çiftini kullanmıştır.

Tleimat ve Howe (1978), çalışmalarında güneş enerjisiyle desteklenmiş ısı pompasının yaz soğutması ve kış ısıtması için nasıl kullanılacağını açıklamışlar ve bu sistemin ilk yatırım ve

işletme masraflarına göre klasik ısıtma sistemleriyle karşılaştırmasını yapmışlardır.

Ziegler ve Alefeld (1987), H_2O-LiBr ve NH_3-H_2O soğutucu-soğurucu akışkan çiftlerinin kullanıldığı tek ve çok kademeli absorbsiyonlu ısıl sistemlerin performans parametrelerini teorik olarak incelemişler ve karşılaştırmışlardır.Ziegler ve Alefeld çalışmalarındaki kademeli absorbsiyonlu ısıl sistemlerde birinci çevrimdeki absorberden çekilen ısı enerjisiyle ikinci çevrimdeki jeneratörün beslenmesi durumu çift kademeli absorbsiyonlu soğutma sistemine benzemektedir. Ancak çift kademeli absorbsiyonlu soğutma sisteminde, yüksek sıcaklık jeneratörü ve düşük sıcaklık jeneratöründen çıkan soğutucu, buharlaştırıcıda soğutma için kullanılırken, Ziegler ve Alefeld'in çalışmasında ikinci kademedeki buharlaştırıcı, birinci kademedeki yoğuşturucuyu çalıştırmaktadır.

Kouremenos, Rogdakis ve Antonopoulos (1994), bir gaz türbini ve absorbsiyonlu soğutma sisteminin beraberce kullanıldığı bir kojenerasyon santrali önermişlerdir. Bu santralde gaz türbininden atılan ısı, absorbsiyonlu soğutma sisteminin jeneratörüne verilmektedir.

Hilali (1995), Harran'da bir konut için absorber, kondenser, evaporator, generator ve ısı değiştirici boyutları hesaplanmış ve kullanılacak düzlem yüzeyli kollektör adedi bulunmuştur.

Eissa (1997), güneş enerjili absorbsiyonlu soğutma grubunda soğutucu akışkan olarak hidrokarbon karışımı kullanımını incelemiş, entalpi-konsantrasyon ve sıcaklık konsantrasyon grafiklerini çizerek sistemin kullanılabilirliğini göstermiştir.

Aydın (1998), çalışmasında yazın soğutma, kışın ısıtma yapabilecek, güneş enerjisiyle desteklenmiş, LiBr-H_2O akışkan çiftinin kullanıldığı bir iklimlendirme sisteminin, Adana, Ankara, İzmir iklimleri için bilgisayar simülasyonlarını yapmıştır. Çalışmada çeşitli işletme parametreleri de göz önüne alınarak işletme parametrelerinin sistemin performansı ve birim yük için gerekli toplayıcı alanı üzerine yaptığı etkiler araştırılmıştır.

Gordon ve Kim Choon (1998), güneş enerjili soğutma sisteminde COP'yi 1'in üzerine çıkarmaya çalışmışlardır. Bunun için güneş enerjisini mikrotürbin ile elektrik elde edip bunu soğutma grubuna iletmişlerdir. Uyguladıkları sistemin küçük soğutma yükleri için uygun olduğu sonucuna varmışlardır.

Elsafty ve Al-Daini (2000), Mısır'da bulunan 5 katlı bir öğrenci hastanesi için tek ve çift etkili absorbsiyonlu soğutma sistemlerini ekonomik olarak karşılaştırmışlardır. Analiz sonucunda Çift Etkili Absorpsiyonlu Soğutma Sisteminin ekonomik olarak uygun olduğunu göstermişlerdir.

Reddy ve Ramkiran (2002), yaptıkları çalışmalarında atık ısı ile çalışan buhar jeneratöründe ikinci yasa analizini yapmışlar ve boyutsuz parametrelerle, entropi üretim sayısını ilişkilendirerek sistemi optimize etmeye çalışmışlardır.

Kalogirou ve arkadaşları (2002), Kıbrıs'ta güneş Enerjisi Destekli Absorbsiyonlu soğutma için TRYNSYS'de "optimum" analizi yapmışlar ve 84,240 MJ soğutma yükünü karşılarken 41,263 MJ sıcak su ihtiyacı karşılanmıştır.

Li ve Sumathy (2002), güneş Enerjisi Destekli Absorbsiyonlu soğutma için kullanılan termal depolama tankı üzerine çalışmışlar ve tankın çeşitli değişkenlerini üzerinde hesaplar yaparak minimum kollektör adediyle soğutmayı sağlamışlardır.

Joudi ve Abdul-Ghafour (2003), Irak'ta bulunan bir güneş evine TRYNSYS'de güneş enerjisi destekli absorbsiyonlu sistemi simülasyonu yapıp sonuçları değerlendirmişlerdir. Buna göre bu sistem için bir sıcak su depolama tankına ihtiyaç duyulduğunu ortaya koymuşlardır.

Foley (2004), absorbsiyonlu sistemlerin dünü ve gelecekteki konumu hakkında bir makale hazırlamıştır. Makalesinde son yıllarda absorbsiyonlu sistemlerin kullanım alanının genişlediğini belirtmiş ve yeni kullanım alanı olarak, gaz türbinlerinde kompresörden sonra konularak ara soğutma ile sistemin performansının arttırılması hedeflenmiştir. Ayrıca mikro türbinlerle ve yakıt hücreleriyle de kullanımının olduğunu belirtmiştir. Sonuç olarak absorbsiyonlu sistemlerin kojenerasyon sisteminde kullanılmasının avantajlarını belirtmiştir.

Khan ve Rasul (2004), binalarda enerji sakınımı hakkında yaptıkları çalışmalarında kojenerasyon sistemlerini ve termal enerji depolama ile desteklenmiş kojenerasyon sistemlerini incelemişlerdir. Çalışmalarında özellikle ekonomik yönden konuyu ele almışlardır. Enerji tasarrufunu %16-20 civarında hesaplamışlardır. Depolama sonucu pik yükteki azalma ise %13 civarında bulunmuştur. Çalışmada çift kademeli absorbsiyonlu sistem ele alınmıştır.

Duff arkadaşları (2004), California'da bulunan ticari bir binaya reflektörlü güneş kollektörü ve iki adet absorbsiyonlu soğutma grubu kullanarak iki yıllık analiz yapmışlardır.

Liu ve Wang (2004), yeni bir LiBr–H_2O absorbsiyonlu soğutma grubu dizayn ederek, güneş enerjisi ve gaz destekli performans tahminler yapmış ve aynı zamanda kışın ısıtma amacıyla sistemi kullanmışlardır.

Sözen ve arkadaşları (2004), Türkiye'deki 17 il üzerinde meteorolojik veriler kullanılarak

absorbsiyonlu soğutmanın uygunluğu üzerinde araştırma yapmışlar ve Türkiye'nin güneş enerjili evsel ısıtma ve soğutmada büyük bir potansiyeli olduğunu göstermişlerdir.

Ezine ve arkadaşları (2005), çalışmalarında çift kademeli absorbsiyonlu soğutma sisteminin termodinamik simülasyonunu ve optimizasyonunu yapmışlardır. En çok tersinmezliklerin jeneratör ve absorber kısımlarında oluştuğunu ifade etmişler ve buralarda oluşan tersinmezlikleri azaltarak optimizasyonu gerçekleştirmişlerdir.

Şencan ve Yakut (2005), çalışmalarında tek kademeli ASS'nin ekserji analizini yapmış ve PK'nın ve ekserji veriminin jeneratör sıcaklığının artırılmasıyla nasıl değiştiğini incelemiştir. Sonuç olarak, jeneratör sıcaklığındaki artış PK'sını artırırken ekserji verimini azaltmıştır. Ayrıca jeneratör ve absorberdeki kaybedilen ekserjinin diğer elemanlardakinden fazla olmasının nedenini çözeltinin karışma ve ayrılma işlemlerine bağlamıştır.

Tozer ve Sayed (2005), çalışmalarında LiBr çözeltisinin derişim ve sıcaklık aralığını genişleterek özelliklerin değişimini incelemişlerdir.

Monlahasan (2005), İstanbul'da bir lokanta için kritik (Mayıs – Eylül) aylar için ısı kazançları, güneş ısınım değerleri ve kollektöre saatlik m^2'ye gelen faydalı enerji ve faydalanma oranları hesaplanarak optimum kollektör alanı bulunmuştur. güneş enerjisinin yardımcı enerji olarak kullanıldığı absorbsiyonlu soğutma sisteminde, bulunan optimum kollektör alanına bağlı olarak amortisman süresi hesaplanmıştır.

Kim ve Ferreria (2006), çalışmalarında LiBr çözeltisi için Gibbs denklemlerini çıkarmışlardır. % 0-70 derişim aralığında ve 0-210ºC sıcaklıkları arasında LiBr çözeltisinin entalpi ve entropi değerlerinin hesaplanmasını sağlayacak formülleri türetmişlerdir.

Tetik (2006), yaptığı çalışmada bir villa için isi kazancı hesabi yaparak, gereken soğutma yükünün karşılanması için absorbsiyonlu soğutma grubu seçilmiş ve kollektör miktarı hesaplanmıştır.

Ahmedullah (2006), Graphical User Interface (GUI) software kullanarak güneş enerjisi ve absorbsiyonlu soğutma grubu için simülasyon yaparak optimal kollektör alanını ve soğutma grubunu belirlemiştir.

Çelik (2007), absorbsiyonlu soğutma sistemlerini tanıtılmış ve klasik buhar sıkıştırmalı sistemle kıyaslanmıştır. Gebze Yüksek Teknoloji Enstitüsü'nde kurulmakta olan güneş enerjisi destekli absorbsiyonlu soğutma sistemi incelenmiş ve sistemin buhar sıkıştırmalı

soğutma sistemine göre karşılaştırılması yapılmıştır.

Henning (2007), klasik soğutma sistemi ile absorbsiyonlu sistemleri karşılaştırmış, absorbsiyonlu sistemin son teknolojilerinden bahsetmiş ve gelecekte Avrupa'daki Pazar payı üzerine tahminlerde bulunmuştur.

Qu (2008), aynı anda ısıtma ve soğutma gereksinimi olan bir binada parabolik kollektör ve absorbsiyonlu soğutma grubunun birlikte kullanımının modellemesi yapılmıştır.

Clausse ve arkadaşları (2008), Paris'te bulunan bir bina için güneş enerjisi destekli adsorbsiyonlu sistemi incelemişlerdir. Sonuçta kara geçilebileceğini göstermişlerdir.

Balghouthi ve arkadaşları (2008), 150m^2'lik bir bina için Tunus hava sartlarinda TRNSYS ve EES ile saatlik hava sıcaklıkları kullanılarak simülasyon yapılmıştır. simülasyon sonucuna göre uygun absorbsiyonlu soğutma grubu ve güneş kollektörü adedi belirlenmiştir.

Pongtornkulpanicha ve arkadaşları (2008), 2005 yılında kurulmuş olan güneş enerjili soğutma grubunun verilerini saatlik olarak kaydederek sonuçları değerlendirmişlerdir. Buna göre ortalama üç yıl içinde soğutma kapasitesinin %81'ini güneş enerjisiyle %19'unu ise LPG kullanarak karşılamışlardır.

Gomri (2009), çalışmasında tek etkili, çift etkili ve üç etkili absorbsiyonlu sistemlerin karşılaştırmasını yapmış ve çift etkili sistem ve üç etkili sistemin kullanılmasının verimli olduğu sonucuna varmıştır.

Marc ve arkadaşları (2009), çalışmalarında tropikal bir iklime sahip olan Reunion Adası için güneş destekli absorbsiyonlu sistemin herhangi bir yedek sistem kullanmadan okul soğutması için dizaynı ve kontrol sistemi üzerine çalışmışlardır.

Tsoutsos ve arkadaşları (2009), Yunanistan'da bir hastane için güneş destekli absorbsiyonlu soğutma sistemi üzerine TRYNSYS ile analiz yapmış ve bunun sonuçlarını değerlendirmişlerdir.

Eicker ve Pietruschka (2009), Avrupa için güneş enerjisi destekli soğutma grubunun ekonomikliğini incelemişler ve maliyetin iki katin üzerinde olduğu sonucunu ortaya koymuşlardır.

Zhai ve Wang (2009), yeşil enerji kullanılan bir binaya güneş enerjisi destekli adsorbsiyonlu sistemi uygulaması üzerine çalışmışlar ve matematiksel modelleme sonucunda kollektör sayısını artırarak gereken soğutma gücünün tamamını karşılayabileceklerini fakat kollektör

sayısının artması depo hacmini artıracağından optimum adedi belirlemişlerdir.

Agyenim ve arkadaşları (2010), çalışmalarında kurdukları deney setinde Cardiff Üniversitesi'nde güneş enerjisi destekli soğutma sistemini yaz ve sonbahar boyunca ölçüm yapmış ve absorbsiyonlu sistemlerin soğuk depolama ile evlerde uygulanmasının uygun olduğu sonucuna varmışlardır.

Ben Ezzine ve arkadaşları (2010), çalışmalarında yeni akışkan çiftlerinden R124/DMAC kullanarak klasik LiBr ya da NH_3 kullanılan güneş enerjisi destekli absorbsiyonlu soğutma sistemine alternatif bir sistem tasarlamış ve COP'sinin klasik sistemle yakın olduğunu göstermişler.

2. GÜNEŞ ENERJİLİ SOĞUTMA SİSTEMLERİ

Binalarda soğutma ihtiyacının karşılanması amacıyla kullanılan sistemler temel olarak, odalarda kullanılan küçük kapasiteli sistemler (<12 kW) ve merkezi sistemler (>12 kW) olarak iki grupta incelenmektedir (Sabatelli vd., 2005). Avrupa'da, kapasitesi 12 kW'dan büyük olan iklimlendirme sistemi sayısı son 20 yılda 5 katına çıkmıştır. İklimlendirme amaçlı enerji tüketiminin yoğun olduğu zamanlar ve güneş ışınımının fazla olduğu zamanların birbirleriyle çakışması, güneş enerjisinin soğutma sistemlerinde kullanımını ön plana çıkarmıştır.

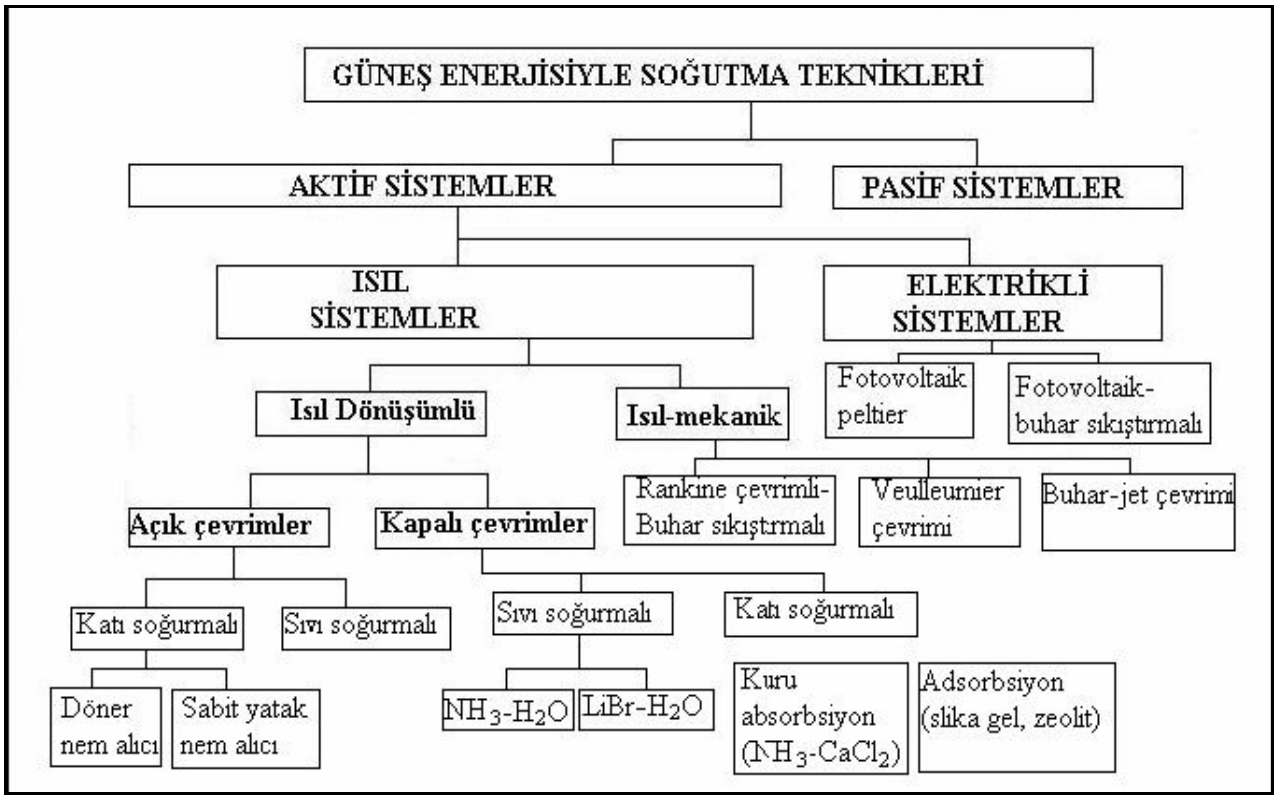
Güneş enerjisi kullanılan soğutma/iklimlendirme sistemlerinde; soğutma prosesinin türüne, kullanılan aracı maddenin fazına, çevrimin açık-kapalı oluşuna göre farklı teknolojiler kullanılmaktadır (Özkol, 2004). Güneş enerjili soğutma sistemleri; elde edilmek istenen soğutmanın sıcaklığı, kullanılan soğutma tekniği, kullanılan güneş enerjisi toplama sistemi olmak üzere üç farklı prensibe göre gruplandırılabilmektedir (Büyükalaca ve Yılmaz, 2003). Güneş enerjisi ile elde edilen soğutma sıcaklıkları ve bu sıcaklıklara bağlı uygulama alanları Çizelge 2.1'de gösterilmektedir.

Çizelge 2.1. Soğutma sıcaklıkları ve kullanım alanları (Büyükalaca ve Yılmaz, 2003)

Soğutma sıcaklıkları	**Uygulama alanları**
T>4 °C	Özellikle iklimlendirme uygulamaları Bazı gıdaların depolanmasında
-10 °C<T< 4 °C	Genel amaçlı soğutma Süt balık gibi gıdaların kısa süreli depolanması
-20 °C<T<20 °C	Düşük sıcaklık uygulamaları Gıdaların uzun süre dondurularak depolanması

Güneş enerjisi kullanımıyla farklı soğutma sıcaklıkları elde edilebilmesine rağmen, bu konuda yapılan araştırmalar özellikle –10°C ve +5°C aralığındaki uygulamalar için yoğunlaştırılmıştır. (Büyükalaca ve Yılmaz, 2003)

Güneş enerjisi ile soğutma tekniklerinin; soğutma prosesinin türüne, kullanılan aracı maddenin fazına, çevrimin açık-kapalı oluşuna göre sınıflandırılmaları Şekil 2.1.'de gösterilmektedir. (Özkol, 2004)



Şekil 2.1. Güneş enerjisiyle soğutma tekniklerinin sınıflandırması (Özkol, 2004)

Şekil 2.1'de de gösterildiği gibi güneş enerjili soğutma sistemleri genel anlamda pasif ve aktif sistemler olarak iki bölümde incelenmektedir. Pasif sistemler binanın mimarisine ve dizaynına bağlı olarak işlerlik kazanırken, aktif sistemler kapsamında farklı teknolojiler geliştirilmiştir. Aktif sistemler elektrikli sistemler ve ısıl sistemler olarak iki ana grupta incelenmektedir.

2.1 Elektrikli Sistemler

Elektrikli soğutma sistemlerinde; PV kullanılarak güneş enerjisinden üretilen doğru akım bir invertör yardımıyla alternatif akıma dönüştürülerek, bu yolla üretilen elektrik bir soğutma sistemini (klasik buhar sıkıştırmalı veya Peltier) çalıştırmak üzere kullanılmaktadır (Özkol, 2004). Ancak kullanılan fotovoltaik hücrelerin maliyetlerinin yüksek olması (≈750 €/m^2), ve verimlerinin de diğer sistemlere kıyasla çok yüksek olmaması bugün için bu sistemlerin ticari

olarak kullanımını sınırlandırmaktadır. Isıl güneşli soğutma teknolojileri maliyet açısından değerlendirildiğinde, PV elektrikli soğutma teknolojilerine kıyasla daha uygulanabilir konumdadır (Kesten ve Tereci, 2005).

2.2 Isıl Sistemler

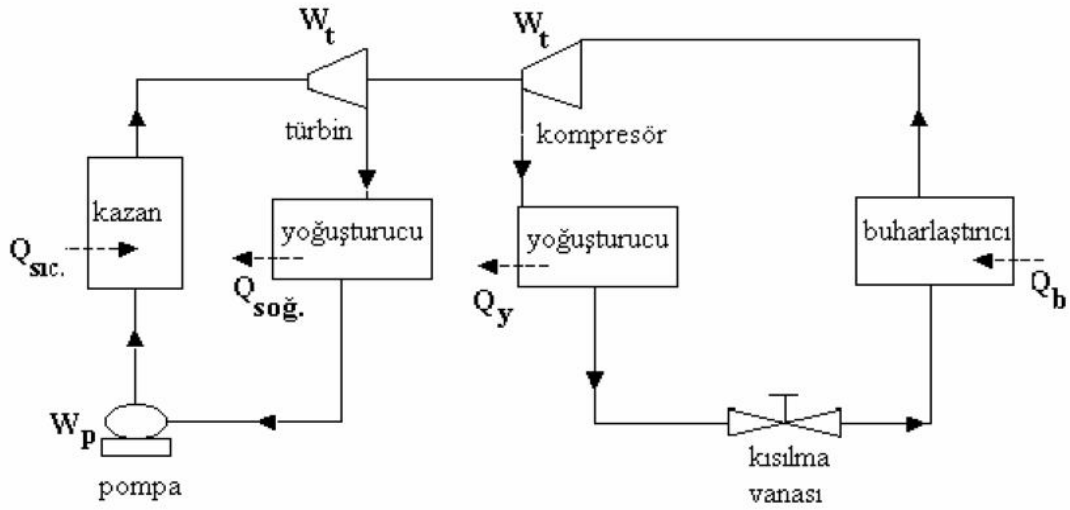
Isıl sistemler, genel olarak ısıl-mekanik sistemler ve ısıl dönüşümlü sistemler olarak iki grupta değerlendirilmektedir.

2.2.1 Isıl-mekanik sistemler

Isıl-mekanik sistemlerde güneş enerjisi yardımıyla elde edilen ısıl enerji bir güç çevrimine (örneğin Rankine) aktarılmakta, güç çevriminin çıktısı ise klasik buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimini çalıştırmaktadır (Büyükalaca ve Yılmaz, 2003).

2.2.1.1 Güneş enerjili Rankine çevrimli-buhar sıkıştırmalı soğutma sistemi

Güneş enerjisiyle çalışan Rankine çevrimli-buhar sıkıştırmalı soğutma sistemi; bir kuvvet çevrimi ile sıkıştırmalı soğutma çevriminin birlikte kullanıldığı bir çevrimdir. Güneş enerjisi kollektörlerinden sağlanan enerjinin bir Rankine çevrimini ve bu çevrimden elde edilen mil işinin de klasik buhar sıkıştırmalı soğutma çevriminin kompresörünü çalıştırması mümkündür (Kesten ve Tereci, 2005). Güneş enerjisiyle çalışan Rankine çevrimli- buhar sıkıştırmalı soğutma sistemi Şekil 2.2.'de gösterilmektedir.



Şekil 2.2. Güneş enerjili Rankine çevrimli-buhar sıkıştırmalı soğutma sistemi (Yiğit, 1984)

Güneş kollektörleriyle elde edilen sıcak su, güç çevrimi kazanı için gerekli olan ısıyı, ısı değiştiriciler vasıtasıyla kazana verir. Güç çevriminde dolaşan akışkana sabit basınç altında verilen ısı (Qsıc.) ile akışkan kızgın buhar olarak kazandan çıkar ve türbine gider. Şekil 2.2.'de gösterilen sistemde kuvvet çevriminden elde edilen güç, sıkıştırmalı çevrimde kompresör gücü olarak kullanılmaktadır.

Buhar sıkıştırmalı çevriminde bulunan kompresör, güç çevrimindeki türbinden elde edilen Wt işini kullanarak, kızgın olarak kompresöre giren akışkanı yoğuşturucu basıncına kadar sıkıştırır. Soğutucu akışkan yoğuşturucuda, dışarıya sabit basınçta (Qy) ısısı atarak yoğuşur. Yoğuşturucudan çıkan akışkan bir kısılma vanasından geçerek kısılır. Basıncı azalan akışkan, buharlaştırıcıda çok düşük bir sıcaklıkta buharlaşabilir. Akışkan, buharlaştırıcıda soğutulmak istenen ortamdan ısı çekerek (Qb) buhar haline gelir (Öztürk ve Kılıç, 1998).

Güneş enerjisiyle çalışan Rankine çevriminde çalışma akışkanı olarak yüksek sıcaklıklar için suyun yanında, daha düşük sıcaklıklar için R113 ve toluene gibi başka akışkanlar da kullanılmaktadır. Su dışında farklı bir akışkan kullanan Rankine sistemleri ticari olarak mevcut olup "Organik Rankine Çevrimi" olarak adlandırılmaktadır (Büyükalaca ve Yılmaz, 2003).

Kullanılan Kimyasallar ve Özellikleri

Rankine çevrimi/ Buhar sıkıştırmalı soğutma çevriminde her iki çevrim için de aynı akışkanın kullanılması mümkün olsa da, bu durum her iki çevrimin gereksinimlerinin yüksek verimle tam olarak karşılanması güç olacağı için pek tercih edilmez (Yiğit, 1984). Buhar sıkıştırmalı çevrimde farklı soğutucu akışkanlar kullanılmaktadır. Önceleri amonyak, kükürtdioksit, karbondioksit kullanılırken, son zamanlarda ticari ismi Freon, Genetron, Arcton olan halojenli hidrokarbonlar kullanılmaktadır (Öztürk ve Kılıç,1998). Halojene edilmiş hidrokarbonların (halokarbonlar) birçoğunda flor bulunmaktadır ve bunlara fluokarbon soğutkanlar denilmektedir ve R-12 (CCl2F2 veya CFC-12) ve R-22 (CHClF2 veya HCFC-22) en çok kullanılan fluokarbonlardır. Yakın zamana kadar geniş ölçüde kullanımları bulunan halokarbon türü soğutkanlardan kloro-floro-karbon (CFC) ve hidro-kloro-floro-karbon (HCFC) grubunda bulunanların, çevresel etkileri nedeniyle kullanımları sınırlandırılmıştır.

Çevresel etkilerin azaltılabilmesi amacıyla; 100 kadar ülke 1987 yılında Kanada'nın Montreal kentinde (UNEP 1987) "soğutucu akışkanların üretim ve kullanımı, ozon tabakasının korunması, sera etkisinin azaltılması gibi konuların kontrol altına alınabilmesi amacıyla ilk defa toplanarak Montreal Protokolü'nü hazırlayıp imzalamışlardır (Özkol, 2004).

2.2.2 Isıl dönüşümlü sistemler

Isının doğrudan bir soğutma çevrimini çalıştırmak üzere ısıl dönüşümlü sistemler genel olarak; absorbsiyonlu, adsorbsiyonlu ve kurutmalı soğutma sistemleri olarak üç ana grupta değerlendirilmektedir. Ancak kullanılan soğurucunun fazına (sıvı, katı) veya kullanılan çevrimin açık-kapalı olmasına göre değişik uygulamalar mevcuttur (Büyükalaca ve Yılmaz, 2003). Kapalı çevrimli sistemlerde soğuk su üretimi ile proses yürütülürken, açık çevrimli sistemlerde doğrudan binaya gönderilen ve binadan alınan hava işlem görmektedir. Buna karşılık, iki çevrim sisteminde de hem katı hem sıvı sorbetler kullanılabilmektedir.

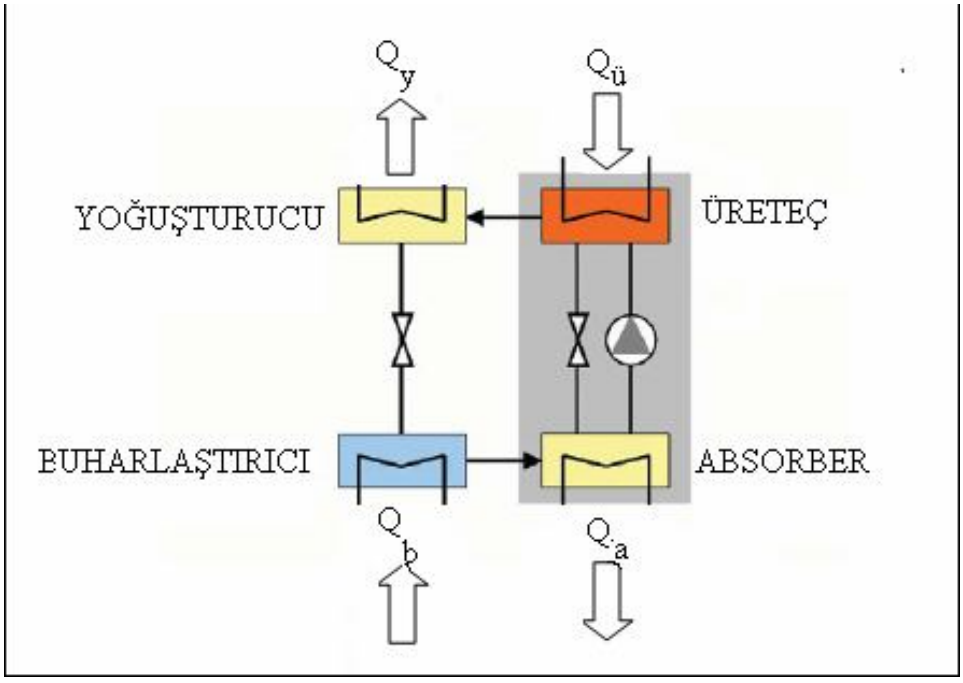
Isıl dönüşümlü güneşli soğutma sistemleri olan, absorbsiyonlu soğutma sistemleri, adsorbsiyonlu soğutma sistemleri ve kurutmalı (desisif) soğutma sistemlerinin çalışma şartları ve kapasiteleri hakkında ayrıntılı bilgi karşılaştırmalı olarak Çizelge 2.2'de gösterilmiştir (Ermiş ve Kılıçaslan, 1995).

Çizelge 2.2. Isıl dönüşümlü güneş enerjili soğutma sistemleri karşılaştırması (Ermiş ve Kılıçaslan,1995).

Proses	Absorbsiyon	Adsorbsiyon	Kurutmalı Soğutma
Hava koşullandırma türü	Soğutulmuş su	Soğutulmuş su	Koşullandırılmış hava soğutulmuş ve nemsizleştirilmiş)
Çalışma gücü Aralığı	35 kW 'dan 2MW'a (soğutma kapasitesi)	70 kW'dan 350 kW'a (soğutma kapasitesi)	3000 m^3 /h'den 50000 m^3/h'e (hava debisi)
Kullanılan kollektör tipi	Vakum tüplü kollektörler Parabolik kollektörler	Vakum tüplü kollektörler Düz plaka tipi kollektörler	Düz plaka tipi kolektörler Hava tipi kollektör
Tipik çalışma Sıcaklığı	80-110 °C	60-90 °C	45-95 °C

2.2.2.1 Absorbsiyonlu soğutma sisteminin tanıtılması

Absorbsiyonlu soğutma sistemleri genel olarak buhar-sıkıştırmalı soğutma sistemine benzemektedir. Ancak, Bölüm 2.2.1.1.'de de söz edildiği gibi buhar sıkıştırmalı çevrimlerde soğutucuyu basınçlandırılması amacıyla elektrikle çalışan kompresör kullanılmaktadır. Buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimlerinde yer alan elektrikle çalışan kompresörün yerine, absorbsiyonlu soğutma sistemlerinde soğutucunun basıncının geliştirilen ısıl proseslerle arttırılması sağlanmaktadır. absorbsiyonlu soğutma sistemi Şekil 2.3.'ta gösterilmiştir.



Şekil 2.3. Absorbsiyonlu soğutma sistemi

Şekil 2.3.'ta gösterilen sistemde, buharlaştırıcıda soğutulmak istenen ortamdan Qb ısısının çekilmesiyle soğutucu madde buharlaşır. Buharlaştırıcıdan gelen soğutucu madde buharı, ayırıcıdan gelen soğuk-fakir çözelti tarafından absorberde soğurulur. Soğutucu maddenin soğurulması sayesinde oluşan soğutucu açısından zengin çözelti, düşük soğurucu basıncından yüksek basınca pompalanarak üreteçe gider. Üreteçte sağlanan ısıyla buharlaşan soğutucu buharı yoğuşturucuya ulaşarak burada sıvılaşır. Basıncı, kısılma vanasından geçerken azaltılan soğutucu akışkan buharlaştırıcıya geri döner. absorbsiyonlu soğutma sistemi için gerekli ısı sağlayıcı olarak, güneş enerjisi kullanılabildiği gibi atık ısı da kullanılabilmektedir.

Kullanılan Soğutucu-Absorber Kombinasyonlarının Özellikleri

Absorbsiyonlu soğutma sistemlerinde kullanılabilecek tüm soğutucu-absorber kombinasyonlarında aranan en önemli özellik kimyasal çözünürlüğün yüksek olmasıdır (Kuzgun, 1997). Ancak iş akışkanı çiftlerinin seçiminde, bu maddelerin kimyasal, fiziksel özellikleri ve sistemin kullanım amacı göz önüne alınan parametrelerdir. Soğutucu ve soğurucuların zehirli olma olasılığı, uzun süre kimyasal dengede olma ve malzemeye uyumu, kolay bulunabilirlikleri ve fiyatları da akışkan seçiminde dikkate alınmaktadır. Az miktarda akışkanla yüksek soğutma gücü elde edilebilmesi için yüksek buharlaşma ısısı olan soğutucular tercih edilmektedir (Ermiş ve Kılıçaslan, 1995). Absorbsiyonlu soğutma sistemlerinde farklı soğutucu/soğurucu çiftleri kullanılmaktadır; amonyak/su, su/LiBr, amonyak/NaSCN v.b. Ancak çalışmalar özellikle LiBr/su ve amonyak/su sistemleri üzerinde yoğunlaşmıştır (Yamankaradeniz vd., 2002).

Absorbsiyonlu soğutma sistemleri, ticari olarak birçok firma tarafından üretilmektedir ancak birçoğu yüksek soğutma kapasitesine sahiptir. Güneş enerjisi destekli çalışabilen, bazı absorbsiyonlu soğutma sistemlerinin üretici firmaları, üretici firmaların ürettiği en küçük kapasiteleri, çalışma şartları ve STK değerleri Çizelge 2.3.'ta gösterilmiştir (Henning, 2004).

Amonyak/su akışkan çiftiyle çalışan absorbsiyonlu soğutma sistemleri, genellikle soğutma amaçlı olarak yüksek kapasitelerde ve 0°C'nin altında soğuk üretecek şekilde yüksek üreteç sıcaklıklarında (≈90°C) üretilmelerine karşılık; bu sistemlerde güneş enerjisi kullanımı imkanını arttırabilecek şekilde, daha düşük üreteç sıcaklıkları ve ≈5°C'lik buharlaştırıcı sıcaklığı koşullarında çalıştırılabilecek sistemler için birçok pilot proje yapılmaktadır (Henning, 2004).

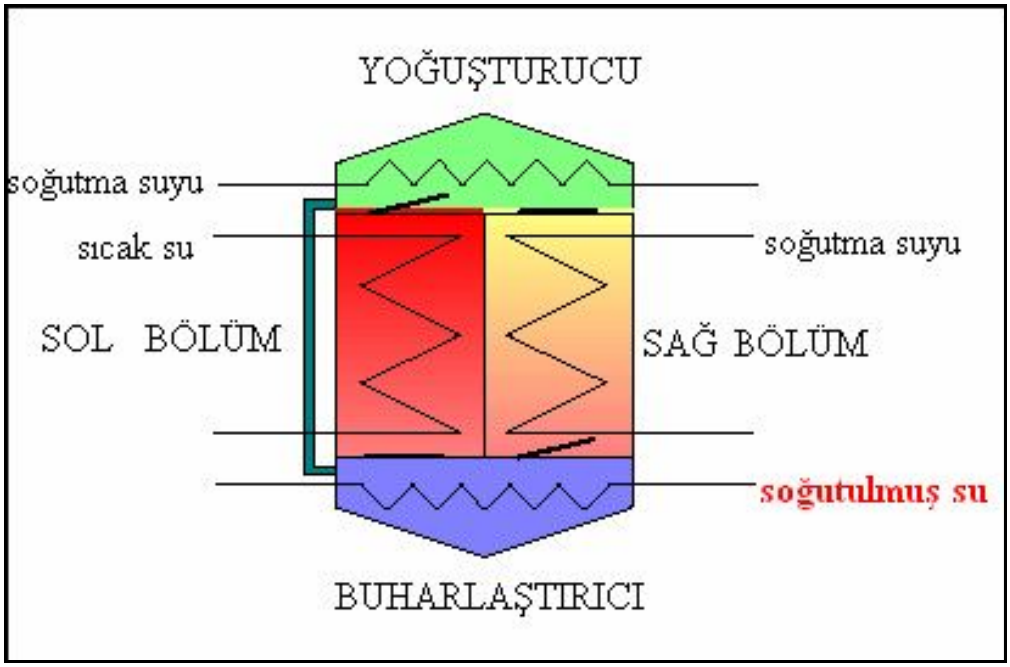
Çizelge 2.3. Absorbsiyonlu soğutma sistemlerinin karşılaştırılması (Henning, 2004)

Üretici Firma	Kapasite	Çalışma Aralığı	STK
Broad Air	20 kW LiBr/su	veri yok	veri yok
Colibri / Stork	100 kW NH3 / H2O	90 °C	0,64
Coolingtec	70 kW R-134a/organik	70-145 °C	0,55
EAW	15 kW LiBr/su	75-95 °C	veri yok
Sanyo	105 kW LiBr/su	85-95 °C	0,7
Trane	380 kW LiBr/su	130 °C	0,63
Yazaki	35 kW LiBr/su	80-100 °C	0,7

2.2.2.2 Adsorpsiyonlu soğutma sisteminin tanıtılması

Absorbsiyonlu sistemlerde, soğutucu akışkanın bir sıvı tarafından tutulmasına karşılık; adsorbsiyonlu sistemlerde soğutucu gözenekli yapıya sahip katı adsorber tarafından tutulmaktadır.

Adsorpsiyonlu soğutma sistemleri temel olarak, adsorber, yoğuşturucu ve evaporatörden oluşmaktadır. Adsorpsiyonlu soğutma sistemlerinin son yıllarda buz üretimi ve iklimlendirme amaçlı kullanımları mevcuttur (Henning,2004). Adsorpsiyonlu soğutma sisteminin şematik gösterimi, Şekil 2.4.'de verilmiştir.



Şekil 2.4. Adsorpsiyonlu soğutma sistemi (Henning,2004)

Adsorpsiyonlu soğutma sisteminde adsorbent; soğutucunun adsorplanması ve soğutucunun ayrılması amacıyla dönüşümlü olarak ısıtılır ve soğutulur (Henning,2004). Şekil 2.4.'de gösterilen adsorpsiyonlu soğutma sisteminde, soğutma işlemi esnasında adsorbentin ısıtılması ve soğutulmasıyla, sistemde kullanılan soğutucu akışkanın adsorplanması ve desorplanması sağlanır. Adsorbent yatağının ısınmasıyla (sol bölüm), adsorbentin sıcaklığı ve adsorbent yatağındaki soğutucunun basıncı artar. Adsorbentin sıcaklığı desorpsiyon sıcaklığına ulaştığında soğutucu buharlaşır. Soğutucu buharı yoğuşturucuda soğutma suyuna ısı vererek yoğuşur. Buharlaştırıcıda soğutucu düşük basınçta yararlı soğutma etkisini sağlayarak buharlaşır ve diğer adsorber (sağ bölüm) tarafından adsorplanır. Adsorpsiyon sırasında sıvı molekülleri, katı adsorberin duvarlarında tutulurken kimyasal bir reaksiyon gerçekleşmez ancak moleküller katı malzeme duvarlarında sabitlenirken enerji kaybederler; açığa çıkan ısı soğutma suyuna aktarılır (Henning,2004).

Sistemde sağ bölme ve sol bölmenin görevleri (adsorpsiyon, desorpsiyon) dönüşümlü olarak değişmektedir ve bu periyodik süreç yaklaşık olarak 7 dakika sürmektedir.

Kullanılan Kimyasallar ve Özellikleri

Adsorpsiyonlu soğutma sistemlerinde farklı adsorbent ve soğutucu akışkan çiftlerinin kullanımları mümkündür. Soğutma uygulamalarında kullanılan adsorbentin çevre sıcaklığında ve düşük basınçlarda yüksek adsorpsiyon kapasitesine, yüksek sıcaklık ve basınçlarda ise

düşük adsorplama kapasitesine sahip olması istenir. Adsorbentin seçiminde önemli olan faktörler şu şekilde özetlenebilir; soğutma etkisini arttırmak için yüksek adsorpsiyon ve desorpsiyon kapasitesi, çevrim süresini kısaltmak için iyi ısıl iletkenlik, düşük spesifik ısı kapasitesi, soğutucuyla kimyasal olarak uygunluk, kolay bulunabilirlik ve uygun maliyet.

Adsorbentle birlikte kullanılan, soğutucu akışkanın seçiminde önemli olan parametreler ise; yüksek gizli ısı, kolay adsorplanabilme, yüksek ısıl iletkenlik, düşük viskozite, düşük spesifik ısı, zehirli yanıcı- korozif olmaması ve çalışılan sıcaklık aralığında kimyasal stabilite olarak özetlenebilir (Sumathy vd., 2003).

Adsorpsiyonlu soğutma sistemlerinde kullanımları ön plana çıkmış farklı adsorbent/soğutucu çiftleri mevcuttur; su/slikajel, su/zeolit, amonyak/aktif karbon, metanol/aktif karbon (Henning, 2004). Suyun soğutucu olarak kullanıldığı sistemlerde sağlanan soğutma 0°C'nin üzerinde iken, soğutucu olarak metanol kullanılan sistemlerde daha düşük sıcaklıklar elde edilebilmektedir (Büyükalaca ve Yılmaz, 2003). Farklı soğutucu/adsorbent çiftleriyle yapılan araştırmalar ve deneysel çalışmalar olmasına rağmen, sadece su/slikajel çiftiyle çalışan adsorpsiyonlu soğutma sistemleri ticari olarak üretilmektedir. Güneş enerjisi destekli çalışan ve iklimlendirme amaçlı kullanılan adsorpsiyonlu soğutma sistemlerine örnek olarak kapasiteleri, çalışma şartları ve üretici firmaları Çizelge 2.4.'ta gösterilmiştir.

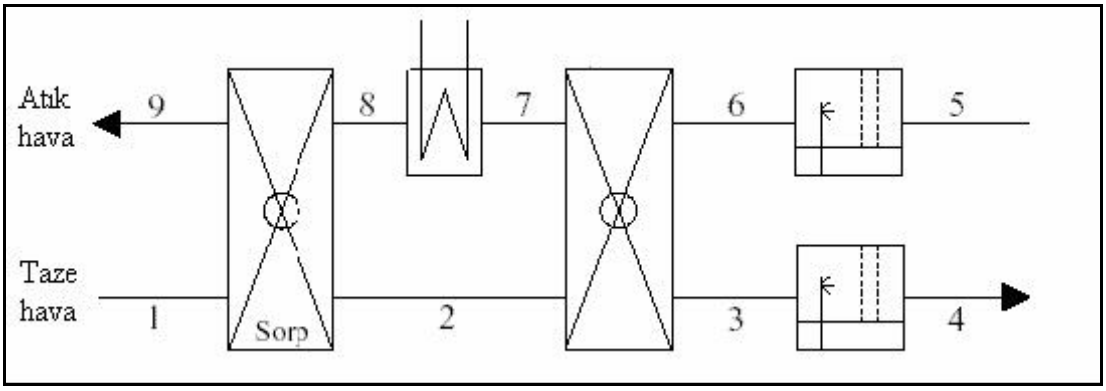
Çizelge 2.4. Adsorpsiyonlu soğutma sistemleri (Henning, 2004)

Üretici Firma	**Kapasite**	**Çalışma Sıcaklığı**	**STK**
Mycom	70 kW Su/Silikajel	60-90 °C	0,61
Nishiyudo	105 kW Su/Silikajel	55-95 °C	0,61

2.2.2.3 Kurutmalı soğutma sistemlerinin tanıtılması

Kurutmalı soğutma sistemleri prensip olarak diğer sistemlerden, soğutulmuş su (sıvı akışkan) yerine şartlandırılmış hava üretilmesi nedeniyle ayrılmaktadır. Bu yüzden bu sistemler yüksek taze hava gereksinimini karşılayabilmektedir. Kurutmalı soğutma prensip olarak evaporatif soğutma sistemlerine benzemekle beraber, evaporatif soğutma potansiyeli havanın nemsizleştirilmesiyle arttırılmıştır (Henning vd., 1998). Bu sistem kullanılarak iklimlendirilecek ortama gönderilecek dış havanın nemlendirilmesiyle elde edilen soğutma,

sadece dış hava neminin düşük olduğu bölgelerde etkili olabilmektedir. Dış hava neminin yüksek olduğu bölgelerde buharlaşmalı soğutmanın uygulanabilmesi için (buharlaşma yoluyla soğutma etkisinin arttırılabilmesi) önce dış havadaki nemin azaltılması gerekmektedir. Havanın önce neminin alınıp sonra da su ile nemlendirilerek soğutulması işlemleri kurutmalı(desisif)-evaporatif soğutma olarak tanımlanmaktadır. Bu nedenle, sistemde su buharını soğuran bir kurutucu madde bulunmaktadır ve kurutucu maddenin rejenerasyonu için güneş kollektörleriyle sağlanan düşük sıcaklıklı ısı kullanılmaktadır (Henning vd., 1998). Kurutmalı soğutma sistemi Şekil 2.5.'de gösterilmiştir.



Şekil 2.5. Kurutmalı soğutma sistemi (Höfker, Eicker, Lomas ve Eppel, 2001)

Şekil 2.5'te gösterilen kurutmalı soğutma sisteminde, dışarıdan yada binanın içinden alınan havanın nem içeriği katı ve sıvı kurutucuda azaltılır (1-2 durumu); hava ısı değiştiriciden geçirilerek atık havayla soğutulur(2-3 durumu). Nemlendiriciden geçirilerek istenen nem içeriğine göre evaporatif olarak soğutulan ve bu sırada sıcaklığı azaltılırken ve nem içeriği artan hava iklimlendirilecek mekana gönderilir (3-4 durumu). Mekana gönderilen taze hava, mekandan oda şartlarında çıktıktan sonra, nemlendiriciden geçirilerek atık doygun hale getirilir (5-6 durumu). Isı değiştiricisinden geçirilerek temiz dış havanın sıcaklığı azaltılır. (6-7 durumu) ve havanın sıcaklığı güneş enerjisiyle arttırılarak nem alma rejeneratörüne gönderilir (7- 8 durumu) ve taze havadan nem alarak nemlenen hava dış ortama atılır (Höfker vd., 2001).

Sistemde soğutma amacıyla kullanılan hava, istenen soğutma etkisi sağlandıktan sonra dışarıya deşarj edildiği için, açıklanan soğutma sistemi "açık sistem" olarak tanımlanmaktadır. Kurutmalı soğutma sistemleri, çevre basıncında çalışmaktadırlar. Bu sistemlerde vakum şartlarında veya seçilmiş başka bir basınçta çalışma zorunluluğu olmaması nedeniyle, diğer sistemlere göre avantaj sağlamaktadırlar.

Kullanılan kurutucu maddeler ve özellikleri

Kurutmalı (desisif) soğutma sistemlerinde dış havanın nemi, nemli hava içindeki su buharının kısmi basıncı nem alan madde içindekinden daha fazla olduğu için, sorbent olarak adlandırılan sıvı yada katı nem alıcı maddeye nem geçişi olmasıyla azaltılmaktadır. Nem alıcı cihaz olarak, katı maddeli döner nem alıcılar ve sıvı maddeli dolgulu kuleler kullanılmaktadır (Yılmaz ve Büyükalaca, 2000).

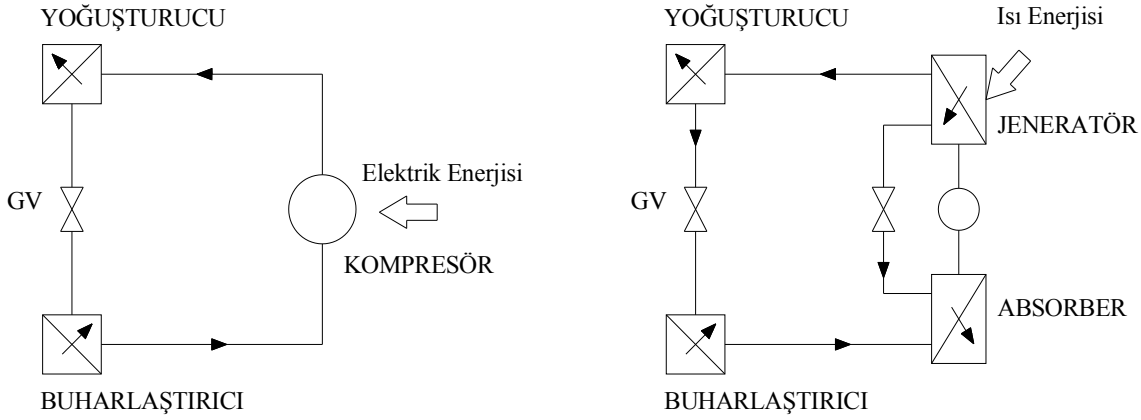
Katı nem alıcı sistemler, genellikle taşıyıcı bir madde ve bu madde üzerindeki alıcı maddeden oluşmaktadır ve katı taşıyıcı madde olarak genellikle alüminyum folyo, plastik folyo ve selüloz kağıdı; nem alıcı madde olarak da suda çözünen higroskobik tuzlar (LiBr, $CaCl_2$, $MgCl_2$ v.b.), slikajel, moleküler elekler ve higroskobik metal oksitler (Al_2O_3 v.b.), Slikajel ve LiCl-kağıdı. Sıvı nem alıcı sistemler de havanın neminin alınması amacıyla kullanılmaya başlanmıştır; $CaCl_2$ ve LiCl suda çözünen tuzları en çok kullanılan sıvı nem alıcılardır (Yılmaz ve Büyükalaca, 2000).

Nem alıcı maddenin rejenere edilmesi, maddenin ısıtılmasıyla sağlanır. Rejenerasyon için gerekli ısıl enerjinin sıcaklığı genellikle 45-95 °C arasındadır ve bu enerji düzlem veya havalı güneş kollektörleri kullanılarak sağlanmaktadır (Yılmaz ve Büyükalaca, 2000).

3. ABSORBSİYONLU SOĞUTMA SİSTEMİ

Absorbsiyonlu soğutma sistemleri, soğutucu ve soğurucu akışkan olarak adlandırılan, iki farklı akışkan karışımından oluşan iş akışkanlı, kompresörün yerini; jeneratör, absorber ve çözelti pompasının aldığı ve kimyasal ayırma işlevinin ise doğrudan jeneratöre beslenen ısı enerjisi tarafından yerine getirildiği bir soğutma sistemidir (Şekil 3.1).

Jeneratörde kullanılan ısıtıcı akışkan düşük basınç ve sıcaklıkta ve düşük ekserjilidir. Bu özelliğinden dolayı ASS'leri, atık ısı, güneş enerjisi, jeotermal enerji, biyokütle gibi kaynaklardan elde edilen buhar ile çalıştırılabilir. Jeneratör sayısı arttıkça (iki kademeli, üç kademeli), jeneratöre beslenen buharın kalitesi de artmak zorundadır. Bu nedenle ASS'inde, jeneratöre beslenecek buhar sıcaklığı ve basıncı önemlidir. Buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimlerinin sistem yapısı Şekil 3.1'de gösterilmiştir. Buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimlerine elektrik enerjisi girdisi olurken, ASS'ne ısı enerjisi beslenmektedir.

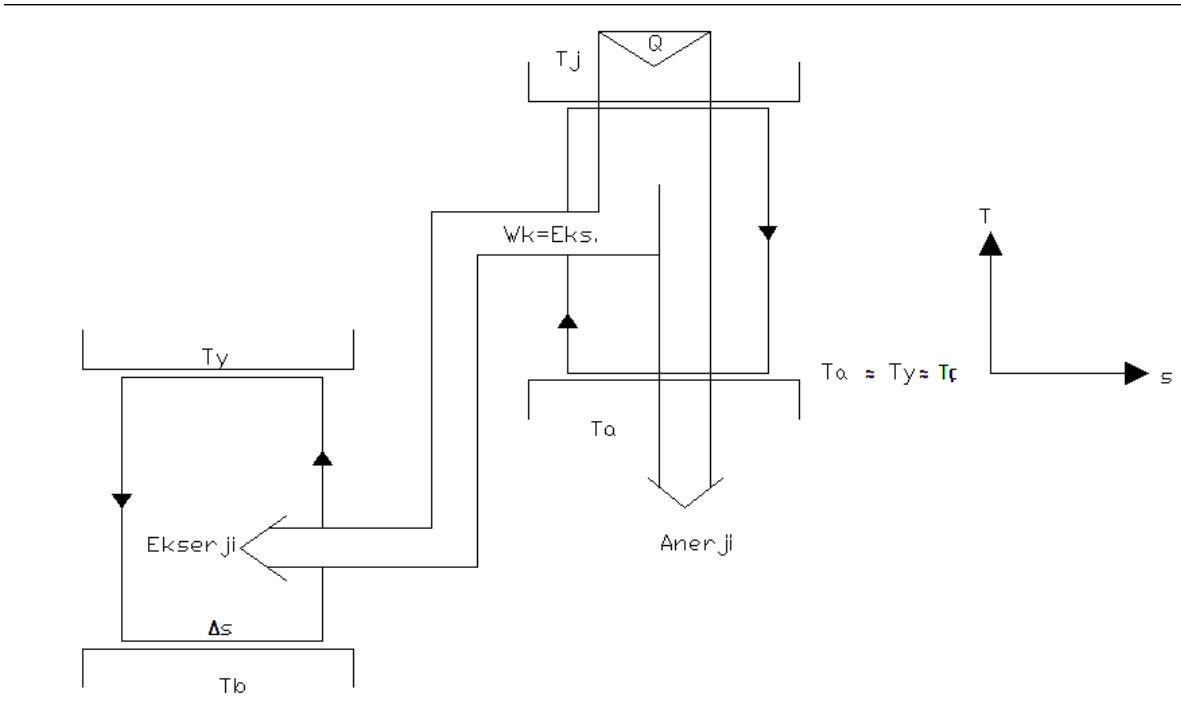


Şekil 3.1. Buhar sıkıştırmalı ve ASS'nin yapısal karşılaştırılması

ASS'leri yüksek ekserjili enerji kaynakları tasarrufu, çevre kirliliğinin azaltılması ve atık ısı ve yenilenebilir enerji kullanımı nedeniyle, gittikçe ısınan dünyamızın gelecekteki en uygun soğutma sistemini oluşturması beklenmektedir. Türkiye'de toplam enerjinin yarısına yakını konutlarda sıcak su, hacim ısıtması ve soğutması için kullanılmaktadır. Ülkemizde de absorbsiyonlu sistemlerin yaygınlaşmasıyla ve absorbsiyonlu sistemlerin güneş enerjisiyle veya atık ısı ile çalışması sağlandığında fosil yakıt tüketiminde önemli ölçüde tasarruf sağlanacaktır. Soğutma uygulamalarında bu sistemin kullanılmasının en büyük avantajı güneş radyasyonunun arttığı zamanlarda eş zamanlı olarak soğutma ihtiyacının da artmasıdır . Bu

nedenle ASS'i yazın soğutmada kışın ise ısı pompası işleviyle ısıtmada kullanılabilir. Böylelikle sistemin kullanım yük faktörü artacağından amortisman giderleri azalır ve uygulamanın ekonomikliği artar.

Güneş uygulamalarının en büyük dezavantajları ise güneş radyasyonunun kesikli ve dağınık olması ve ilk yatırım masraflarının yüksek olmasıdır. Absorbsiyonlu soğutma sisteminin performans katsayısının analizinde, jeneratör absorber arasında çalışan tersinir ısıl-güç çevrimi (sağ dönüşlü) ekserjisi ile sol dönüşlü soğutma çevriminin sıkıştırma işlevinin gerçekleştirildiği varsayılır (Şekil 3.2). Burada soğutma çevrimi için gerekli olan sıkıştırma işi, ısıl-güç çevrimi ekserjisine eşit olan Wk ile sağlanır.



Şekil 3.2. Tersinir ASS'i performans katsayısı analizi ile ilgili model

Performans katsayısı (PK), soğutma çevriminde buharlaştırıcıdan emilen ısının (Q_B), çevrime verilen sıkıştırma işine (W_k) oranı olarak tanımlanır.

$$PK_{SÇ} = \frac{Q_B}{W_k} = \frac{T_B \Delta s}{(T_y - T_B)\Delta s} = \frac{T_B}{(T_A - T_B)} \tag{3.1}$$

Isıl-güç çevriminde ise, ısıl performans sayısı çevrime verilen ısının (Q_J), çevrimden alınan işe (ekserji) oranıdır. Isıl güç çevrimi için PK aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$PK_{IGÇ} = \frac{Q_J}{W_k} = \frac{T_J \Delta_s}{(T_J - T_A)\Delta_s} = \frac{T_J}{(T_J - T_A)} \quad (3.2)$$

Isıl güç çevriminde üretilen iş (ekserji), soğutma çevriminde kullanılan sıkıştırma işine eşit olduğundan, çevrimsel alanlar dolayısıyla her iki performans katsayısı birbirlerine eşit olacaktır. Böylece, $PK_{SÇ} = PK_{IGÇ}$ yazılabilir.

ASS'nin performans katsayısı PK_{ASS} ;

$$PK_{ASS} = \frac{Q_B}{Q_J + W_P} \quad (3.3)$$

olarak tanımlanmaktadır. Çözelti pompası işi Wp jeneratöre verilen ısıya kıyasla ihmal edilecek boyutta küçük olduğundan PK aşağıdaki biçimde yazılabilir.

$$PK_{ASS} = \frac{Q_B}{Q_J} \quad (3.4)$$

Eş. 3.3'te $Q_B = W_K \frac{T_B}{(T_A - T_B)}$ ve (Eş. 3.2)'de, $Q_J = W_K \frac{T_J}{(T_J - T_A)}$

(Eş. 3.4)'e yazılırsa, tersinir ASS çevrimi performans katsayısı için aşağıdaki eşitlik elde edilir.

$$PK_{ASS} = \frac{T_B(T_J - T_A)}{T_J(T_A - T_B)} \quad (3.5)$$

Eş. 3.5'de ASS'lerinin performans katsayılarının artırılmasıyla ilgili başlıca mühendislik yaklaşımlarını ortaya koyması bakımından önemlidir. PK'nın artırılabilmesi için; T_B,

$(T_J\text{-}T_A)$'nın artırılması, T_J ve $(T_A\text{-}T_B)$'nin düşürülmesi gerekmektedir. Bu bağlamdaki mühendislik yaklaşımları her parametre tek bir konuma indirilerek gerekli yaklaşımlar belirlenmiştir.

Pay ve payda T_B ile bölünürse, T_B tek konumlu hale getirilir ve aşağıdaki eşitlik bulunur.

$$PK_{ASS} = \frac{(T_J - T_A)}{T_J(\frac{T_A}{T_B} - 1)} \quad (3.6)$$

bulunur. T_B'nin artması paydayı küçülteceğinden performans sayısını arttıracaktır. ASS sistemlerinde performans artırımındaki başlıca birinci yaklaşım buharlaştırıcın sıcaklığının

olabildiğince yükseltilmesidir.

Pay ve payda T_J'ye bölünerek, aşağıda görüldüğü gibi T_J tek konumlu hale getirilir.

$$PK = \frac{T_B(1-\frac{T_A}{T_J})}{(T_A - T_B)} \tag{3.7}$$

Eş. 3.7' da T_J'nin artırılması, payı büyüteceğinden performans katsayısını artmasına neden olur. ASS sistemlerinde performans artırımındaki başlıca ikinci yaklaşım jeneratörde daha yüksek sıcaklıkta ve ekserjide ısı kullanılmasıdır. Bu sistemlerde enerji verimliliğini arttırmanın başlıca yolu jeneratör ısısı ekserjisinin olabildiğince arttırılmasıdır. Her bir jeneratör ancak belli boyutta ekserjiyi içsel sıkıştırma işi olarak sisteme sunabilir. Bu nedenle çok daha yüksek sıcaklık ve ekserjilerde (sıkıştırma potansiyelli) jeneratör ısısı kullanılması durumunda bu ekserjinin tek jeneratörde işlenebilir hale getirilmesi olanaksızdır. Bu nedenle jeneratör sayısını arttırmak gereklidir. Literatürde jeneratör sayısına ASS'leri tek kademeli (tek jeneratörlü), çift kademeli, üç kademeli vb. biçimde isimlendirilir.

Eş. 3.7'de pay ve payda T_A ile bölünürse aşağıdaki bağıntı elde edilir. Her iki tarafı T_A ile bölersek,

$$PK = \frac{T_B(\frac{T_J}{T_A}-1)}{T_J(1-\frac{T_B}{T_A})} \tag{3.8}$$

Eş. 3.8'da T_A azaltılırsa pay artıp payda azalacağından performans katsayısı etkin biçimde artacaktır. ASS sistemlerinde performans artırımındaki başlıca üçüncü yaklaşım absorber sıcaklığının olabildiğince düşürülerek jeneratör ekserjisinin artırılmasıdır.

ASS'leri enerji-işletme ekonomisi ve sistem yapısı yönünden belli buharlaştırıcı ıcaklığı T_B, absorber sıcaklığı T_A, yoğuşturucu sıcaklığı TY ve jeneratör sıcaklıkları (TJ_1,TJ_2..TJ_n) esas alınarak tasarımlanır ve optimum sistem performans katsayısı belirlenir. Sistem yapısını ve performans katsayısını belirleyen bu sıcaklıkların tüm işletme süresince olabildiğince tasarım değerlerinde tutulması ve sistem işletmesi ve bakım-onarımının bu amaca yönelik gerçekleştirilmesi gerekir. Pratik yönden bunun anlamı, tüm akışkanların sıcaklıklarının olabildiğince varış ünitesi için ön görülen birimin sıcaklığında girmelerinin sağlanmasıdır. Bu işlevler, sistem enerji dengesini sağlayan üniteler arası ısı değiştirgeçleri, kısma, aktarma v.b. ara birimler yardımıyla sağlanır. Sistem davranışındaki olumsuz gelişmeler sistem

rehabilitasyonu ve optimizasyonu çalışmalarıyla giderilebilir. Bu çalışmaların gerçekleşmesinde matematiksel modeller etken bir biçimde kullanılabilmektedir.

Jeneratör sıcaklığının arttırılması demek sisteme daha yüksek ekserjili ısı beslenmesi demektir. Isı kaynağı olarak güneş enerjisi kullanılması durumunda, gerekli ışın yoğunlaştırıcıları uygulamasıyla jeneratöre beslenen güneş enerjisinin ekserjisi istenilen boyutta arttırılabilir. Bu bağlamda güneş takipli parabolik oluk tipi kollektörler tercih edilmektedir.

Bu çalışmada ASS'i iş akışkanı olarak LiBr-H2O çifti kullanılmaktır. Burada H2O soğutucu akışkan LiBr ise soğurucu akışkan işlevi görmektedir. Alçak basınç yüksek basınç geçiş bölgesinde LiBr su buharını yüklenerek (absorpsiyon) fakir eriyik sıvı biçiminde (iki fazlı akış) eriyik pompası üzerinden jeneratöre taşır. Soğutucu akışkan su buharı jeneratörden kızgın buhar olarak ayrılarak yoğuşturucu üzerinden doymuş su biçiminde genleşme vanasına ulaşır. Yüksek basınçtan alçak basınca geçiş bölgesinde ise tek fazlı akış söz konusudur.

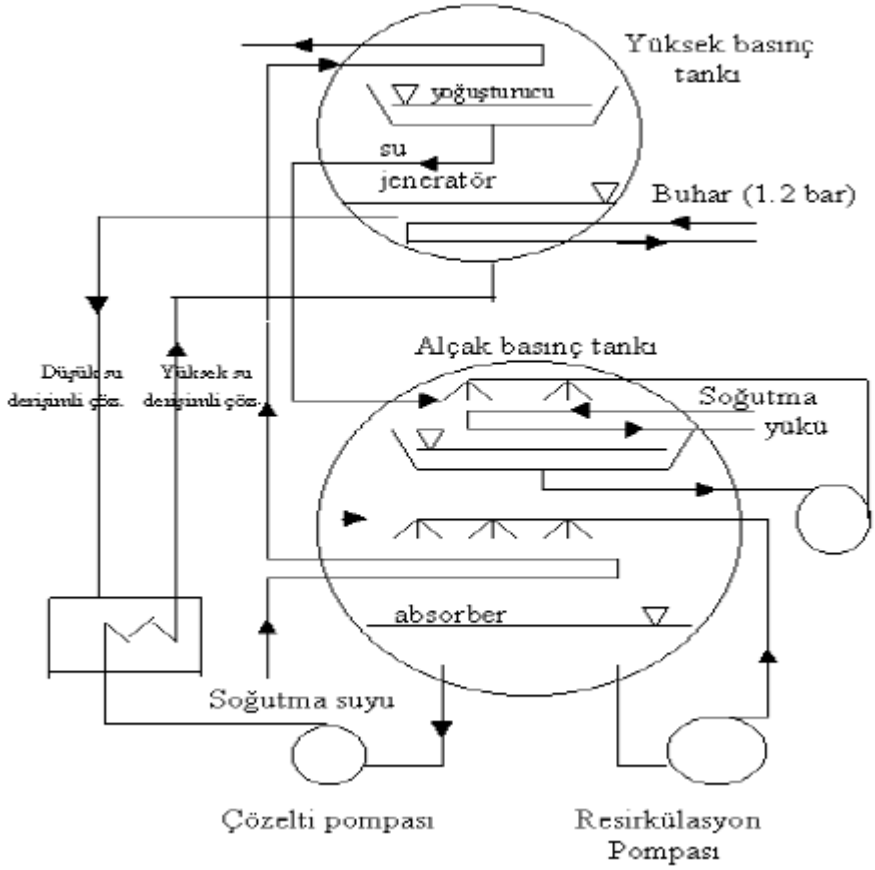
3.1.1 Tek kademeli absorbsiyonlu soğutma sistemleri

Tek kademeli ASS tek jeneratörlü anlamına gelmektedir. Bu sistemlerde düşük ekserjili ısı kullanıldığından bu içsel ayrıştırma ve sıkıştırma işi tek bir jeneratörle gerçekleştirilmektedir. Düşük ekserjili olan bu sistemlerin performans katsayısı da düşüktür. absorbsiyonlu soğutma sistemleri buhar sıkıştırmalı sistemlere genel olarak benzemekle birlikte bu sistemlerde sadece kompresörün yerini jeneratör, absorber ve çözelti pompası almıştır (Bölüm 3.1). Şekil 3.3'de tek kademeli LiBr- H_2O iş akışkanlı endüstriyel bir absorbsiyonlu soğutma sisteminin sistem yapısı gösterilmiştir. Çözelti zenginlik veya fakirlik bağlamında LiBr esas alınmıştır. Absorberden alınan fakir çözelti, çözelti pompasıyla ısı değiştirgeci (ön ısıtıcı) üzerinden jeneratöre gönderilir. Bu çözelti jeneratörde dışarıdan verilen buharla (Şekil 3.3) kısmen buharlaştırılarak zenginleşir. Ayrışan su buharı jeneratör sıcaklığında kızgın buhar olarak jeneratörü terk eder. Buharlaşma sonucu oluşan zengin sıvı çözelti jeneratörden ayrılarak kısma vanası ve ön ısıtıcı üzerinden absorbere girer.

Jeneratörü, jeneratör sıcaklığında terk eden kızgın buhar, yoğuşturucuda yoğuşturucu sıcaklığına tekabül eden yoğuşma basıncında yoğunlaşır. Burada doymuş suya dönüşen soğutucu akışkan (su) genleşme vanasında sabit entalpide genleştirilerek kısmen buharlaşmış biçimde buharlaştırıcıya girer.

Yoğuşturucu sıcaklığına tekabül eden doyma basıncı sistemin yüksek basınç bölümünü,

buharlaştırıcı sıcaklığına tekabül eden buharlaşma basıncı ise sistemin düşük basınçlı bölümünü oluşturur (Şekil 3.3).



Şekil 3.3. Endüstriyel LiBr iş akışkanlı tek kademeli absorbsiyonlu soğutma sisteminin bağlantı şeması

Jeneratör ve yoğuşturucu sistemin yüksek basınç bölümünü, buharlaştırıcı ve absorber ise sistemin alçak basınçlı bölümünü oluşturmaktadır. Çözelti pompası alçak basınç bölümünden yüksek basınç bölümüne geçişi, genleşme valfi ve kısma vanaları ise sistemin yüksek basınçtan alçak basınca uygun biçimde geçmesini sağlayan basınçsal geçiş organlarıdır.

Genleşme valfi üzerinden buharlaştırıcıya püskürtülen yüksek basınçlı doymuş su buharlaştırıcıda buharlaşır. Buharlaşma için gerekli buharlaşma ısısı, buharlaştırıcı içine yerleştirilen ısı değiştirgeci içinden geçen ve soğutulması istenilen sudan alınır ve bu suyun soğutulması sağlanır (soğutma yükü, Şekil 3.3). ASS'lerinde soğutucu akışkan olarak su kullanıldığından, buharlaştırıcı içinde suyun donmasının önlenebilmesi için buharlaştırıcı sıcaklığının olabildiğince 5°C'nin altına düşürülmemelidir.

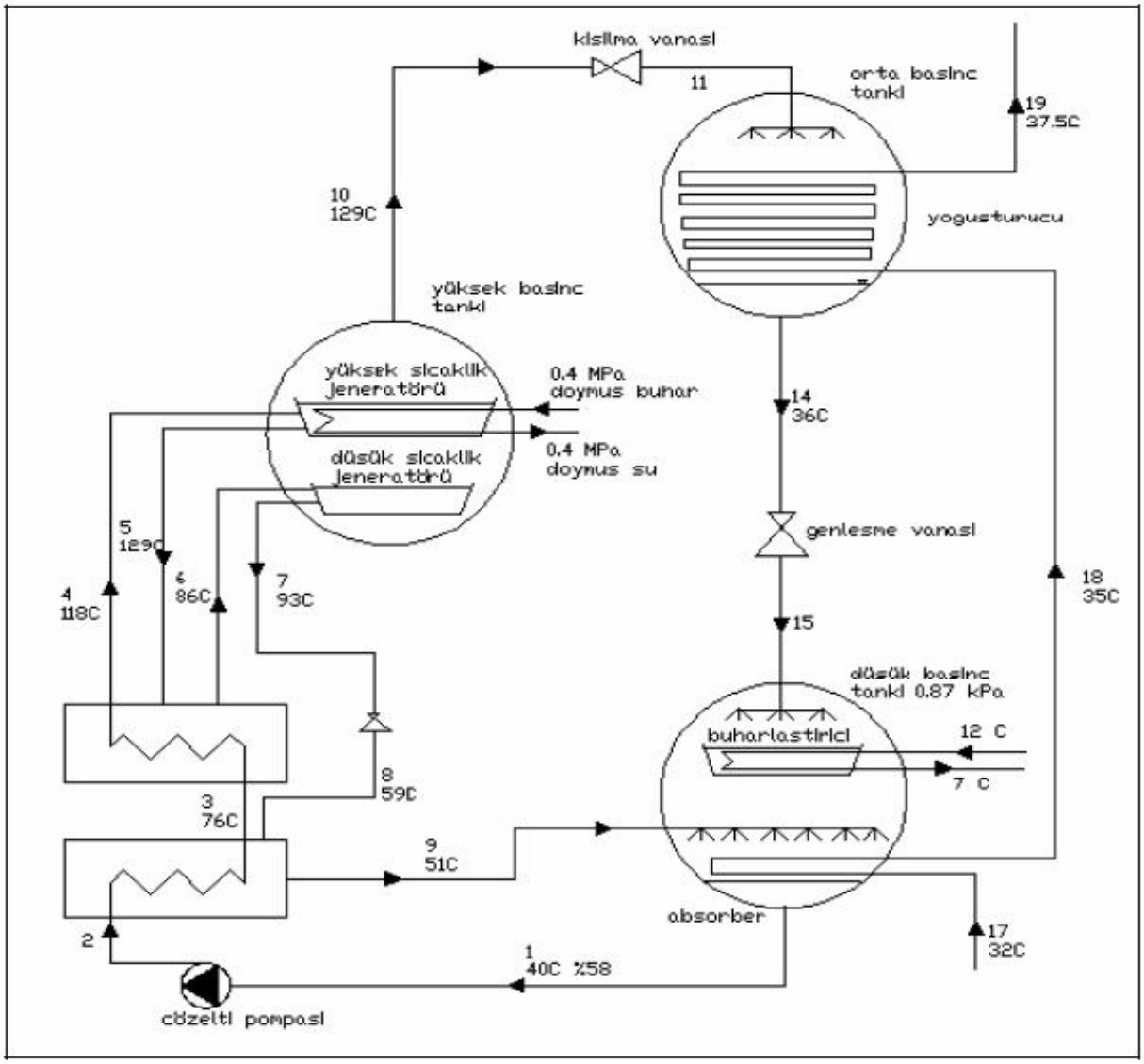
Buharlaştırıcıdan doymuş buhar olarak çıkan soğutucu akışkan (su), absorbere gider ve absorberde yoğuşur. Doymuş buhar doymuş su arasındaki çok büyük özgül hacim azalması absorberde vakum oluşturur. Oluşturulan bu vakum sayesinde soğutucu akışkanın absorbere akması ve absorberde LiBr tarafından emilerek çözelti sıvı oluşumu sağlanır. Bu ise buhar sıkıştırmalı soğutma sistemlerinin aksine alçak basınçtan yüksek basınca geçişte kompresör yerine pompa kullanımını olanaklı kılar.

Jeneratör buharlaştırma ısı yükünü azaltmak ve böylece sistemin verimini arttırmak amacıyla, tek kademeli LiBr-H_2O iş akışkanlı absorbsiyonlu soğutma sisteminde absorber ile jeneratör arasına ısı geri kazanım amaçlı ısı değiştirgeci yerleştirilir.

Sistemdeki suyun buharlaşması ve çevrimin tamamlanabilmesi amacıyla jeneratöre verilmesi gereken yüksek sıcaklıktaki ısı belli sıcaklıktaki sıcak bir akışkanla (kızgın su, buhar, yanma gazı) jeneratörden verilir ve absorber ve yoğuşturucudan çekilmesi gereken ısı ise doğrudan soğutma suyu ile alınır. absorbsiyonlu soğutma çevrimlerinde kullanılan eriyiğin sistem çalışma sıcaklıklarında kararlı olarak (kristalleşme olmadan) çalışması gerekir. Bu nedenle belirlenecek olan jeneratör ve absorber sıcaklıkları, sistemin çalışabileceği, işletme ve enerji yönünden en uygun tasarım değerleri arasında olmalıdır. Şekil 3.4'den de görüleceği gibi soğutucu akışkan suyun, buharlaşarak ısı çektiği buharlaştırıcı ile, su buharının LiBr tarafından emilerek LiBr-H_2O eriyiğine dönüştüğü absorberi içeren tank alçak basınç altında tutulacaktır. Eriyikten suyun buharlaşmasını sağlayan jeneratör ve su buharının yoğuşmasının sağlandığı yoğuşturucuyu içeren tank yüksek basınç tankıdır.

3.1.2 Çift kademeli absorbsiyonlu soğutma sistemi

Çift kademeli ASS'inde, tek kademeliye kıyasla jeneratörde çok daha yüksek ekserjili buhar veya akışkan kullanılır. Bu ekserjinin tek jeneratörde işlenmesi mümkün olmadığından iki jeneratör kullanımı gerekmektedir. Bu nedenle iki jeneratörlü ASS'ne çift kademeli denir. Çift kademeli endüstriyel bir ASS'nin sistem yapısı Şekil 3.4'de verilmiştir.



Şekil 3.4. Endüstriyel LiBr-H_2O iş akışkanlı çift kademeli (jeneratörlü) absorbsiyonlu soğutma sistemi

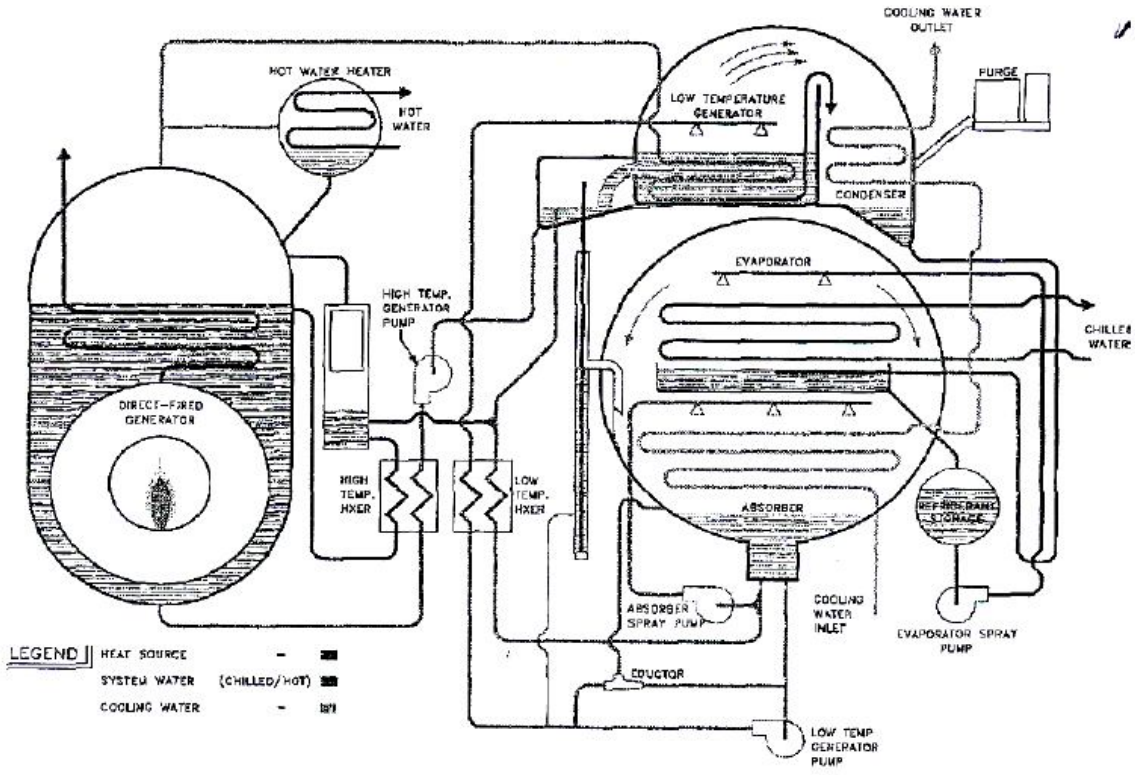
Eğer sistemi oluşturan elemanların ısı kayıpları ihmal edilirse, absorbsiyonlu soğutma sistemine olan ısı girişi atılan ısıya eşit olmak zorundadır.

$$Q_{YSJ} + Q_{BUH} = Q_{ABS} + Q_{KOND} \quad (3.9)$$

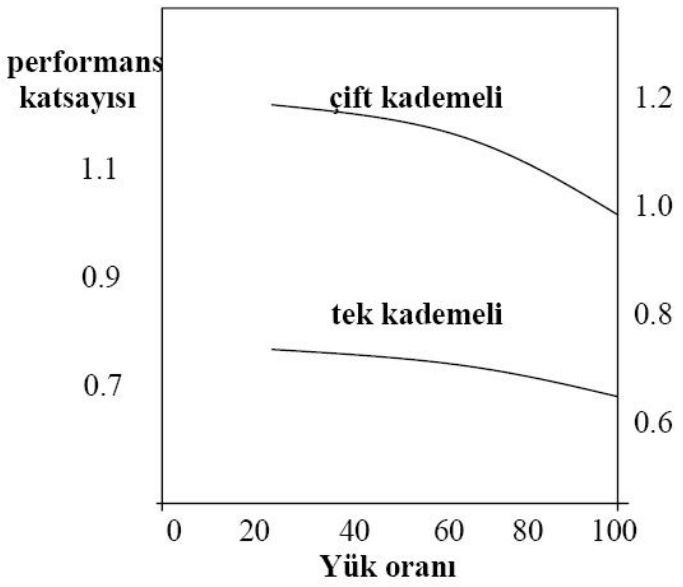
absorbsiyonlu soğutma gruplarında kapasite kontrolü, çözelti pompasının debisi, jeneratör sıcaklığı ve yoğuşturucu sıcaklığının değişimi ile yapılabilir. Sistemde elde edilen soğuk suyun sıcaklığı ve soğutma kulesinden gelen suyun sıcaklığının sabit olması halinde, jeneratörü besleyen buharın sıcaklığındaki azalma sistemin performans katsayısında bir azalmaya neden olur.

Absorbsiyonlu sistemlerde özellikle 120°C ve üzerindeki jeneratör sıcaklıklarında soğutma etki katsayısında bir artış meydana gelir. Bu sıcaklık yenilenebilir enerji kaynakları ile özelliklede parabolik oluk tipi güneş kollektörleriyle veya atık ısıyla sağlanabilir. Böylece sistem daha ekonomik hale gelir ve çevre kirliliği azaltılmış olur. Güneş enerjisiyle desteklenmiş absorbsiyonlu soğutma sistemlerinde düz kollektörler veya parabolik oluk tipte kollektörler kullanılabilir. Düz kollektörlerle elde edilen sıcaklıklar 100- 120°C ile sınırlıdır. Bu sıcaklık aralığında tek kademeli sistemlerin çalışması mümkün olmaktadır. Ancak parabolik oluk tipte kollektörlerle çizgisel odaklanma sayesinde 180-200°C sıcaklıklarına ulaşılabilir. Bu sıcaklık aralığında ise çift kademeli sistemlerin çalıştırılması daha ekonomik sonuç vermektedir. Çift kademeli absorbsiyonlu soğutma sistemlerinde performans sayısı değeri tek kademeli sistemlerin yaklaşık iki katıdır. Bu ise kullanılan teknolojiye göre 1,2 ile 1,8 arasında değişmektedir. Performans sayısının artmasıyla bu sistemlerin kullanılabilirliği, diğer klasik tip soğutma sistemlerine göre olan avantajları ve dezavantajları araştırılmaya başlanmıştır.

Şekil 3.5'te direkt ateşlemeli bir ASS'nin bağlantı şeması verilmiştir. Bu sistemlerde jeneratöre beslenen ısı, fosil yakıtların bir brülör vasıtasıyla yakılmasından elde edilmektedir



Şekil 3.5. Direkt ateşlemeli çift kademeli absorbsiyonlu soğutma sistemi



Şekil 3.6. Tek Kademeli ve çift Kademeli Sistemlerin Performans Sayılarının Karşılaştırılması (Yılmazoğlu, 2006)

Şekil 3.6'da teorik olarak tek kademeli ve çift kademeli sistemlerin performans sayılarının karşılaştırılması yük oranına göre verilmiştir. Yük oranlarına göre yapılan karşılaştırmada pratikteki değerler söz konusu olup daha gerçekçi sonuçlar elde etmemizi sağlar. Yani bir ASS'nin %100 kapasiteyle devamlı çalışmasının mümkün olmadığı gibi gerçekte bu değer normal çalışma esnasında %60'lar civarındadır. Eğer bu civardaki COP'ler karşılaştırılacak olursa yaklaşık 2 kat fark olduğu görülür. Bu ise çift kademeli sistemlerde aynı soğutma ihtiyacının daha düşük kapasiteli cihazlarla ve daha az yüzey alanlı kollektörlerle sağlanmasının mümkün olacağı sonucunu verir.

Bu ortalama yük oranı bulunurken aşağıdaki formül esas alınır.

$$\text{OYO} = \frac{1}{\frac{P_1}{A} + \frac{P_2}{B} + \frac{P_3}{C} + \frac{P_4}{D}} \tag{3.10}$$

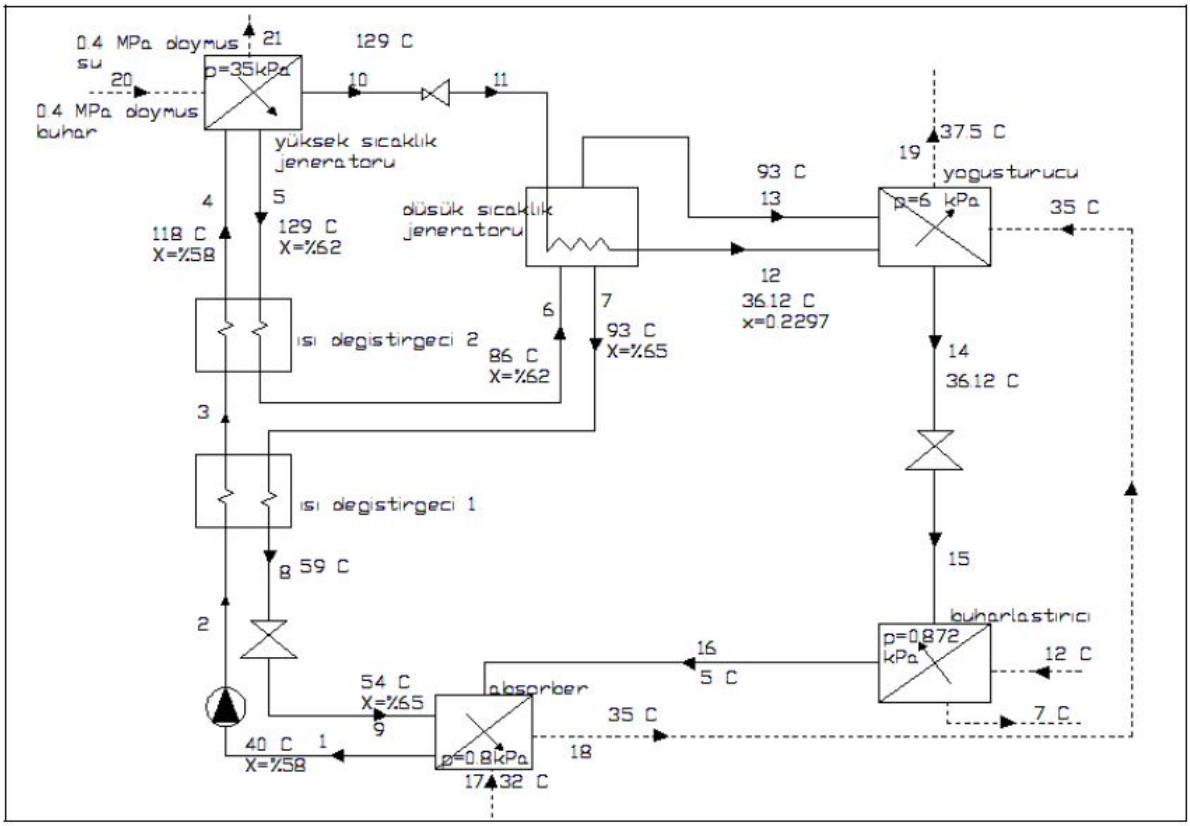
P: Sistemin % (100-75-50-25) yükte çalışma zamanı

A, B, C, D : Sistemin % (100-75-50-25) yükte soğutma yüküdür.

Böylece sistemin ilk yatırım maliyeti, kollektör maliyetinin yarı yarıya azalmasıyla, önemli ölçüde azalmış olacaktır. Parabolik tipte kollektörler, odaklanma neticesinde akışkanı daha yüksek sıcaklıklara çıkartarak sistemin verimini artırmaktadırlar.

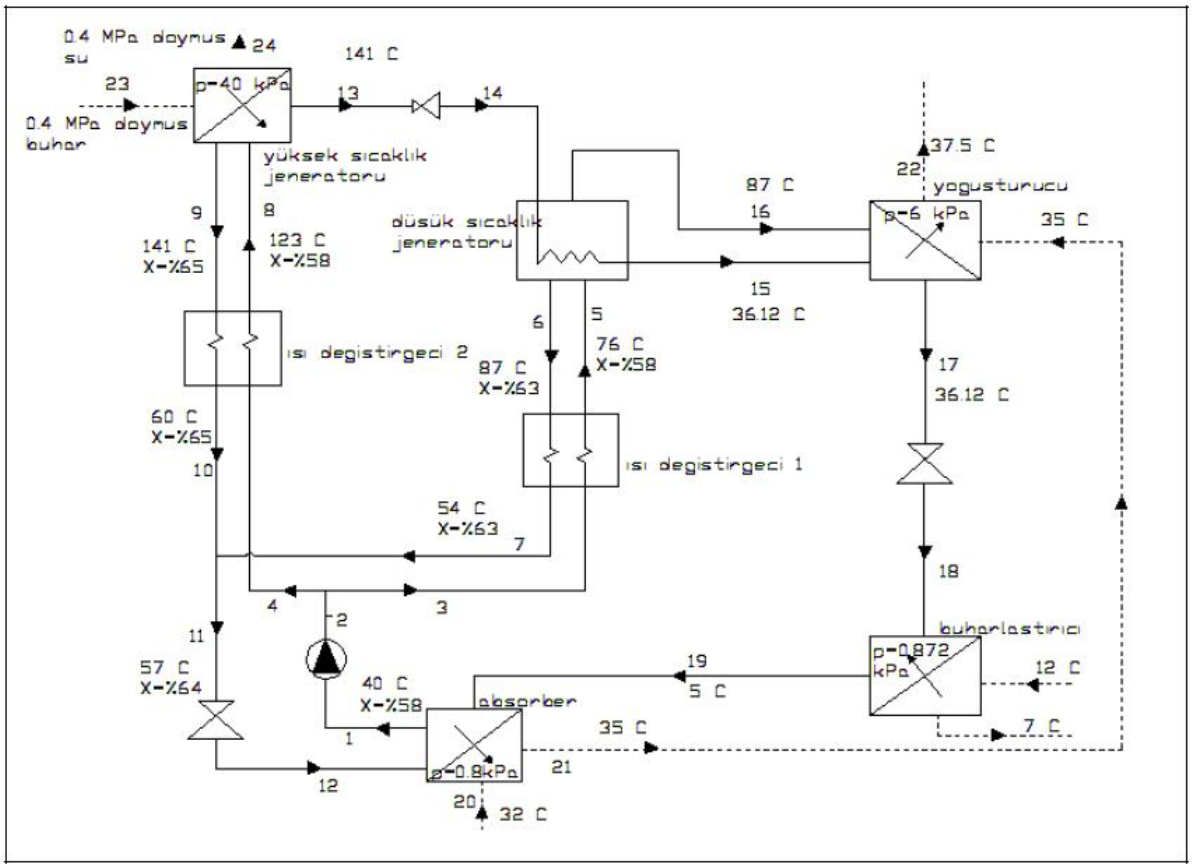
Çift kademeli absorbsiyonlu soğutma sistemleri çözeltinin akış tipine göre üç grup altında sınıflandırılıp incelenebilir. Bunlar;

Seri Akışlı: Absorberden çıkan çözelti sırayla düşük sıcaklık ısı değiştirgecine, yüksek sıcaklık ısı değiştirgecine, yüksek sıcaklık jeneratörüne, yüksek sıcaklık ısı değiştirgecine, düşük sıcaklık jeneratörüne ve buradan da yoğuşturucu tankı üzerinden düşük sıcaklık ısı değiştirgecine girerek absorbere gelir ve çevrimi tamamlar. (Şekil 3.7)



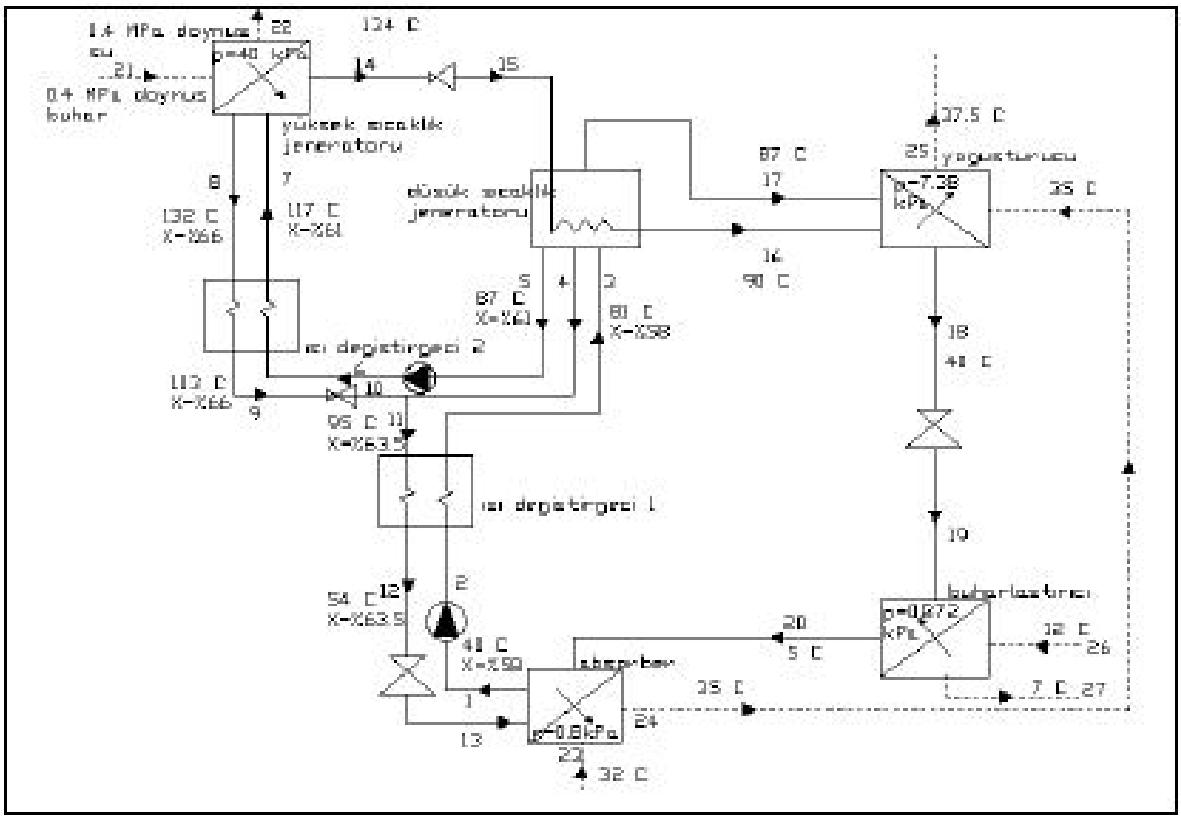
Şekil 3.7. Seri akışlı endirekt ateşlemeli çift kademeli ASS'nin bağlantı şeması

Paralel Akışlı: Absorberden çıkan çözelti yüksek sıcaklık ısı değiştirgeci üzerinden yüksek sıcaklık jeneratörüne, düşük sıcaklık ısı değiştirgeci üzerinden düşük sıcaklık jeneratörüne ayrı ayrı pompalanır. Her iki jeneratörde de konsantre hale gelen çözelti ısı değiştirgeçleri üzerinden tekrar absorbere döner (Şekil 3.8).



Şekil 3.8. Paralel akışlı çift kademeli ASS bağlantı şeması

Ters Paralel Akışlı: Absorben çözelti düşük sıcaklık ısı değiştirgeci üzerinden düşük sıcaklık jeneratörüne girer. Burada çözelti iki akıma ayrılır. Bu akımlardan biri sırayla yüksek sıcaklık ısı değiştirgecine, yüksek sıcaklık jeneratörüne, tekrar yüksek sıcaklık ısı değiştirgecine girer ve düşük sıcaklık jeneratöründen gelen diğer akımla birleşir. Birleşen akım düşük sıcaklık ısı değiştirgecine girer ve buradan da absorbere döner (Şekil 3.9).



Şekil 3.9. Ters Paralel akışlı çift kademeli ASS bağlantı şeması

4. PROJELENDİRME ÇALIŞMASI

Proje Katar'ın başkenti Doha'da (25° 17' 12 Kuzey enlemi, 51° 31' 60 Doğu Boylamı) uygulanmakta olup, projede yer alan beş binadan üç tanesi lüks apartman, iki tanesi ise otel olarak kullanılmak üzere tasarlanmıştır (Şekil 5.1). Toplam 240,000 m^2 üzerinde kuruludur. Vaziyet planı Ek1' de verilmiştir. Doha için en yüksek sıcaklık 42,8 °C Kuru Termometre 21,7 °C Yaş Termometre olarak en düşük sıcaklık ise 24,6°C Kuru Termometre 13,1 °C Yaş Termometre olarak kabul edilmektedir.

Binalar;

Circular Residential Tower, 22 katlı bina yaklaşık 29,000 m^2 apartman ve 15,000 m^2 otopark alanından oluşmaktadır. 125 apartman dairesi bir; iki ve üç odalı dairelerdir. Binada apartmanlar dışında kullanılan genel hacimler bulunmamaktadır.

Twin Residential Tower; 20 katlı iki simetrik binadan oluşan kısımda 78,000 m^2 apartman ve 16,000 m^2 otopark alanı bulunmaktadır. 296 apartman dairesi iki, üç ve dört odalıdır. Binalarda ayrıca ortak kullanım alanı olarak spor salonu, kafeterya ve toplantı salonları bulunmaktadır. İki binanın arasında 1,000 m^2 alana sahip kapalı bir balo salonu yer alır. Binaların ölçüleri 71.5m x 42m (2 adet).

5 Yıldızlı Otel; 14 katli iki simetrik binadan oluşan 320 odalı otel yaklaşık 68,000 m^2 kapalı alan ve 34,000 m^2 otoparktan oluşmaktadır. 1200 kişi kapasiteli bir balo salonu da otele dahildir. ayrıca 5,000m^2 alana sahip bungalovlar otel kısmındadır. Binaların ölçüleri 62m x 20m (2 adet), 46m x 14m (2 adet); bungalovlar - 14m x 16m (10 adet)

Şekil 4.1. Binaların genel görünümü

Uygulanmakta olan projede enerji tüketimi incelenecek olan binalar projenin %58 ine tekabul eden apartman olarak kullanacak kısımlardır. Daha önceki yapılan literatür çalışmalarında uygulama için seçilen binaların soğutma yükleri bu projede kullanılacak binaların soğutma yükünün en fazla %25 i kadardır. Amaç, yüksek soğutma yükü olması durumunda da güneş enerjisi destekli soğutma grubu kullanılabileceğini göstermektir.

Bunun için iklim şartları incelendiğinde soğutma yükünün fazla olduğu göz önüne alınarak soğutma grubunda değişiklik yapılması düşünülmüştür. Yaz mevsiminin uzun sürmesi ve güneş ışınlarının dik olması nedeniyle LiBr-Su akışkan çifti kullanılan, absorbsiyonlu soğutma grubu seçilmesi öngörülmüştür.

Soğutma yükü hesabında belirleyici etkenin güneş radyasyonu olduğu görülmüştür. Öyle ki, dış sıcaklıklar itibariyle soğutma yükünün düşük olabileceği sanılan aylarda dahi, güneş radyasyonu sebebiyle anlık soğutma yükü ihtiyaçları yüksek çıkabilmiştir. Güneşlenme dolayısıyla olan ısı kazançlarına, iletimle olan ısı kazançlarının ve iç ortamda oluşan ısı kazançlarının da eklenmesiyle, soğutma yükü hesaplanmıştır Toplam soğutma kapasitesi Carrier HAP 4.31 programı ile tüm mahaller için saatlik olarak tek tek hesaplanmıştır ve maksimum yüke göre yeni bir soğutma grubu seçilmiştir.

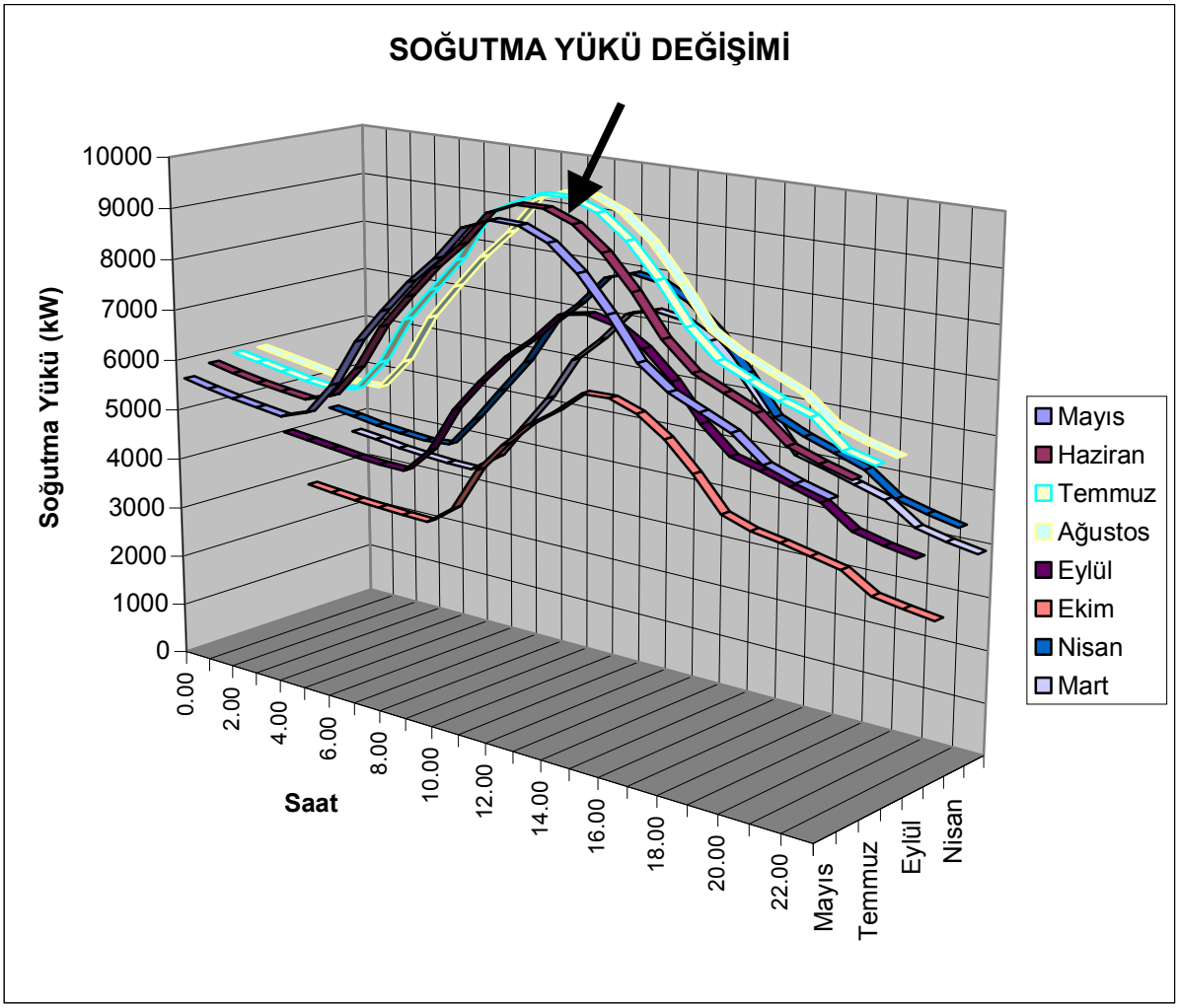
Sonuç olarak, aylık maksimum soğutma yükünün Temmuz ayında olduğu, maksimum soğutma yükünün 9980 kW, dizayn sıcaklığının da 46 °C olduğu belirlenmiştir.Binaların maksimum zamandaki toplam soğutma yükleri Çizelge 4.1'de verilmiştir.

Yapılan ısı kaybı ve soğutma yükü hesabından sonra elde edilen değerler göz önüne alınarak, soğutmanın 1 Mart – 31 Ekim arasında yapılmasının uygun olduğu görülmüştür. Bulunan bu soğutma yüklerinin aylık değerleri birlikte olarak Şekil 4.6'da gösterilmiştir.

Soğutma yükü fan coil ile sağlanacaktır. Fakat gerekli taze hava debisi için seçilen santrallerin ısı geri kazanımlı seçilmesi ile yapılacak tasarruf bir sonraki bölümde hesaplanmıştır. Seçilecek olan egzost fanları ve santrallerin sayısını azaltmanın ve enerji tasarrufunun proje maliyetine etkileri incelenmiştir.

SOĞUTMA YÜKÜ				
	Açıklama	**Katlar**	**Soğutma yükü (kW)**	**Ekipman İsmi**
1	Apartman Soğutma Y.	1-18	4536	FCU
2	Taze Hava Gereksinimi	1-9	1027.2	Santral
3	Taze Hava Gereksinimi	10-18	1152	Santral
4	Koridor Taze Hava G.	10-18	987.2	Santral
5	Balo Salonu Mutfağı	GF	236	Santral
6	Balo Salonu	GF	460.8	Santral
7	Transformer Odaları	B	264	Santral
8	Ana Elektrik Odaları	B	132	Santral
9	Telekom Odası	B	48	Santral
10	BMS Odası	B	8.3	FCU
11	IDF Odası	B	209	FCU
12	Depolar	B	166	Santral
13	Mezzanine Teknik Oda	M	214	Santral
14	GYM	2	207	Santral
15	Kafeterya	2	86	Santral
16	VIP Lounge	GF	70	Santral
17	Tower Lobby/Lounge	GF	55	Santral
18	Tower Lobby/Lounge	GF	61	Santral
19	Toplantı/ Oditoryum	GF	69	Santral

Çizelge 4.1. Soğutma grubunun seçildiği zamandaki mahallerin toplam soğutma yükleri



Şekil 4.2. Toplam soğutma yükünün saatlik değişimi

Şekil 4.3'de şematik resmi mevcut olan sistemin modellenmesi için birkaç kabulün yapılmasına ihtiyaç vardır.

İncelenen sistem analizinde aşağıdaki kabuller yapılmıştır.

- Sürekli akışlı bir sistemdir. Soğutucu akışkan olarak saf su dolaştırılmaktadır.
- Denge halindeki sistemin parametreleri arasında $t_{Generator} > t_{Yoğuşturucu} > t_{Absorber} > t_E$ şartı mevcuttur.
- Generatörden çıkan soğutucu akışkan buharı saf su olup, x=1 kuruluk derecesinde ve generatör sıcaklığında generatörü terk etmektedir.
- Yoğuşturucudan doymuş sıvı şartında çıkan soğutucu akışkan buharı saf su olup, x=0 kuruluk derecesindedir.
- Buharlaştırıcıdan çıkan soğutucu akışkan, doymuş buhar şartında ve buharlaştırıcı sıcaklığındadır.
- Sistem elemanlarından kısılma vanaları adyabatik proseslerdir.
- Çözelti pompasının neden olduğu sıcaklık ve entalpi artışı ihmal edilmiştir.
- Sistemden çevreye olan ısı kayıpları ihmal edilmiştir.

- Absorberden çözelti pompasına giren LiBr bakımından fakir çözelti ve generatörü terk edip, ısı değiştiriciye giren zengin çözelti, doymuş sıvı fazındadır.
- Absorber, generatör, buharlaştırıcı, yoğuşturucu içerisinde ve boru donanımında basınç kaybı meydana gelmemektedir.

Mevcut absorbsiyonlu soğutma cihazlarının, güneş enerjisi destekli soğutma sisteminde kullanılması için düşünülen sistemin katalog verileri aşağıdadır.

Marka: Trane

Kapasite: 4991 kW

Adet: 1

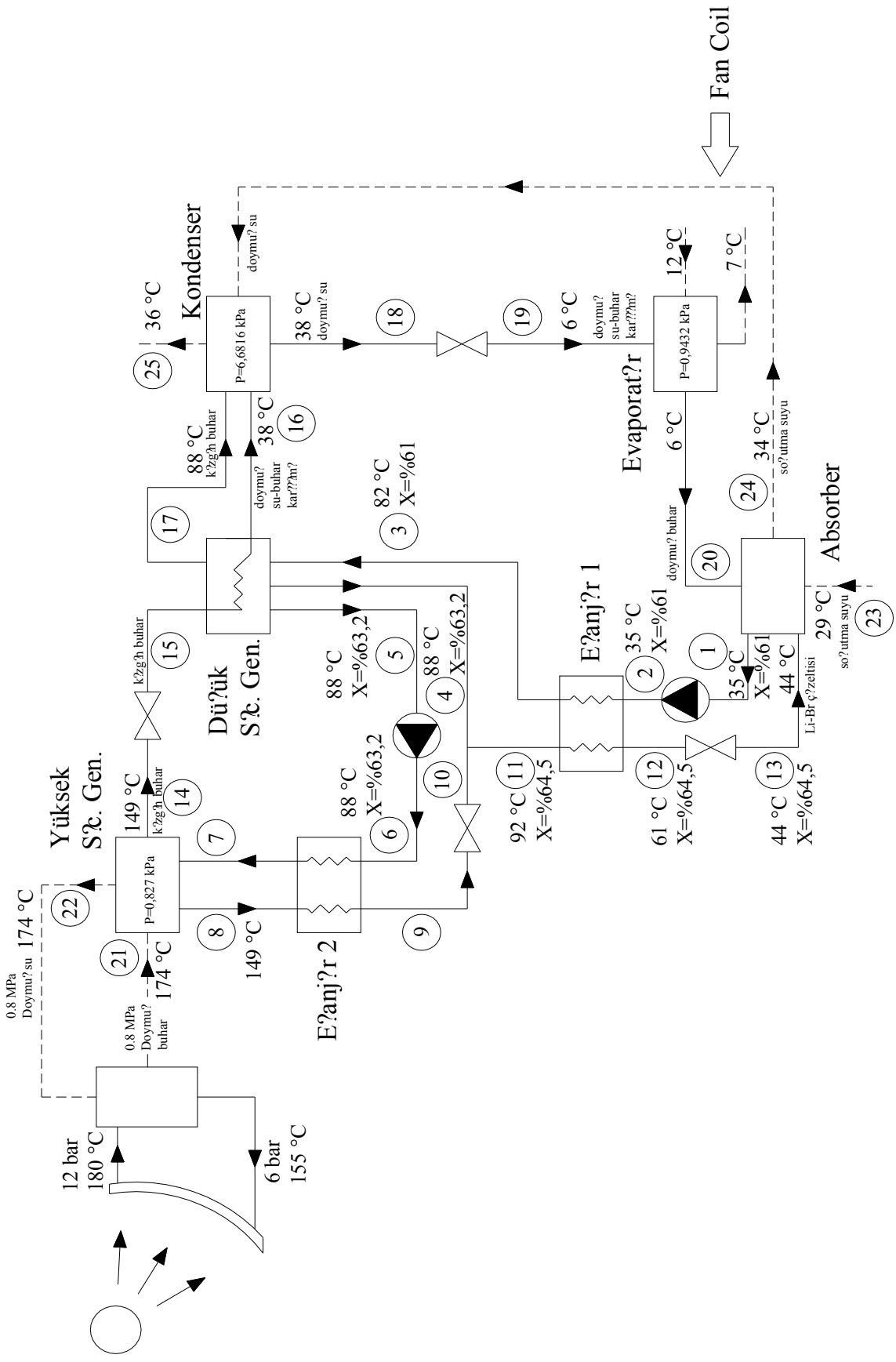
COP: 1.19

Buhar Debisi: 1,27 kg/kW-h

Soğutma Suyu Debisi: 770 m^3/h

Buhar basıncı: 0,827 Mpa

Soğuk su giriş / çıkış sıcaklığı: 29,44 /36,8 ºC



Şekil 4.3. Yeni durumda kullanılan absorbsiyonlu çevrimin şematik gösterimi

NOKTA	P(kPa)	T (C)	X(%)	Hal	h(KJ/kg)	m (kg/sn)
1	0,63	35	61	ç	106,061	39.085494
2	-------	35	61	ç	106,061	39.085494
3	6,6816	82	61	ç	198,48	39.085494
4	6,6816	88	63,2	ç	218,74	18.862461
5	6,6816	88	63,2	ç	218,74	18.862461
6	-------	88	63,2	ç	218,74	18.862461
7			63,2	ç		18.862461
8		149	65,85	ç	342,424	18.102114
9	-------		65,85	ç	252,273	18.102114
10	6,6816	98,6	65,85	ç	252,273	18.102114
11	6,6816	92	64,5	ç	234,848	36.964575
12	6,6816	61	64,5	ç	196,969	36.964575
13	0,63	44	64,5	ç	196,969	36.964575
14		149	-	kb		0.7603473
15	6,6816		-	kb		0.7603473
16	6,6816	38	-	dsbk	1161,12	0.7603473
17	6,6816	88	-	kb	2667,5	1.360571
18	6,6816	38	-	ds	159,214	2.1209183
19	0,9432	6	-	dsbk	159,214	2.1209183
20	0,9433	6	-	db	2512,44	2.1209183
21	827	174	-	db	2772,62	117.01684
22	827	174	-	ds	2736,78	117.01684
23	-------	29	-	ss	121,61	405.07819
24	-------	34	-	ss	142,502	405.07819
25	-------	36	-	ss	150,858	405.07819
26	-------	12	-	chwr	50,39	215.14461
27	-------	7	-	chws	29,39	215.14461

Çizelge 4.2. ASS'nin termodinamik değerleri

Buharlaştırıcı enerji ve kütle dengesi

$Q_B = m_{chw}\, C_{pchw}\, \Delta T_{chw} = m_{20}h_{20} - m_{19}h_{19} = m_{20}\,(h_{20} - h_{19})$ (4.1)

$Q_B = 4991kW$

$C_{chw} = 4{,}195$ kJ/kgK

$m_{su} = 215{,}1446$ kg/s = olarak bulunur.

$h_{20} = 2512{,}44$ kJ/kg (6ºC'deki doymuş buhar) (Bkz. Çizelge 4.1)

$h_{19} = 159{,}214$ kJ/kg (38ºC'deki doymuş su buhar karışımı), (h18 = h19)

$m_{19} = m_{18} = m_{20} = Q_B / (h_{20} - h_{19}) = 2{,}121$ kg/sn olarak bulunur.

Absorber enerji ve kütle dengesi

Enerji dengesi;

$Q_A = m_1h_1 - m_{13}h_{13} - m_{20}h_{20} = m_{ss}\, C_p\, \Delta T$ (4.2)

Soğutma suyu sistem giriş (soğutma kulesi çıkış) sıcaklığı : 29 ºC

Soğutma suyu sistem çıkış (soğutma kulesi giriş) sıcaklığı : 34 ºC

Kütle dengesi;

$m_1X_1 = m_{13}X_{13}$ (4.3)

$m_1 = m_{13} + m_{20}$

Eşitlik 4.3'de m1 , Eşitlik 4.2'de yerine yazılırsa,

$(m_{13} + m_{20})\, X_1 = m_{13}X_{13}$ (4.4)

$m_{20}\, X_1 = m13\, (X_{13} - X_1)$ (4.5)

$m_{13} / m_{20} = X_1 / (X_{13} - X_1)$

Buharlaştırıcının analizinden elde edilen m_{20} ve f , Eşitlik 4.3'de yerine yazılırsa,

$m_{13} = f\, m_{20}$ (3.85) (4.6)

$m_{13} = m_{11} = m_{12} = 39{,}965$ kg/s olarak bulunur.

m_{13} ve m_{20} bilindiğine göre, Eş.4.2'de yerine yazılarak m_1, m_2 ve m_3 hesaplanır.

$m_1 = 39{,}085$ kg/sn $= m_2 = m_3$

Bulunan m değerleri ve h değerleri Eş.4.2'de yerine yazılırsa;

$Q_A = -8464{,}109$ kW olarak bulunur.

Bu, absorberden 8464,109 kW'lık ısının çekilmesi gerektiğini gösterir. Bu ısıyı çekecek soğutma suyu debisi ise Eş. 4.7 kullanılarak hesaplanır.

$$m_{ss} = \frac{Q_A}{C_p.\Delta T} \tag{4.7}$$

$m_{ss} = 405,078$ kg/sn

Yoğuşturucu enerji ve kütle dengesi

Eş. 4.7'den hesaplanan soğutma suyu debisi, yoğuşturucudan da ısı çekecektir. Bu nedenle Eş.4.8'de mss=405,078 kg/sn, Cp = 4,179 kJ/kg K ve ΔT=2 K olarak alınırsa,

$$Q_Y = m_{18}h_{18} - (m_{16}h_{16} + m_{17}h_{17}) = m_{ss}\, C_p\, \Delta T \tag{4.8}$$

$Q_Y = 3385{,}644$ kW

Yüksek Sıcaklık Jeneratörü kütle ve enerji dengesi

$$Q_{DSJ} = m_4\, h_4 + m_5\, h_5 + m_{17}\, h_{17} - m_3\, h_3 \tag{4.9}$$

$$m_3X_3 = 2m_4\, X_4 = 2m_5\, X_5 \tag{4.10}$$

$$m_4 = \frac{m_3.X_3}{X_4} \text{ ve } m_5 = \frac{m_3.X_3}{X_5} \tag{4.11}$$

Çizelge 4.1'den derişim değerleri ve m3 değeri Eş. 4.11'de yerine yazılırsa, m4 ve m5 , m3 cinsinden bulunabilir.

$m_4 = 18{,}862$ kg/s

$$m_3 = m4 + m5 + m17 \tag{4.12}$$

$m_4 = 1{,}361$ kg/s

Yoğuşturucu kütle dengesi tekrar yazılarak;

$m_{16} = m_{18} - m_{17}$

m_{16} = 0,760 kg/sn olarak bulunur.

Eş. 4.12'den hesaplanan debiler ve Çizelge 4.1'den alınan entalpiler yerine yazılırsa,

Q_{DSJ} = 4123,584 kW olarak bulunur.

Yüksek Sıcaklık Jeneratörü kütle ve enerji dengesi

$COP = Q_{buh} / Q_{YSJ}$ (4.13)

$Q_{YSJ} = 4991 / 1,19 = 4194,118$ kW

$m_8X_8=m_7X_7$

X_8= 65,85

$Q_{YSJ} = (m_8h_8 + m_{14}h_{14}) - m_7h_7 = m_{21} (h_{21} - h_{22})$ (4.14)

$m_5 = m_7$ ve $m_{16} = m_{14}$

$m_7 = m_8 + m_{14}$ (4.15)

m_8 = 18,102 kg/sn

m_{21} = 117,017 kg/s olarak gerekli buhar debisi bulunur.

5. GÜNEŞ KOLLEKTÖRLERİ

Kollektörler şu şekilde sınıflandırılabilir.

1- Düz tip güneş kollektörleri

2- Yoğunlaştırıcı tip güneş kollektörleri

Düz tip güneş kollektörleri, imalatı ve uygulaması kolay, maliyeti yoğunlaştırıcı tipe oranla daha az olmasına rağmen elde edilen su sıcaklığının 100°C' yi aşamaması nedeniyle genellikle düşük sıcaklık uygulamalarında kullanılır. Düz tip kolektörler sistem yapılarında çeşitli düzenlemelerle (dış tarafa taşınımla olan ısı kaybının azaltılmasıyla, yüzey emiciliğinin arttırılmasıyla, akışkana ısı transferinin arttırılmasıyla) günümüzde daha verimli hale getirilmiş fakat bu durumda ise sistemin toplam maliyeti artmıştır.

Akışkan sıcaklığının 100°C civarında olması gerekiyorsa vakumlu tipte kolektörler de kullanılır. Akışkan sıcaklığı 100°C'yi geçmemesine rağmen düz kolektörlerin de kullanım alanına göre birçok avantajı mevcuttur. En önemlisi ise yayılı (difüz) ışınımdan faydalanmaları ve imalatlarının çok daha basit ve ucuz olmasıdır. Düz kollektörlerde en önemli etkenlerden birisi de saydam örtüdür. Saydam örtü güneşten gelen kısa dalga boylu (0,3-3μm) ışınları geçirip, emici yüzeyden yansıyan uzun dalga boylu (3-50μm) ışınları geçirmemelidir. Bu ise camın içindeki demir-oksit miktarına bağlıdır. Demir-oksit miktarı arttıkça geçirme oranı azalır. Emici yüzeyde ise yutma oranı yüksek, yayma oranının ise az olması gerekir.

Yoğunlaştırıcı tip güneş kollektörleri ise daha çok orta ve yüksek sıcaklık uygulamalarında kullanılmaktadır. Bu kollektörlerde elde edilen akışkan sıcaklıkları yüksek olup verimleri daha yüksektir. Bu kollektörlerin imalatı ve maliyeti yüksektir. Bu kollektörler kendi aralarında ışınımı tek noktaya toplayan ve ışınımı bir doğru üzerine toplayan kollektörler olarak ayırabiliriz. Orta sıcaklık uygulamalarında daha çok ışınımı bir doğru üzerine toplayan kollektörler tercih edilirken, yüksek sıcaklık uygulamalarında ise (güneş fırını) ışınımı tek bir noktaya toplayan kollektör tipi tercih edilir.

Yoğunlaştırıcı tip güneş kollektörlerinde güneş ışınımının düştüğü net alana açıklık, bu ışınımın yansıtıldığı yüzeye ise alıcı yüzey denilir. Açıklık alanına düşen güneş ışınımıyla, doğruya yoğunlaştırmada 120-300°C akışkan sıcaklığı elde edilirken, noktaya yoğunlaştırmada 1100-1400°C sıcaklıkları elde edilebilir. Yoğunlaştırıcı sistemlerde maliyeti arttırıcı en önemli unsurlardan birisi de güneşi takip mekanizmasıdır. Takip işlemi çok büyük

hassasiyet gerektirmekte olup küçük sapmalar bile büyük kayıplara neden olabilir. Şekil 5.1'de POGK'nin işletme sırasında güneş tepedeyken çekilmiş hali görülmektedir.

Şekil 5.1. POGK'ların genel görünümü

Sistemde kullanılmak üzere parabolik kolektör seçilmiştir. Soğutma sezonu boyunca güneş kolektörlerinden sağlanan faydalı enerji ve buna bağlı olarak çalıştırılan sistemin termodinamik analizi gerçekleştirilmiştir. Güneşin ve dünyanın bir takım hareketleri sonucu yıl boyunca farklı noktalardan doğup, farklı noktalardan battığı bilindiğinden, bunun sistem üzerindeki etkisi hesaba katılmıştır. Hesap için Solitem firması tarafından imalatı yapılmış olan bir parabolik oluk tip güneş kollektörü için tasarım değerleri belirtilmiştir.

Toplam kollektör uzunluğu : 5000 mm

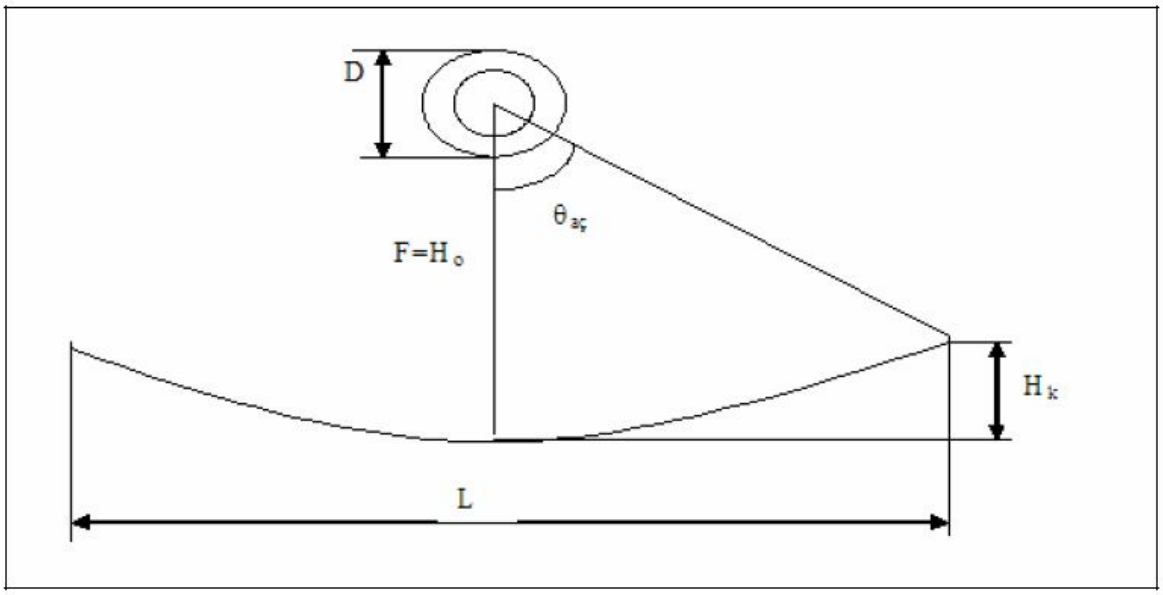
Toplam açıklık (L) : 1800 mm

Toplam yükseklik (Hk) :260 mm

Odak çizgisi uzaklığı (Ho) :780 mm

Emici boru dış çapı (D) :38,1 mm

Açıklık açısı (θaç) :60°



Şekil 5.2.Parabolik oluk tip güneş kollektörünün temel geometrik ölçüleri

Yukarıdaki veriler ışığında geometrik yoğunlaştırma oranını hesaplarsak;

$A_{aç} = 1,8 \text{ x } 5 = 9 \text{ m}^2$

$A_{eç} = \pi \text{ x } 0,0381 \text{ x } 5 = 0,5984734 \text{ m}^2$

$YOg = A_{aç} / A_{eç} = 9 / 0,5984734 = 15,04$ olarak bulunur.

Sistemin yapısının hafifletilmesi için taşıyıcı elemanlar alüminyumdan imal edilmiş olup binaların çatılarına da uygulanabilecek duruma getirilmiştir. Yansıtıcı yüzey ise % 88 yansıtma oranına sahip 0,5 mm kalınlığındaki alüminyum sac levhadan yapılmıştır. Parabolik yansıtıcı yüzeyin yüzey fonksiyonu

$y = x^2 / 4F$ olarak verilmiştir. (5.1)

Burada F = 780 mm olduğuna göre yüzey fonksiyonu;

$y = x^2 / 3120$ (5.2)

olacaktır.

Yüzey bu denklem esas alınarak imal edilmiştir. Emici yüzeyde ise CrNi çelik boru seçilmiş ve üzeri elektro-daldırma yöntemiyle, özel işlenmiş krom seçici yüzeyle kaplanmıştır. Boru dış çapı 38,1 mm, boru et kalınlığı 1,25 mm ve yutuculuğu % 95'in üzerinde olup 100°C'

deki yayıcılığı % 18' in altındadır.

Borudan ortama konveksiyonla olabilecek ısı kayıplarını azaltmak amacıyla emici yüzeyin üzerine geçirilen cam borunun çapı 65 mm, et kalınlığı 2,2 mm ve geçirgenliği % 92 olan düşük demir içerikli borosilikat boru kullanılmıştır.

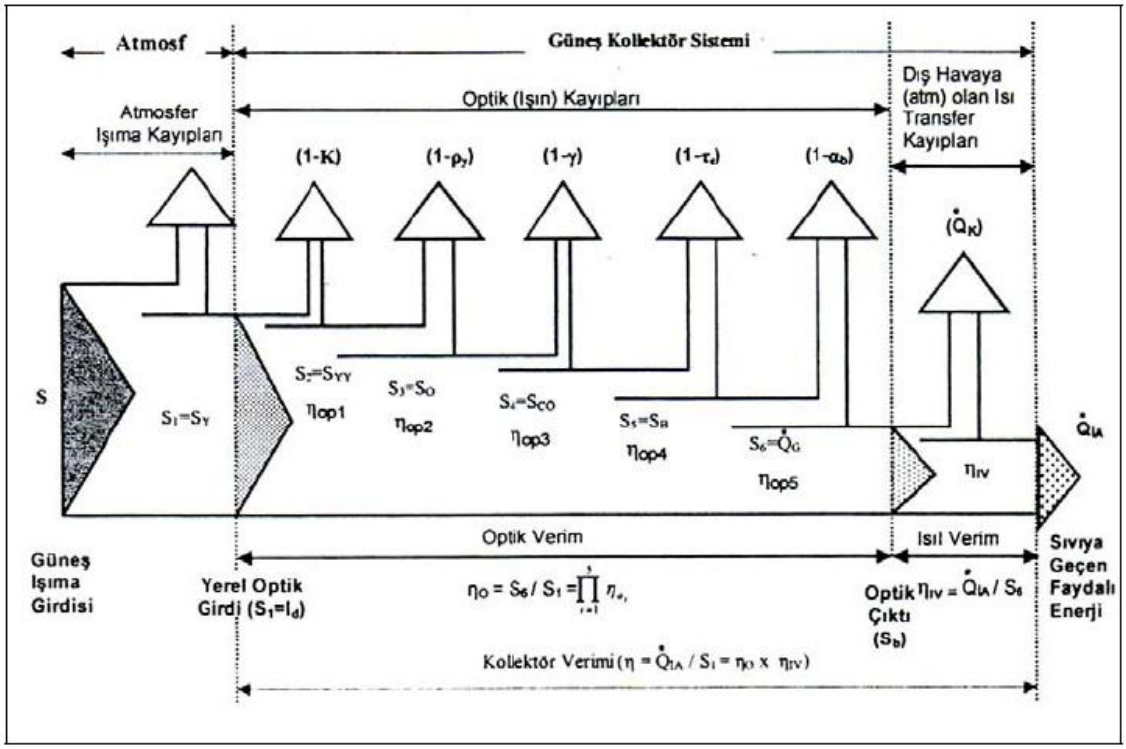
Yoğunlaştırıcı tip güneş kolektörleriyle ilgili optik analizi yapabilmek amacıyla ışın-ısı enerji akış şeması Şekil 5.2'de verilmiştir. Burada optik verimi hesaplayabilmek için temel denklemler yazılırsa;

$$Q_{iA} = Q_G - Q_K \tag{5.3}$$

denklemi iş akışkanına aktarılan net ısı enerjisidir. Q_G, güneş ışınlarından emilerek ısıya dönüşen enerji ve Q_K ise kayıp enerjiyi ifade etmektedir. Q_G şu şekilde açılırsa,

$$Q_G = S_1 \text{ x } \eta_{op} \tag{5.4}$$

elde edilir. Buradan da görüldüğü gibi optik verim güneş ışınlarının emilmesinde rol oynamaktadır.



Şekil 5.3.Parabolik oluk tip güneş kollektörü ışın-ısı akış şeması

Şekilden de görüleceği gibi sistemin optik verimi K, ρy, γ, τc, αb gibi etkenlere bağlıdır. Bu

etkenlerden;

K: Gelme Açısı Düzeltme Faktörü; olup güneş takip mekanizmasının verimini tanımlar. Doğu- batı yönünde tek eksenli bir takip için K=0,95, tüm yönlerden takip durumunda ise K=1 alınabilir. Ancak sistemin ilk kurulduğu zamanki K değeriyle daha sonraki değerler arasında fark oluşacağı muhakkaktır. Bu nedenle sistemin periyodik olarak kontrol edilmesi gerekmektedir.

ρy: Yansıtıcı Yüzey Işın Yansıtma Verimi; olup direkt olarak yüzey yansıtma değerini göstermektedir. (özel cilalı ince alüminyum tabaka (alanod) =0,88)

γ : Kesişim Faktörü; olup yüzey kirliliği gibi etkenlerin verimini ifade eder. Tozsuz ortamlar için bu değer 0,95 alınabilir.

τc : Cam Boru Işın Geçirgenliği; olup ışın geçirgenlik optik verimini verir.

αb : Emici Boru Işın Yutuculuk Değeri; olup emici borunun malzemesine bağlı olarak ışın yutma optik verimini verir.

Optik verim ise tüm bu etkenlerin birleşimiyle ortaya çıkmaktadır.

$$op\ \eta = K.\ \rho y.\ \gamma.\ \tau c.\ \alpha b \quad (4.9) \qquad (5.5)$$

olarak formüle edilir. Optik verim hesaplama programında K=0,95, ρy=0,88 (yansıtıcı yüzey özelliği), γ=0,95, τc=0,92 (cam boru özelliği), αb=0,94 (emici boru özelliği) olarak alınmış ve bu değerlerin oluştuğu bir andaki *op* η =0,687 olarak hesaplanmıştır. Çarpanlardan da görüldüğü üzere optik verim dinamik bir büyüklüktür ve birçok özelliğe bağlıdır. Bu nedenle malzeme yüzeylerinin deforme edilmeden bakım işlemleri gerçekleştirilmelidir. Aksi takdirde sistemimizin optik veriminde büyük miktarlarda azalmalar olacaktır ve bu da iş akışkanına aktarılan ısıyı etkileyecek ve sistemin toplam verimi çok düşecektir.

5.1 Yoğunlaştırıcı tip güneş kollektörleri ısıl analizleri

POGK'lerinin ısıl analizi yapılırken, kollektör verim faktörü aşağıdaki gibi tanımlanır.

Kollektör verim faktörü F;

$$F=U_o / U_L \qquad (5.6)$$

olarak belirtilmiştir. Burada U_o kollektör etkin ısıl kayıp katsayısını, U_L ise toplam ısı kayıp katsayısını göstermektedir.

Isıl verimi etkileyen faktörler,

η= f (Id, Ta, Lk, Tg, Tç, tb, tc, kb, εb, αb, τc, εc, Wk, Dcd, Dbd, Vrr, γ, K, ρy, m) 'dir.

İş akışkanına aktarılan net ısı $Q_{İA}$ ile sembolize edilmişti.

$$Q_{İA}= m_{ss} \text{ x } C \text{ x } \Delta T \quad (5.7)$$

Kollektör üzerine düşen ısı miktarı ise Q_G ile gösterilirse,

$$Q_G= \eta op \text{ x } I_d \text{ x } A_{gaç} \quad (5.8)$$

olarak yazılır. Burada I_d direkt ışınımı, $A_{gaç}$ ise gölgelenmeyen açıklık alanını göstermektedir.

$$A_{gaç} = L_K \text{ x } (W_K - D_{cd}) \quad (5.9)$$

olarak belirtilir. L_K kollektörün boyu, W_K kollektörün eni ve D_{cd} ise cam boru dış çapını belirtmektedir. Q_K ise,

$$Q_K= U_L \text{ x } A_{bd} \text{ x } (T_{bd}-T_A) \quad (5.10)$$

olarak yazılabilir. Bu denklemde A_{bd} emici boru dış yüzey alanını, T_{bd} emici boru dış yüzey sıcaklığını, T_A ise ortam sıcaklığını ifade etmektedir. Bu denklemde ısı transferiyle ilgili en önemli parametre U_L olup aşağıdaki gibi bulunur.

$$U_L = [(\frac{1}{h_{k,b-c} + h_{r,b-c}}) + (\frac{A_{bd}}{A_c}).(\frac{1}{h_{r,c-a} + h_{k,c-a}})](-1) \quad (5.11)$$

$h_{k,b-c}$: Seçici yüzeyli emici boru yüzeyi ile cam boru arasındaki taşınım ısı transfer

katsayısıdır.

$$h_{k,b-c} = \frac{2k_e}{(D_{bd}.\ln(D_c / D_{bd}))} \quad (5.12)$$

formülüyle hesaplanır. Burada k_e etkin iletim katsayısı olup Gr ve Pr sayılarına bağlı olarak değeri bulunur.

$$Gr \text{ x } Pr < 10^3 \text{ ise } k_e = k_a \quad (5.13)$$

$$Gr \text{ x } Pr > 10^3 \text{ ise } k_e = 0{,}11 \text{ x } k_a \text{ x } (Gr \text{ x } Pr)^{0,29} \quad (5.14)$$

alınabilir. k_a ve Pr iki boru arasındaki ortalama hava sıcaklığı için tablolardan bulunur. Gr için ise aşağıdaki formül kullanılır.

$$Gr = \frac{g.\beta.(T_{bd} - T_c)\gamma^3}{\nu^2} \tag{5.15}$$

Bu denklemde g, yerçekimi ivmesi, β hacimsel genleşme katsayısı, ν havanın ortalama sıcaklıktaki kinematik viskozitesini ve γ ise cam boru ile emici yüzey arasındaki mesafeyi göstermektedir.

$h_{r,b-c}$: Seçici yüzeyli emici boru yüzeyi ile cam boru arasındaki ışınım katsayısı

$$h_{r,b-c} = \frac{\sigma.(T_c^2 + T_{bd}^2)(T_c + T_{bd})}{(1/\varepsilon_b)+(D_{bd}/D_c)(\frac{1}{\varepsilon_c}-1)} \tag{5.16}$$

$h_{k,c-a}$: Cam örtü ile dış hava arasındaki rüzgara bağlı zorlanmış taşınım ısı transferi katsayısı

$$h_{k,c-a} = \frac{k_a}{D_{cd}}.Nu \tag{5.17}$$

olarak hesaplanır. Nu sayısının hesaplanmasında Re sayısına ihtiyaç vardır. Re sayısının değerine göre Nu sayısı hesaplanır.

$$Re = \frac{V_r.D_{cd}}{\nu_a} \tag{5.18}$$

olarak bulunur. Bu denklemde V_r rüzgarın hızı [m/s], υa [m^2/s] ise havanın ortalama sıcaklıktaki (cam sıcaklığı ve çevre sıcaklığının aritmetik ortalaması) kinematik viskozitesidir. Bu değerlerin yerine yazılmasıyla elde edilecek Re sayısını

$0,1 < Re < 1000$ ise; $Nu = 0,4+0,54\ Re^{0,52}$

$1000 < Re < 50000$ ise; $Nu = 0,3\ Re^{0,6}$

yukarıda belirtilen aralıkların hangisine denk geliyorsa o Nu sayısı formülü kullanılarak Nu sayısı değeri bulunur. Bulunan bu değer, daha sonra $h_{k,c-a}$'da yerine yazılarak bir $h_{k,c-a}$ değeri elde edilir.

$h_{r,c-a}$: Cam örtü ile dış hava arasındaki ışınım eşdeğer taşınım katsayısı olup cam örtü üzerindeki ortalama hava sıcaklığı için çıkartılmıştır.

$$h_{r,c-a} = 4.\sigma.\varepsilon_c\overline{T}^3 \tag{5.19}$$

olarak bulunur. $\overline{T}$ ortalama sıcaklık olup,

$$\overline{T}= \frac{T_a + T_c}{2} \tag{5.20}$$

olarak hesaplanır. Burada σ, Stefan-Boltzman sabiti (5,669x10-8 [W/m^2K^4]) ve ε_c, cam örtünün ısıl yayıcılığıdır.

Eğer emici boru yüzeyindeki sıcaklık dağılımı da dikkate alınacak olursa U_L yerine toplam ısı transferi katsayısı olarak kullanabileceğimiz U_o tanımlanmalıdır.

$$U_o = [\frac{1}{U_L} + \frac{D_{bd}}{h_f D_{bt}} + \frac{D_{bd} \ln(D_{bd} - D_{bt})}{2k_b}]^{(-1)} \tag{5.21}$$

olarak verilmiştir. Burada h_f boru iç yüzeyindeki iş akışkanı ısı taşınım katsayısı ve k_b seçici yüzeyli emici borunun ısı iletim katsayısıdır. h_f'nin hesaplanmasında akışın laminer veya türbülanslı olması durumunda önemli rol oynar. Eğer boru içindeki akışta Re<2300 ise laminer, Re>2300 ise türbülanslı akış kabul edilir. Düz yüzeyli borularda türbülanslı akış için önerilen ampirik ifadeden,

$$Nu = 0,023\ (Re)^{0,8}(Pr)^{0,4} \tag{5.22}$$

Nu sayısı hesaplanarak h_f değeri bulunur.

Birim kollektör uzunluğunda iş akışkanına aktarılan ısı,

$$Q_{İA} = \frac{A_{gaç} I_d \eta_{op}}{L_K} - \frac{A_{bd} U_L}{L_K} + (T_{bd} - T_a) \tag{5.23}$$

ile hesaplanır. Ancak bu formülde T_{bd}'nin bilinmesi çok zordur. Bu nedenle T_{bd} yerine iş akışkanı giriş sıcaklığı yazılarak daha kolay hale getirilir. Ancak T_g değerinin kullanılabilmesi için kollektör verim faktörü F' , ısı kazanç faktörü F_R veya akış faktörü F_F'in bilinmesi gerekmektedir.

Kollektör verim faktörü F'

$$F' = \frac{U_0}{U_L} \tag{5.24}$$

olarak tanımlanır. Kollektör ısı kazanç faktörü F_R ise,

$$F_R = \frac{mC_s}{A_{bd}U_L}\left(1 - \exp\left(-\frac{A_{bd}U_L F'}{mC_s}\right)\right) \tag{5.25}$$

olarak tanımlanır. Kollektör akış faktörü F_F ile diğer terimler arasındaki bağıntı ise şu şekilde verilebilir.

$$F_F = F_F / F' \tag{5.26}$$

Bu tanımlardan sonra iş akışkanına aktarılan faydalı enerji;

$$Q_{İA} = F_R A_{gaç}.\left(q_G - \frac{A_{bd}}{A_{gaç}} U_L \left(T_g - T_a \right) \right) \tag{5.27}$$

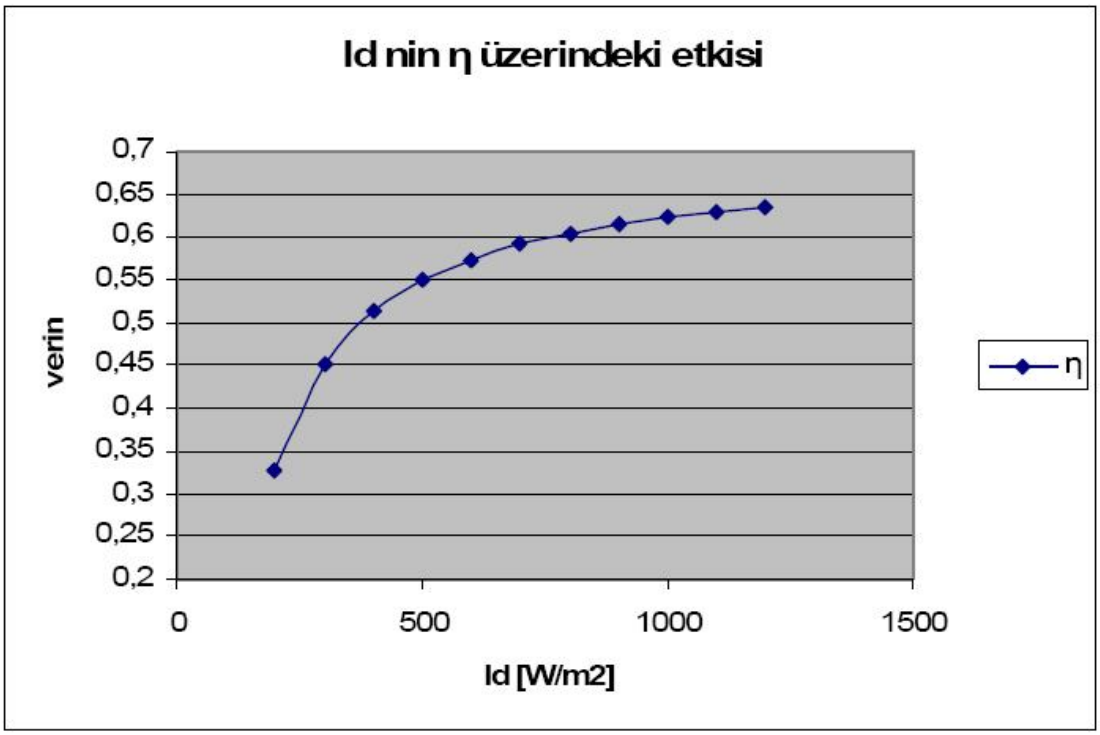
olarak bulunur.

Burada $q_G = I_d \times \eta_{op}$ ve T_g ise akışkanın kollektöre giriş sıcaklığıdır.

Daha sonra kollektör için verim ifadesini tanımlarsak;

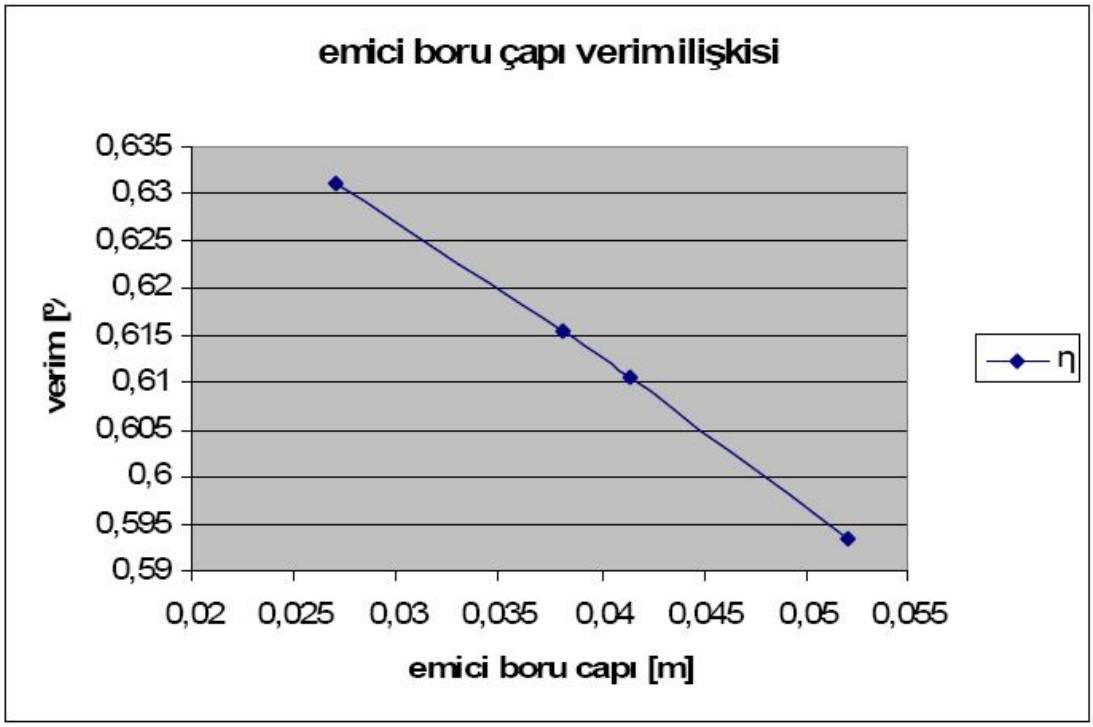
$$\eta = \frac{Q_{İA}}{A_{aç}\, I_d} \tag{5.28}$$

şeklinde bir eşitlik elde ederiz. Aşağıdaki grafiklerde verimin bazı değişkenlere göre nasıl değişiklik gösterdiği incelenmiştir.

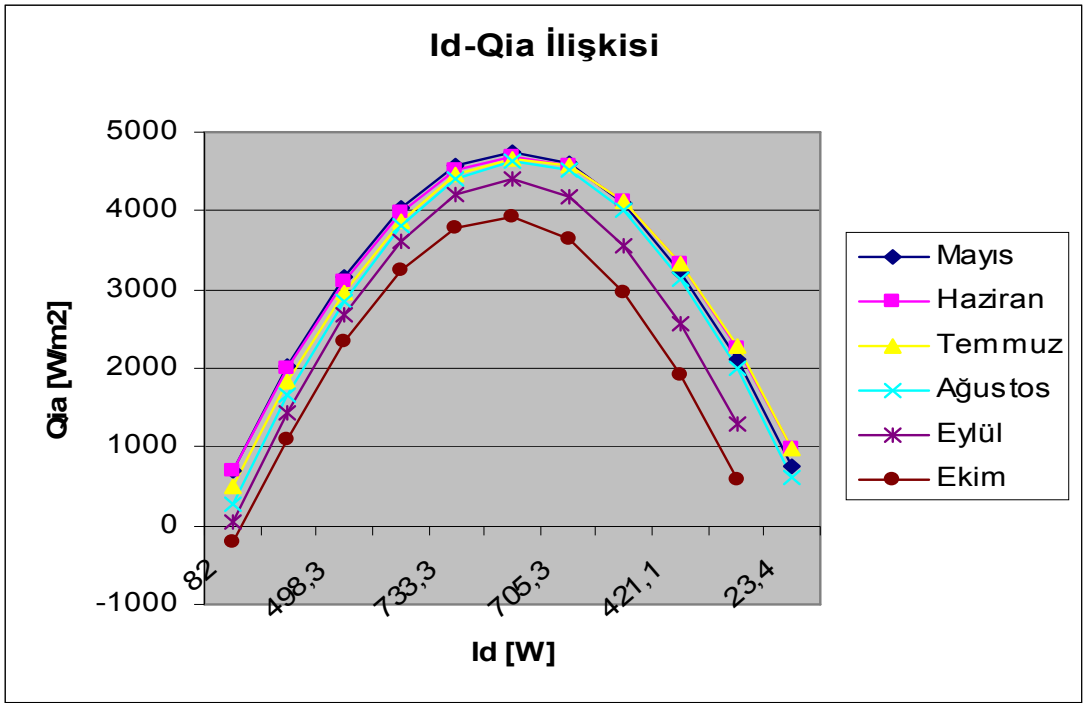


Şekil 5.4. Direkt ışınım verim ilişkisi (Yılmazoğlu, 2006)

Şekil 5.5. Çevre sıcaklığı verim ilişkisi (Yılmazoğlu, 2006)



Şekil 5.6. Emici boru çapı verim ilişkisi (Yılmazoğlu, 2006)



Şekil 5.7. Direkt ışınım ve iş akışkanına aktarılan enerji arasındaki ilişki

5.2 Absorbsiyonlu Soğutma Sistemi ve Parabolik Oluk Tip Güneş Kollektörlerinin Beraber Uygulanması

ASS ve POGK sistemlerini beraberce kullanarak, ısıtma soğutma işlemi yapılıp, ısıtma-soğutma işlemlerine gerek duyulmadığı zamanlarda ise işletmenin sıcak su ihtiyacının karşılanması hedeflenmiştir. Bu sistemde dört ana grup vardır. Bunlar; kollektör devresi (kızgın su), buhar devresi, soğutma grubu devresi ve taze su ısıtma devresidir. Kollektör devresinde suyun giriş ve çıkış sıcaklıkları arasındaki fark 25°C olacak şekilde hesaplanacaktır. Kollektör boyu 5 metre ve eni 1,8 metredir. Bu devrede maksimum çalışma basıncı 12 bar'dır. Kollektörler güneşi doğu-batı ekseninde takip edecek şekilde otomasyonu yapılacak, kollektörlerin rüzgar, ani yağmurlar gibi dış etkenlere maruz kalmamaları için 270° dönebilecek şekilde dizaynı yapılacaktır. Kollektör devresine 6 bar 155°C' de giren su, doğrusal odaklanmış POGK'lerden geçirilerek basınç ve sıcaklığı sırayla, 12 bar ve 180°C' ye çıkarılacaktır.

Buhar üretecinde üretilen buhar absorbsiyonlu soğutma devresini ve diğer işlevlerini yerine getirecek şekilde dizayn edilecektir. absorbsiyonlu gruba girecek olan buhar 174°C'de ve 0,827 MPa basınçta olacaktır. ASS sisteminde kullanılan buhar, kondens halinde 174°C' de tekrar buhar üretecine dönecektir.

Kollektör devresinin güneşi izlemesi en önemli parametrelerden birisidir. Bu izleme ve kontrol sistemi bu tip yoğunlaştırıcı kollektör tesislerinde büyük önem taşımaktadır. Sistemdeki en ufak kaçıklık faydalanılan enerjinin çok büyük ölçüde azalması sonucunu doğurur. Yukarıda bahsedilen emniyet tedbirlerinden bir tanesi de bu kaçıklıktan faydalanarak sağlanır. Eğer sistemde basınç aniden arzu edilmeyen değerlere çıkarsa otomasyon ile kollektörlerin takip mekanizması 1º kaydırılarak odaklanma bozulur ve sistemdeki sıcaklık ve basınç artışının önüne geçilir.

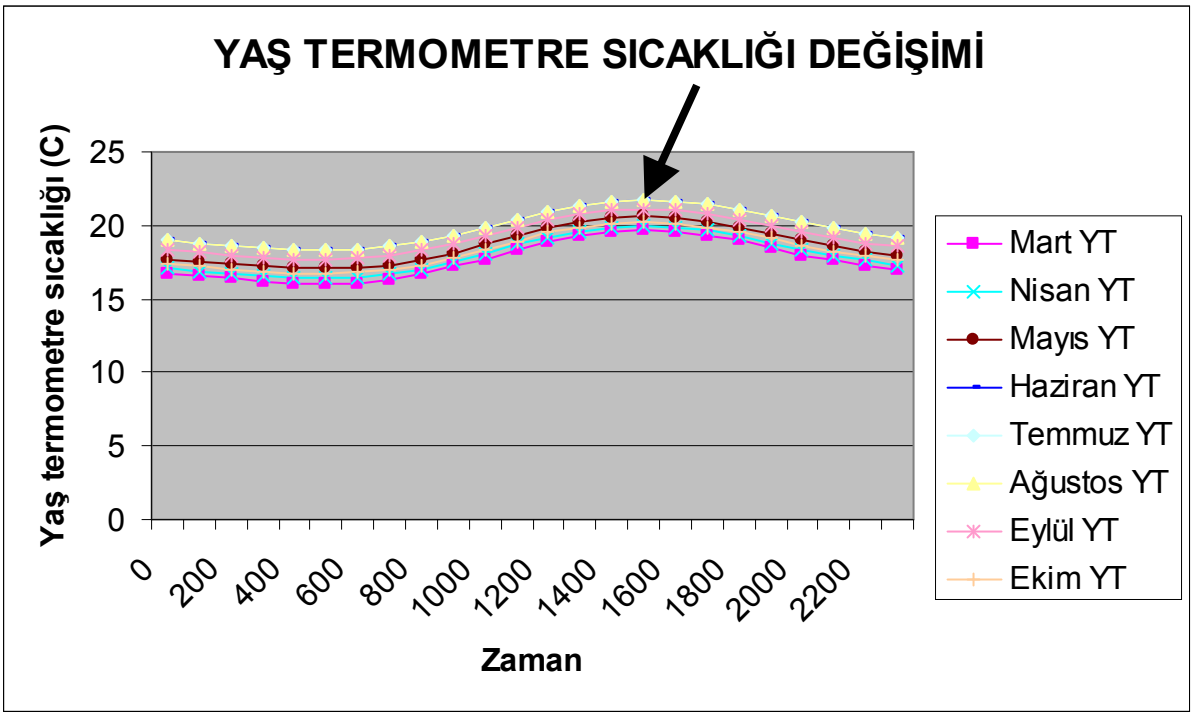
Kollektör sisteminde, kollektörlerin hareketi çelik halat ve kasnak sistemiyle sağlanacaktır. Bu hareketin kontrolü güneşin doğu-batı yönünde, tek eksende yaptığı hareketine göre geliştirilen bir yazılım ve bu yazılımı kontrol eden fotosellerle sağlanır.

Burada üretilen buhar aynı zamanda işletmenin sıcak su ihtiyacını karşılayacaktır. Bunun içinse ısı değiştirgeçlerinden faydalanılacaktır. Buhar enerjisini ısı değiştirgecinde bırakarak sıcak su sağlanacaktır.

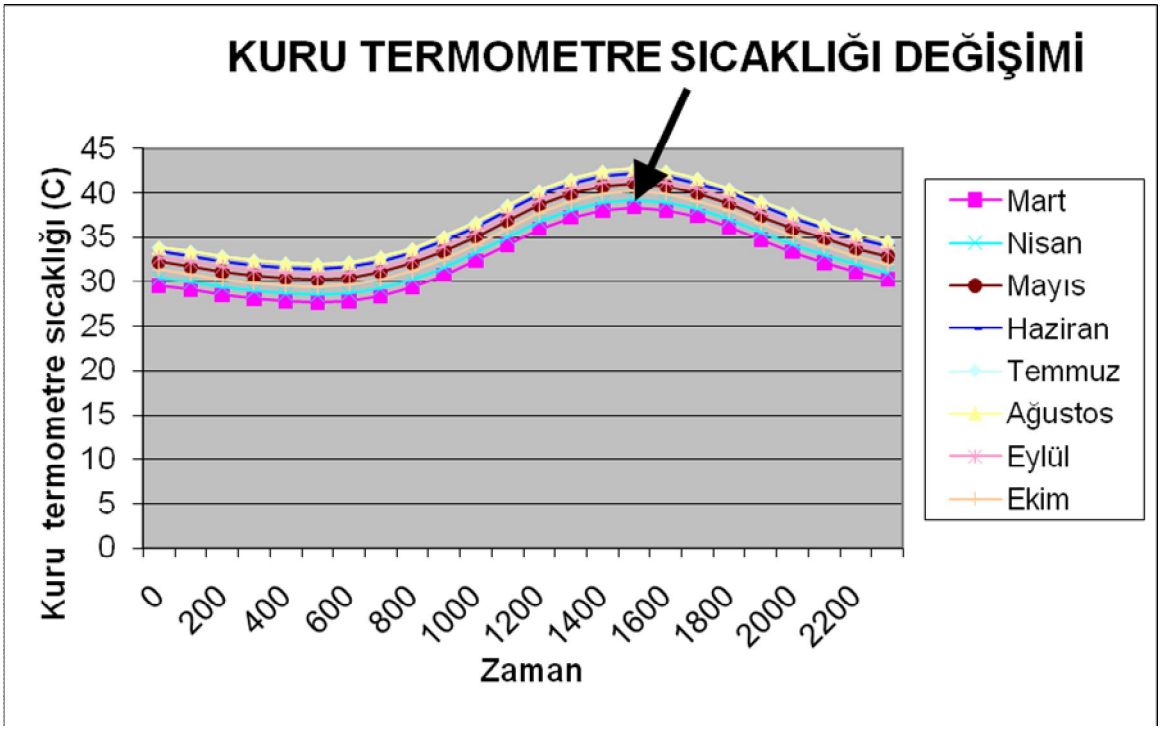
5.3 Soğutma Kulesi Seçimi

Sistemde absorber ve yoğuşturucuya gönderilecek olan soğutma suyu soğutma kulesi ile tedarik edilmektedir. Yaş termometre sıcaklığı için saatlik verilerle çizilen grafik Şekil 5.6'da görülmektedir. Sistemin ihtiyacı olan 29 °C sıcaklığındaki soğutma suyu soğutma kulesi ile sağlanmaktadır. 405,078 kg/s su debisi ve 36°C soğutma kulesi giriş ve 29°C çıkış sıcaklığına göre seçim yapılmıştır.

Sistemde her iki durumda da soğutma kulesi kullanıldığından maliyete herhangi bir etkisi bulunmamaktadır.



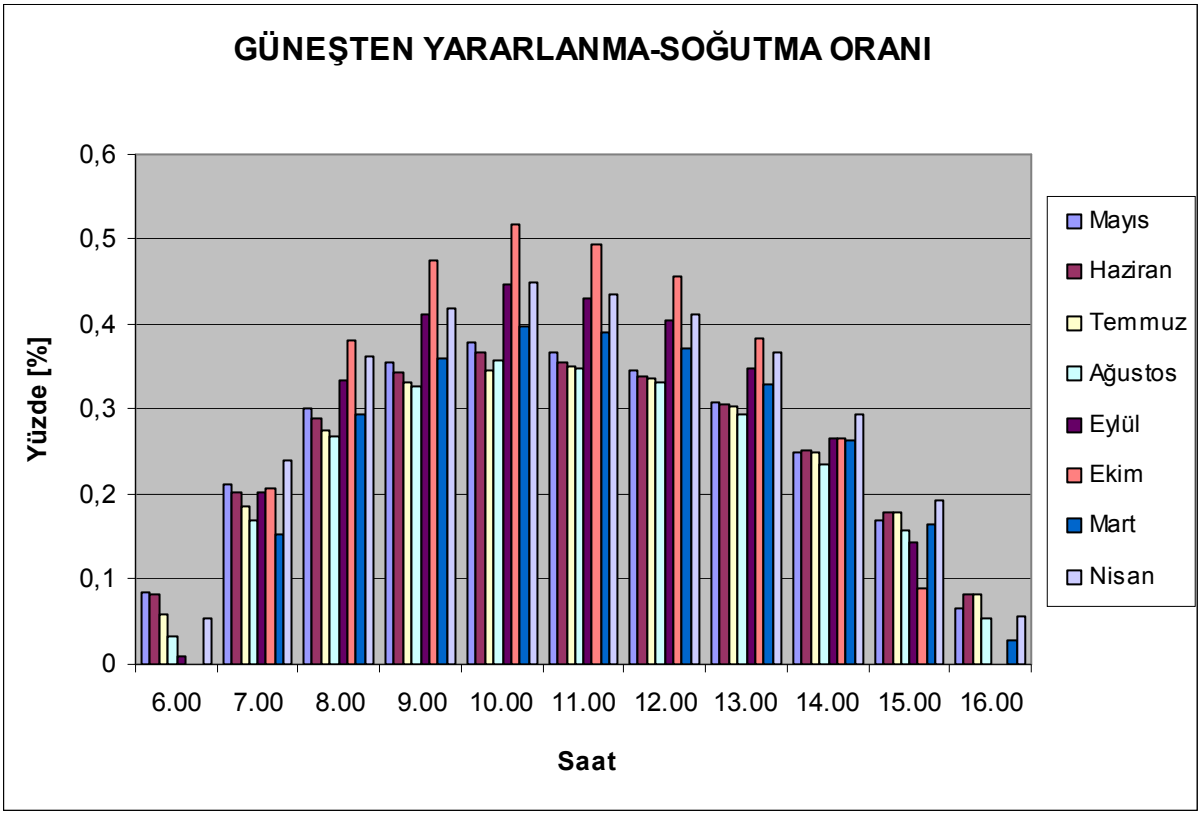
Şekil 5.8. Soğutma sezonu boyunca havanın yaş termometre sıcaklığı değişimi



Şekil 5.9. Soğutma sezonu boyunca havanın kuru termometre sıcaklığı değişimi

5.4 Sistemin Enerji Dengesi

İlk durumda toplam soğutma yükünün tamamı 2 adet soğutma cihazı ile karşılanırken, yeni durum için 1 adet soğutma cihazının absorbsiyonlu olarak kullanılması öngörülmektedir. Kullanılması düşünülen Q_{YSJ} = 4194 kW çift etkili absorbsiyonlu soğutma cihazının ısı gereksiniminin 615 kollektörle karşılanabilir. Kollektör sayısı kullanılabilir alana göre belirlenmiştir. Kullanılabilir alan binaların çatısı olarak kabul edilmiştir. Bu durumda güneş enerjisi ile karşılanabilen kısım ile toplam soğutma yükünün değişimi Şekil 5.8'de görülmektedir.



Şekil 5.10. Güneş enerjisi ile soğutma yükünün karşılanabilme oranı

Grafik incelendiğinde, güneşlenme oranının yüksek olduğu ve aynı zamanda soğutma yükünün yaz aylarına göre daha az olduğu Ekim ayı absorbsiyonlu soğutma cihazından en fazla verim aldığımız aydır.

6. ISI GERİ KAZANIM

Isı geri kazanım yapabilmenin "olmazsa olmaz" tek kuralı atık enerji bulunmasıdır. Havalandırma uygulamalarında atık enerji daha çok egzost havası ile dışarı atılır. Atılan havanın yerine de taze hava alınması kaçınılmazdır. Taze hava ve egzost havası bulunan havalandırma uygulamalarının tamamında ısı geri kazanım uygulanabilir.

Bugün özellikle gelişmiş ve zengin ileri teknoloji ülkelerinde konutlarda, dev yüksek yapılarda ve fabrikalarda, enerjinin kullanıldığı bütün alanlarda kullanılmak üzere geliştirilmiş ve geliştirilmekte olan ısı geri kazanım sistemleri kullanılmaktadır. Sanılanın aksine bu sistemlerin kullanımı ilk yatırım maliyetlerini arttırmamakta, azaltmaktadır.

Konfor uygulamalarında ısı geri kazanım iki yolla gerçekleştirilmektedir.

Duyulur ısı eşanjörleri :

Bu tip eşanjörler egzost havasının çiğ noktası sıcaklığı altında bir değere kadar soğutulması durumunda yoğuşma meydana geleceğinden bu tür durumlar haricinde, hava akımları arasında sadece duyulur ısı transferi için kullanılır.

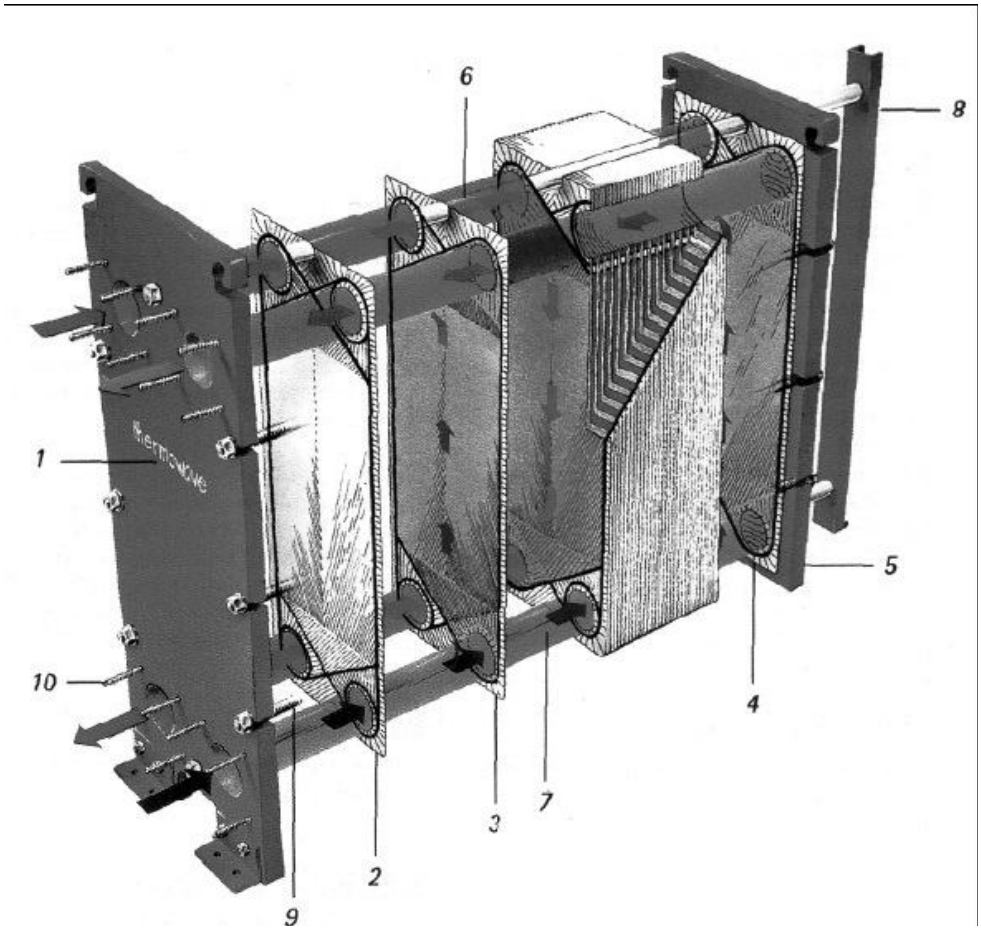
Toplam ısı eşanjörleri:

Hava akımları arasında hem duyulur hem de gizli ısıyı transfer eder.

6.1 Klima Santrallerinde Kullanılan Havadan Havaya Isı geri Kazanım Ekipmanları

6.1.1 Plakalı Eşanjörler

Plakalı ısı eşanjörlerinde esas ısı geçişinin olduğu yüzeyler genelde ince metal levhalardan yapılır. Bu metal yüzeyler düz veya dalgalı biçimde olabilirler. Genellikle gövde-borulu tip ısı eşanjörlerine göre daha yüksek toplam ısı transfer katsayısına sahiptirler. Sekil 6.1'de plakalı bir ısı eşanjörünün yapısı görülmektedir (Reppich, 1999).



Şekil 6.1. Plakalı ısı eşanjörünün yapısı.

1. Sabit baskı plakası – Ön gövde

2. Başlangıç plakası

3. Plaka

4. Son plaka

5. Hareketli baskı plakası – Arka gövde

6. Üst tasıma kolonu

7. Alt tasıma kolonu

8. Destek kolonu

9. Burulmaya karsı gergin vida koruması

10. Bağlantı

Plakalı ısı eşanjörleri; contalı plakalı, spiral plakalı ve lamelli olmak üzere üç grupta incelenebilirler (Genceli, 1999).

a) Contalı plakalı ısı eşanjörleri; Contalı plakalı ısı eşanjörleri ince metal plakaların bir çerçeve içerisine sıkıştırılarak paket haline getirilmesi suretiyle yapılırlar. Her bir metal plakanın dört tarafında akışkanların geçebilmesi için delikler vardır. Plakalar birleştirilip paket yapılırken uygun contalar kullanılarak akışkanların birbirine karışması ve dışarıya sızıntı yapması önlenir. Plakalar arasındaki boşluklardan sıcak ve soğuk akışkanlar birbirine karışmadan akarlar. Rijitlik sağlamak, plakalar arasındaki mesafeyi sabitleştirmek ve ısı transferini iyileştirmek için plakalar dalgalı şekilde yapılırlar.

b) Spiral plakalı ısı eşanjörleri; Isı transfer yüzeylerinin plakalardan oluştuğu, silindirik borulardan oluşmadığı plakalı tip ısı eşanjörleridir. Spiral plakalı ısı eşanjörleri 150-1800 mm genişliğindeki uzun ince iki metal plakanın her biri bir akışkan için olmak üzere iki spiral, paralel kenar oluşturacak şekilde spiral seklinde sarılması ile elde edilir. İki plaka arasına konulan sapmalar ile düzgün bir aralık sağlanabilir. Plakaların iki tarafı contalı kapaklar ile kapatılır. Çeşitli akış konfigürasyonları mümkündür ve akış konfigürasyonlarına göre değişik tip spiral ısı eşanjörü imal edilebilmektedir.

c) Lamelli ısı eşanjörleri; Bir gövde içine yerleştirilmiş borulardan (lameller) yapılmış bir demetin yerleştirilmesi ile elde edilir. Lameller genellikle nokta veya elektrikli dikiş kaynağı ile birbirine tutturulur. Akışkanlardan birisi lamelli boruların içinden akarken diğer akışkan lamellerin arasından akar. Gövde içinde şaşırtma levhaları yoktur. akış tek geçişli olup aynı yönlü veya karşıt akışlı düzenleme kullanılabilir.

En yaygın konstrüksiyon malzemesi alüminyumdur. Bunun sebebi bu malzemenin kondüksiyon ısı iletim katsayısının yüksek olması değil, daha ziyade korozyon direncinin düşük oluşu, imalat kolaylığı, yanmama, dayanıklılık ve maliyetinin düşük oluşudur.

Plakalı eşanjörler yalnızca duyulur ısı transfer eder. Ancak kraft türü malzemeler kullanıldığında (su çekme özelliği olan) gizli ısı (nem) transferi de gerçekleştirebilirler.

Plakalı eşanjörlerde etkinlik; hava hızı, kanat yüzey formu, kanat aralığı ve basınç kaybı ile ilişkilidir. Verim arttıkça; hava hızı ve basınç kaybı düşecek, eşanjör büyüyecek ve pahalılaşacaktır. Basınç kaybı arttıkça; hava hızı artacak, eşanjör küçülecek, ucuzlayacak fakat verimlilik düşecektir. HVAC tasarımlarında verimliliğin %55 civarında tutulması, basınç kaybında ise 300 Pa'ın aşılmaması önerilmektedir.

6.1.2 Sistemde Isı geri Kazanımın Uygulanması

Mevcut durumda; şartlandırılmış havanın bir kısmı tuvalet ve mutfak egzosttu olarak atılmaktadır. Ortamın soğutma yükü fan coil ile karşılanmaktadır. Bu nedenle klima santrali çıkışındaki hava şartları, ortamı şartlandırmak için kullanılmayıp fan coil in taze hava ihtiyacını karşılamaktadır. Ortam şartları 24 °C Kuru Termometre ve 17 °C Yaş Termometre sıcaklığında kabul edilmiştir. Santral %100 dış hava ile çalışmaktadır.

Hesaplarda gerçekçi bir sonuca ulaşabilmek için, soğutma sezonundaki aylar için o ayların her birinin saatlik ortalaması kullanılmıştır.

Enerji Geri Kazanımsız Olarak İstenilen Şartlarda Hava Sağlayabilmek için Toplam Soğutucu Serpantin Gücü:

$Q_1 = \dot{m} x \rho x (h_d - h_o)/1000$

$\dot{m}$ = Klima santrali hava debisi

ρ = Dış hava yoğunluğu

h_d = Dış hava entalpisi

h_o = Ortamın entalpisi

Havanın Isı Tekeri Çıkış Şartları Hesabı

$\Delta KT = (KT_{dış} - KT_{iç}) x \epsilon$

ΔKT= Isı tekeri sıcaklık geri kazanımı

$KTs = KT_{dış} - \Delta KT$

$\Delta YT = (YT_{dış} - YT_{iç}) x \epsilon$

Entalpi Geri Kazanımı

$\Delta h = (h_d - h_s) x \epsilon$

Δh = Entalpi Geri Kazanımı

h_d = Dış havanın entalpisi

h_s = Rotor matris çıkışı hava entalpisi

Tasarruf Edilen Enerji

$Q_2=\dot{m}x\rho x\Delta h/1000$

Q_2 = Enerji Tasarrufu

ρ = Dış hava yoğunluğu

Δh = Entalpi Geri Kazanımı

Elektrik Tasarrufu

$Te=Q_2$ x t /COP

Te = Elektrik Tasarrufu

t = Tekerleğin aylık çalışma süresi

COP = 2,8 (ortalama alındı).

Aşağıda seçilmiş olan Rotorlu tip ısı geri kazanım tekeri için aylık enerji tasarrufu hesapları ve bu tasarrufun parasal değerleri çizelgeler halinde verilmiştir.

FAN ADI	**Elektrik Gücü (kW)**
EF-HT-NF-1	9.2
EF-HT-NF-2	8.5
EF-HT-ROOF-1	3.2
EF-HT-ROOF-2	7.5
EF-TT-ROOF-1	4
EF-TT-ROOF-2	4
EF-TT-MF-1	5
EF-TT-MF-2	3.8
EF-TT-MF-3	4.2
EF-TT-MF-4	3

Çizelge 6.1. Egzost fanı elektrik tüketimi çizelgesi

RAHU-HT-NF-1	Sembol	Birim	Mart	Nisan	May.	Haz.	Tem.	Ağus.	Eyl.	Ek.
Aylık çalışma	H	saat	744	720	744	720	744	744	720	744
Hava debisi	ṁth	L/s	7280							
Egzost debisi	ṁe	L/s	6570							
Egzost-Taze Hava Oranı	E/TH		0.90							
Eşanjör Verimi	E		0.65							
Oda KT Sıcaklığı	Kto	C	24							
Oda YT Sıcaklığı	Yto	C	17.0574							
Oda Entalpisi	Ho	kj/kg	47.71							
Oda Özgül Nemi	Xo	g/kg	9.33773							
Dış Hava KT Sıcaklığı	KTd	C	32.4	33.3	35	36	36.7	36.7	35.6	34.2
Dış Hava YT Sıcaklığı	YTd	C	17.7	18	18.6	19.8	19.8	19.8	19.2	18.3
Dış Hava Entalpisi	Hd	kj/kg	47.7	50.5	49.5	51.9	53.6	51.9	51.9	49.5
Dış Hava Yoğunluğu	P	m3/kg	1.1	1.148	1.14	1.13	1.1	1.1	1.1	1.1
Dış Hava Özgül Nemi	Xd	g/kg	5.98	6.775	5.95	6.79	6.798	6.798	7.20	6.3
ΔKT=(KTdış-KTiç)x ε		C	5.45	6.035	7.13	7.78	8.242	8.242	7.52	6.6
ΔYT=(YTdış-YTiç)x ε		C	0.41	0.611	1.00	1.77	1.779	1.7	1.3	0.8
Δh=(hd-hs)x ε		kj/kg	0	1.823	1.22	2.72	3.842	2.729	2.72	1.22
Matris Çıkışı Hava KT Sıcaklığı	KTs	C	26.9	27.26	27.8	28.2	28.45	28.45	28.0	27.5
Matris Çıkışı Hava YT Sıcaklığı	YTs	C	17.2	17.38	17.5	18.0	18.02	18.02	17.8	17.4
Matris çıkışı hava entalpisi	Hs	kj/kg	47.6	47.26	47.2	49.5	50.68	49.59	47.2	47.2
Enerji Geri Kazanımsız Batarya Yükü	Q1	kW	0	23.50	15.6	34.8	50.27	34.83	34.9	15.6
Enerji Tasarrufu	Q2	kW	0	15.2	10.1	22.6	32.62	22.60	22.6	10.1
Enerji Geri Kazanımlı Batarya Yükü	Q3	kW	0	8.248	5.48	12.2	17.64	12.22	12.2	5.50

Çizelge 6.2. RAHU-HT-NF-1 Isı geri kazanım hesap tablosu

RAHU-HT-NF-2	Sembol	Birim	Mart	Nisan	May	Haz.	Tem.	Ağus.	Eyl.	Ek.
Aylık çalışma	Saat	Saat	744	720	744	720	744	744	720	744
Hava debisi	ṁth	L/s	7280							
Egzost debisi	ṁe	L/s	6130							
Egzost-Taze Hava Oranı	E/TH		0.84							
Eşanjör Verimi	E		0.77							
Oda KT Sıcaklığı	KTo	C	24							
Oda YT Sıcaklığı	YTo	C	17.0574							
Oda Entalpisi	Ho	kj/kg	47.26432							
Oda Özgül Nemi	Xo	g/kg	9.33773							
Dış Hava KT Sıcaklığı	KTd	C	32.4	33.3	35	36	36.7	36.7	35	34.2
Dış Hava YT Sıcaklığı	YTd	C	17.7	18	18.6	19.8	19.8	19.8	19	18.3
Dış Hava Entalpisi	Hd	kj/kg	47.2	49.59	49.5	51.9	51.91	51.91	52	49.5
Dış Hava Yoğunluğu	P		1.15	1.148	1.14	1.13	1.137	1.137	1.1	1.14
Dış Hava Özgül Nemi	Xd	g/kg	5.98	6.775	5.95	6.79	6.798	6.798	7.2	6.36
ΔKT=(KTdış-KTiç)x ε		C	6.46	7.161	8.47	9.24	9.779	9.779	8.9	7.85
ΔYT=(YTdış-YTiç)x ε		C	0.49	0.725	1.18	2.11	2.111	2.111	1.6	0.95
Δh=(hd-hs)x ε		kj/kg	0	1.791	1.79	3.58	3.582	3.582	3.5	1.79
Matris Çıkışı Hava KT Sıcaklığı	KTs	C	25.9	26.13	26.5	26.7	26.92	26.92	26	26.3
Matris Çıkışı Hava YT Sıcaklığı	YTs	C	17.2	17.27	17.4	17.6	17.68	17.68	17	17.3
Matris çıkışı hava entalpisi	Hs	kj/kg	47.2	47.26	47.2	49.5	49.59	49.59	47	47.2
Enerji Geri Kazanımsız Batarya Yükü	Q1	kW	0	19.45	19.3	38.5	38.52	38.52	38	19.4
Enerji Tasarrufu	Q2	kW	0	14.97	14.8	29.6	29.66	29.66	29	14.9
Enerji Geri Kazanımlı Batarya Yükü	Q3	kW	0	4.474	4.44	8.86	8.861	8.861	8.9	4.46

Çizelge 6.3. RAHU-HT-NF-2 Isı geri kazanım hesap tablosu

RAHU-HT-ROOF-1	Sembol	Birim	Mart	Nisan	May	Haz.	Tem.	Ağus.	Eyl.	Ek.
Aylık çalışma	Saat	Saat	744	720	744	720	744	744	720	744
Hava debisi	ṁ	L/s	2595							
Egzost debisi	ṁ	L/s	2655							
Egzost-Taze Hava Oranı	E/TH		1.02							
Eşanjör Verimi	E		0.77							
Oda KT Sıcaklığı	KTo	C	24							
Oda YT Sıcaklığı	YTo	C	17.0574							
Oda Entalpisi	Ho	kj/kg	47.26432							
Oda Özgül Nemi	Xo	g/kg	9.33773							
Dış Hava KT Sıcaklığı	KTd	C	32.4	33.3	35	36	36.7	36.7	35.6	34.2
Dış Hava YT Sıcaklığı	YTd	C	17.7	18	18.6	19.8	19.8	19.8	19.2	18.3
Dış Hava Entalpisi	Hd	kj/kg	47.2	49.59	49.5	51.9	51.91	51.91	51.9	49.5
Dış Hava Yoğunluğu	P		1.15	1.148	1.14	1.13	1.137	1.137	1.14	1.14
Dış Hava Özgül Nemi	Xd	g/kg	5.98	6.775	5.95	6.79	6.798	6.798	7.20	6.36
ΔKT=(KTdış-KTiç)x ε		C	6.46	7.161	8.47	9.24	9.779	9.779	8.93	7.85
ΔYT=(YTdış-YTiç)x ε		C	0.49	0.725	1.18	2.11	2.111	2.111	1.64	0.95
Δh=(hd-hs)x ε		kj/kg	0	1.791	1.79	3.58	3.582	3.582	3.58	1.79
Matris Çıkışı Hava KT Sıcaklığı	KTs	C	25.9	26.13	26.5	26.7	26.92	26.92	26.6	26.3
Matris Çıkışı Hava YT Sıcaklığı	YTs	C	17.2	17.27	17.4	17.6	17.68	17.68	17.5	17.3
Matris çıkışı hava entalpisi	Hs	kj/kg	47.2	47.26	47.2	49.5	49.59	49.59	47.2	47.2
Enerji Geri Kazanımsız Batarya Yükü	Q1	kW	0	6.934	6.89	13.7	13.73	13.73	13.7	6.91
Enerji Tasarrufu	Q2	kW	0	5.339	5.30	10.5	10.57	10.57	10.6	5.32
Enerji Geri Kazanımlı Batarya Yükü	Q3	kW	0	1.594	1.58	3.15	3.158	3.158	3.16	1.59

Çizelge 6.3. RAHU-HT-ROOF-1 Isı geri kazanım hesap tablosu

RAHU-HT-ROOF-2	Sembol	Birim	Mart	Nisan	May	Haz.	Tem.	Ağus.	Eyl.	Ek.
Aylık çalışma	Saat	saat	744	720	744	720	744	744	720	744
Hava debisi	ṁ	L/s	5885							
Egzost debisi	ṁ	L/s	4500							
Egzost-Taze Hava Oranı	E/TH		0.76							
Eşanjör Verimi	E		0.77							
Oda KT Sıcaklığı	KTo	C	24							
Oda YT Sıcaklığı	YTo	C	17.0574							
Oda Entalpisi	Ho	kj/kg	47.26432							
Oda Özgül Nemi	Xo	g/kg	9.33773							
Dış Hava KT Sıcaklığı	KTd	C	32.4	33.3	35	36	36.7	36.7	35.6	34.2
Dış Hava YT Sıcaklığı	YTd	C	17.7	18	18.6	19.8	19.8	19.8	19.2	18.3
Dış Hava Entalpisi	Hd	kj/kg	47.2	49.59	49.5	51.9	51.91	51.91	51.9	49.5
Dış Hava Yoğunluğu	P		1.15	1.148	1.14	1.13	1.137	1.137	1.14	1.14
Dış Hava Özgül Nemi	Xd	g/kg	5.98	6.775	5.95	6.79	6.798	6.798	7.20	6.36
ΔKT=(KTdış-KTiç)x ε		C	6.46	7.161	8.47	9.24	9.779	9.779	8.93	7.85
ΔYT=(YTdış-YTiç)x ε		C	0.49	0.725	1.18	2.11	2.111	2.111	1.64	0.95
Δh=(hd-hs)x ε		kj/kg	0	1.791	1.79	3.58	3.582	3.582	3.58	1.79
Matris Çıkışı Hava KT Sıcaklığı	KTs	C	25.9	26.13	26.5	26.7	26.92	26.92	26.6	26.3
Matris Çıkışı Hava YT Sıcaklığı	YTs	C	17.2	17.27	17.4	17.6	17.68	17.68	17.5	17.3
Matris çıkışı hava entalpisi	Hs	kj/kg	47.2	47.26	47.2	49.5	49.59	49.59	47.2	47.2
Enerji Geri Kazanımsız Batarya Yükü	Q1	kW	0	15.72	15.6	31.1	31.14	31.14	31.2	15.6
Enerji Tasarrufu	Q2	kW	0	12.10	12.0	23.9	23.98	23.98	24.0	12.0
Enerji Geri Kazanımlı Batarya Yükü	Q3	kW	0	3.616	3.59	7.16	7.163	7.163	7.18	3.60

Çizelge 6.4. RAHU-HT-ROOF-2 Isı geri kazanım hesap tablosu

RAHU-TT-ROOF-1	Sembol	Birim	Mart	Nisan	May	Haz.	Tem.	Ağus.	Eyl.	Ek.
Aylık çalışma	Saat	saat	744	720	744	720	744	744	720	744
Hava debisi	ṁ	L/s	7060							
Egzost debisi	ṁ	L/s	3760							
Egzost-Taze Hava Oranı	E/TH		0.53							
Eşanjör Etkinliği	E		0.77							
Oda KT sıcaklığı	KTo	C	24							
Oda YT sıcaklığı	YTo	C	17.0574							
Oda Entalpisi	Ho	kj/kg	47.26432							
Oda Özgül Nemi	Xo	g/kg	9.33773							
Dış Hava KT Sıcaklığı	KTd	C	32.4	33.3	35	36	36.7	36.7	35.6	34.2
Dış Hava YT Sıcaklığı	YTd	C	17.7	18	18.6	19.8	19.8	19.8	19.2	18.3
Dış Hava Entalpisi	Hd	kj/kg	47.2	49.59	49.5	51.9	51.91	51.91	51.9	49.5
Dış Hava Yoğunluğu	P		1.15	1.148	1.14	1.13	1.137	1.137	1.14	1.14
Dış Hava Özgül Nemi	Xd	g/kg	5.98	6.775	5.95	6.79	6.798	6.798	7.20	6.36
ΔKT=(KTdış-KTiç)x ε		C	6.46	7.161	8.47	9.24	9.779	9.779	8.93	7.85
ΔYT=(YTdış-YTiç)x ε		C	0.49	0.725	1.18	2.11	2.111	2.111	1.64	0.95
Δh=(hd-hs)x ε		kj/kg	0	1.791	1.79	3.58	3.582	3.582	3.58	1.79
Matris Çıkışı Hava KT Sıcaklığı	KTs	C	25.9	26.13	26.5	26.7	26.92	26.92	26.6	26.3
Matris Çıkışı Hava YT Sıcaklığı	YTs	C	17.2	17.27	17.4	17.6	17.68	17.68	17.5	17.3
Matris çıkışı hava entalpisi	Hs	kj/kg	47.2	47.26	47.2	49.5	49.59	49.59	47.2	47.2
Enerji Geri Kazanımsız Batarya Yükü	Q1	kW	0	18.86	18.7	37.3	37.36	37.36	37.4	18.8
Enerji Tasarrufu	Q2	kW	0	14.52	14.4	28.7	28.77	28.77	28.8	14.4
Enerji Geri Kazanımlı Batarya Yükü	Q3	kW	0	4.339	4.31	8.59	8.593	8.593	8.61	4.32

Çizelge 6.5. RAHU-TT-ROOF-1 Isı geri kazanım hesap tablosu

RAHU-TT-ROOF-2	Sembol	Birim	Mart	Nisan	May	Haz.	Tem.	Ağus.	Eyl.	Ek.
Aylık çalışma	saat	saat	744	720	744	720	744	744	720	744
Hava debisi	ṁ	L/s	5840							
Egzost debisi	ṁ	L/s	3780							
Egzost-Taze Hava Oranı	E/TH		0.65							
Eşanjör Verimi	ε		0.74							
Oda KT Sıcaklığı	KTo	C	24							
Oda YT Sıcaklığı	YTo	C	17.0574							
Oda Entalpisi	ho	kj/kg	47.26432							
Oda Özgül Nemi	Xo	g/kg	9.33773							
Dış Hava KT Sıcaklığı	KTd	C	32.4	33.3	35	36	36.7	36.7	35.6	34.2
Dış Hava YT Sıcaklığı	YTd	C	17.7	18	18.6	19.8	19.8	19.8	19.2	18.3
Dış Hava Entalpisi	hd	kj/kg	47.2	49.59	49.5	51.9	51.91	51.91	51.9	49.5
Dış Hava Yoğunluğu	ρ		1.15	1.148	1.14	1.13	1.137	1.137	1.14	1.14
Dış Hava Özgül Nemi	Xd	g/kg	5.98	6.775	5.95	6.79	6.798	6.798	7.20	6.36
ΔKT=(KTdış-KTiç)x ε		C	6.21	6.882	8.14	8.88	9.398	9.398	8.58	7.54
ΔYT=(YTdış-YTiç)x ε		C	0.47	0.697	1.14	2.02	2.029	2.029	1.58	0.91
Δh=(hd-hs)x ε		kj/kg	0	1.721	1.72	3.44	3.442	3.442	3.44	1.72
Matris Çıkışı Hava KT Sıcaklığı	KTs	C	26.1	26.41	26.8	27.1	27.30	27.30	27.0	26.6
Matris Çıkışı Hava YT Sıcaklığı	YTs	C	17.2	17.30	17.4	17.7	17.77	17.77	17.6	17.3
Matris çıkışı hava entalpisi	hs	kj/kg	47.2	47.26	47.2	49.5	49.59	49.59	47.2	47.2
Enerji Geri Kazanımsız Batarya Yükü	Q1	kW	0	15.60	15.5	30.9	30.90	30.90	31.0	15.5
Enerji Tasarrufu	Q2	kW	0	11.54	11.4	22.8	22.87	22.87	22.9	11.5
Enerji Geri Kazanımlı Batarya Yükü	Q3	kW	0	4.057	4.03	8.03	8.035	8.035	8.06	4.04

Çizelge 6.6. RAHU-TT-ROOF-2 Isı geri kazanım hesap tablosu

RAHU-TT-MF-1	Sembol	Birim	Mart	Nisan	May	Haz.	Tem.	Ağus.	Eyl.	Ek.
Aylık çalışma	saat	saat	744	720	744	720	744	744	720	744
Hava debisi	ṁ	L/s	6450							
Egzost debisi	ṁ	L/s	4165							
Egzost-Taze Hava Oranı	E/TH		0.65							
Eşanjör Verimi	ε		0.76							
Oda KT Sıcaklığı	KTo	C	24							
Oda YT Sıcaklığı	YTo	C	17.0574							
Oda Entalpisi	ho	kj/kg	47.26432							
Oda Özgül Nemi	Xo	g/kg	9.33773							
Dış Hava KT Sıcaklığı	KTd	C	32.4	33.3	35	36	36.7	36.7	35.6	34.2
Dış Hava YT Sıcaklığı	YTd	C	17.7	18	18.6	19.8	19.8	19.8	19.2	18.3
Dış Hava Entalpisi	hd	kj/kg	47.2	49.59	49.5	51.9	51.91	51.91	51.9	49.5
Dış Hava Yoğunluğu	ρ		1.15	1.148	1.14	1.13	1.137	1.137	1.14	1.14
Dış Hava Özgül Nemi	Xd	g/kg	5.98	6.775	5.95	6.79	6.798	6.798	7.20	6.36
ΔKT=(KTdış-KTiç)x ε		C	6.34	7.021	8.30	9.06	9.588	9.588	8.75	7.70
ΔYT=(YTdış-YTiç)x ε		C	0.48	0.711	1.16	2.07	2.070	2.070	1.61	0.93
Δh=(hd-hs)x ε		kj/kg	0	1.756	1.75	3.51	3.512	3.512	3.51	1.75
Matris Çıkışı Hava KT Sıcaklığı	KTs	C	26.0	26.27	26.6	26.9	27.11	27.11	26.8	26.4
Matris Çıkışı Hava YT Sıcaklığı	YTs	C	17.2	17.28	17.4	17.7	17.72	17.72	17.5	17.3
Matris çıkışı hava entalpisi	hs	kj/kg	47.2	47.26	47.2	49.5	49.59	49.59	47.2	47.2
Enerji Geri Kazanımsız Batarya Yükü	Q1	kW	0	17.23	17.1	34.1	34.13	34.13	34.2	17.1
Enerji Tasarrufu	Q2	kW	0	13.01	12.9	25.7	25.77	25.77	25.8	12.9
Enerji Geri Kazanımlı Batarya Yükü	Q3	kW	0	4.222	4.19	8.36	8.363	8.363	8.38	4.20

Çizelge 6.7. RAHU-TT-MF-1 Isı geri kazanım hesap tablosu

RAHU-TT-MF-2	Sembol	Birim	Mart	Nisan	May	Haz.	Tem.	Ağus.	Eyl.	Ek.
Aylık çalışma	saat	saat	744	720	744	720	744	744	720	744
Hava debisi	ṁ	L/s	5640							
Egzost debisi	ṁ	L/s	3550							
Egzost-Taze Hava Oranı	E/TH		0.63							
Eşanjör Verimi	ε		0.75							
Oda Kuru Termometre Sıcaklığı	KTo	C	24							
Oda Yaş Termometre Sıcaklığı	YTo	C	17.0574							
Oda Entalpisi	ho	kj/kg	47.26432							
Oda Özgül Nemi	Xo	g/kg	9.33773							
Dış Hava KT Sıcaklığı	KTd	C	32.4	33.3	35	36	36.7	36.7	35.6	34
Dış Hava YT Sıcaklığı	YTd	C	17.7	18	18.6	19.8	19.8	19.8	19.2	18
Dış Hava Entalpisi	hd	kj/kg	47.2	49.5	49.5	51.9	51.91	51.91	51.9	49
Dış Hava Yoğunluğu	ρ		1.15	1.14	1.14	1.13	1.137	1.137	1.14	1.1
Dış Hava Özgül Nemi	Xd	g/kg	5.98	6.77	5.95	6.79	6.798	6.798	7.20	6.3
ΔKT=(KTdış-KTiç)x ε		C	6.25	6.92	8.19	8.94	9.461	9.461	8.64	7.5
ΔYT=(YTdış-YTiç)x ε		C	0.47	0.70	1.14	2.04	2.043	2.043	1.59	0.9
Matris Çıkışı Hava KT Sıcaklığı	KTs	C	26.1	26.3	26.8	27.0	27.23	27.23	26.9	26
Matris Çıkışı Hava YT Sıcaklığı	YTs	C	17.2	17.3	17.4	17.7	17.75	17.75	17.6	17
Matris çıkışı hava entalpisi	hs	kj/kg	47.2	47.2	47.2	49.5	49.59	49.59	47.2	47
Enerji Geri Kazanımsız Batarya Yükü	Q1	kW	0	15.1	14.9	29.8	29.85	29.85	29.9	15
Enerji Tasarrufu	Q2	kW	0	11.2	11.2	22.2	22.23	22.23	22.3	11
Enerji Geri Kazanımlı Batarya Yükü	Q3	kW	0	3.84	3.82	7.61	7.611	7.611	7.63	3.8

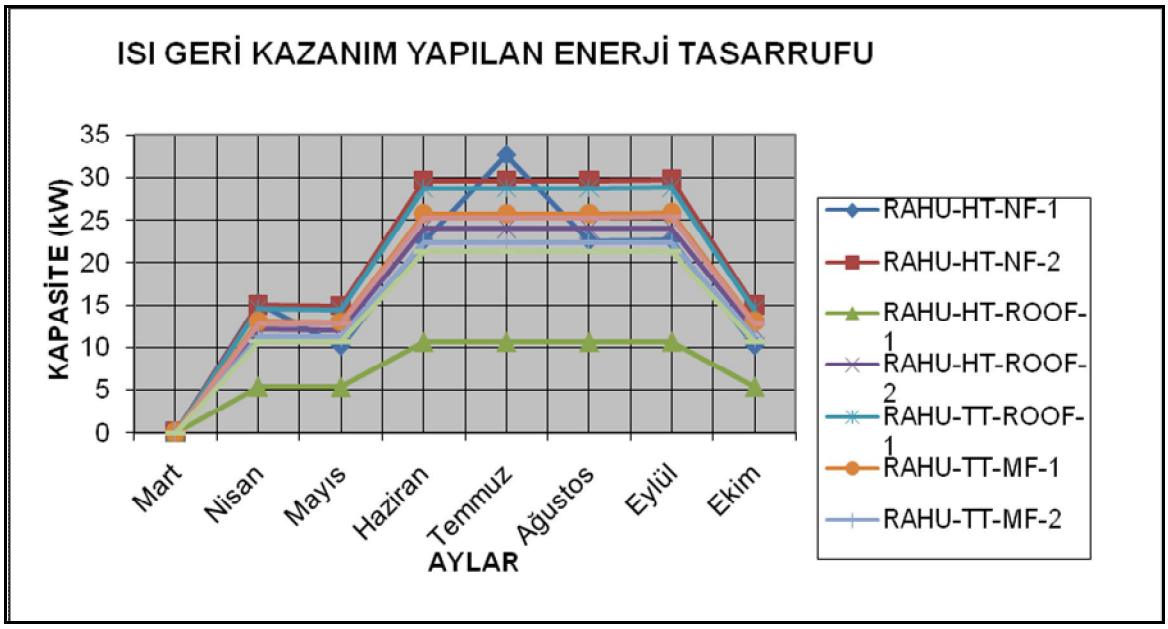
Çizelge 6.8. RAHU-TT-MF-2 Isı geri kazanım hesap tablosu

RAHU-TT-MF-3	Sembol	Birim	Mart	Nis.	May	Haz.	Tem	Ağus.	Eyl	Ek
Aylık çalışma	saat	saat	744	720	744	720	744	744	720	744
Hava debisi	ṁ	L/s	6280							
Egzost debisi	ṁ	L/s	4085							
Egzost-Taze Hava Oranı	E/TH		0.65							
Eşanjör Etkinliği	ε		0.76							
Oda KT Sıcaklığı	KTo	C	24							
Oda YT Sıcaklığı	YTo	C	17.0574							
Oda Entalpisi	ho	kj/kg	47.26432							
Oda Özgül Nemi	Xo	g/kg	9.33773							
Dış Hava KT Sıcaklığı	KTd	C	32.4	33.3	35	36	36.7	36.7	35	34
Dış Hava YT Sıcaklığı	YTd	C	17.7	18	18.6	19.8	19.8	19.8	19	18
Dış Hava Entalpisi	hd	kj/kg	47.2	49.5	49.5	51.9	51.91	51.91	51	49
Dış Hava Yoğunluğu	ρ		1.15	1.14	1.14	1.13	1.137	1.137	1.1	1.1
Dış Hava Özgül Nemi	Xd	g/kg	5.98	6.77	5.95	6.79	6.798	6.798	7.2	6.4
ΔKT=(KTdış-KTiç)x ε		C	6.38	7.07	8.36	9.12	9.652	9.652	8.8	7.7
ΔYT=(YTdış-YTiç)x ε		C	0.48	0.71	1.17	2.08	2.084	2.084	1.6	0.9
Δh=(hd-hs)x ε		kj/kg	0	1.76	1.76	3.53	3.535	3.535	3.5	1.7
Matris Çıkışı Hava KT Sıcaklığı	KTs	C	26.0	26.2	26.6	26.8	27.04	27.04	26	26
Matris Çıkışı Hava YT Sıcaklığı	YTs	C	17.2	17.2	17.4	17.7	17.71	17.71	17	17
Matris çıkışı hava entalpisi	hs	kj/kg	47.2	47.2	47.2	49.6	49.59	49.59	47	47
Enerji Geri Kazanımsız Batarya Yükü	Q1	kW	0	16.7	16.6	33.2	33.23	33.23	33	16
Enerji Tasarrufu	Q2	kW	0	12.7	12.6	25.2	25.25	25.25	25	12
Enerji Geri Kazanımlı Batarya Yükü	Q3	kW	0	4.02	4.00	7.97	7.976	7.976	8.0	4.0

Çizelge 6.8. RAHU-TT-MF-3 Isı geri kazanım hesap tablosu

RAHU-TT-MF-4	Sembol	Birim	Mart	Nisan	May	Haz.	Tem.	Ağus.	Eyl	Ek.
Aylık çalışma	saat	saat	744	720	744	720	744	744	720	744
Hava debisi	ṁ	L/s	5300							
Egzost debisi	ṁ	L/s	3390							
Egzost-Taze Hava Oranı	E/TH		0.64							
Eşanjör Verimi	ε		0.76							
Oda KT Sıcaklığı	KTo	C	24							
Oda YT Sıcaklığı	YTo	C	17.0574							
Oda Entalpisi	ho	kj/kg	47.26432							
Oda Özgül Nemi	Xo	g/kg	9.33773							
Dış Hava KT Sıcaklığı	KTd	C	32.4	33.3	35	36	36.7	36.7	35	34
Dış Hava YT Sıcaklığı	YTd	C	17.7	18	18.6	19.8	19.8	19.8	19	18
Dış Hava Entalpisi	hd	kj/kg	47.2	49.59	49.5	51.9	51.9	51.91	51	49
Dış Hava Yoğunluğu	ρ		1.15	1.148	1.14	1.13	1.13	1.137	1.1	1.1
Dış Hava Özgül Nemi	Xd	g/kg	5.98	6.775	5.95	6.79	6.79	6.798	7.2	6.3
ΔKT=(KTdış-KTiç)x ε		C	6.38	7.068	8.36	9.12	9.65	9.652	8.8	7.7
ΔYT=(YTdış-YTiç)x ε		C	0.48	0.716	1.17	2.08	2.08	2.084	1.6	0.9
Δh=(hd-hs)x ε		kj/kg	0	1.767	1.76	3.53	3.53	3.535	3.5	1.7
Matris Çıkışı Hava KT Sıcaklığı	KTs	C	26.0	26.23	26.6	26.8	27.0	27.04	26	26
Matris Çıkışı Hava YT Sıcaklığı	YTs	C	17.2	17.28	17.4	17.7	17.7	17.71	17	17
Matris çıkışı hava entalpisi	hs	kj/kg	47.2	47.26	47.2	49.5	49.5	49.59	47	47
Enerji Geri Kazanımsız Batarya Yükü	Q1	kW	0	14.16	14.0	28.0	28.0	28.04	28	14
Enerji Tasarrufu	Q2	kW	0	10.76	10.6	21.3	21.3	21.31	21	10
Enerji Geri Kazanımlı Batarya Yükü	Q3	kW	0	3.398	3.37	6.73	6.73	6.731	6.7	3.3

Çizelge 6.9. RAHU-TT-MF-4 Isı geri kazanım hesap tablosu



Şekil 6.2. Enerji geri kazanım ile yapılan enerji tasarrufunun ekipmanlara göre aylık değişimi

7. EKONOMİK ANALİZ

Bu çalışmanın amacı bir otel binasının soğutma sezonu boyunca konfor ve ekonomik koşullara uygun biçimde soğutma sorunlarıyla ilgili teknik seçeneklerin belirlenmesi, bunların teknik yönden analizi ve maliyet etken yatırım kararının verilmesi ile ilgili mühendislik yaklaşımının ortaya konulmasıdır.

Bu kararın başlangıç koşulu enerji verimliliğinin ve çevresel uyumluluğunun dikkate alınmasıdır. Sınır şartları ise, tüm işletme boyunca çevreyi minimum kirleterek küresel ısınmanın yaratacağı soğutma sorunlarının ekonomik yönden sürdürülebilir biçimde çözümünün sağlanmasıdır.

Bu bağlamda ek kalıcı emisyon yaratmayan güneş enerjisi, jeotermal enerji, biyoenerji, atık ısı v.b.'nin kullanılarak ısıtma-soğutma süreçlerinin yatırım ve işletme ekonomisi yönünden en uygun sistem seçiminin yapılması, yatırım kararının verilmesi ile ilgili teknik ve ekonomik analizler ön plana çıkmaktadır.

Söz konusu model biçimindeki uygulamada büyük soğutma kapasiteli bir otelin konuyla ilgili sorununun çözümüdür.

7.1 Yatırımın Net Bugünkü Değer Yöntemiyle Analizi

Net bugünkü değer yöntemi, herşeyden önce bir projenin tüm yaşamı boyunca yaratacağı faydaları göz önüne almaktadır. Bu yönteme göre proje değerlendirmede, önceden belirlenen bir (i) iskonto oranına göre, projenin sağlayacağı faydaların bugünkü değerlerinin toplamı ile yatırım harcamalarının bugünkü değerlerinin toplamı arasındaki fark bulunmaktadır.

Bulunan net bugünkü değer pozitif ise proje kabul edilir aksi ise proje ret edilir.

$$\text{NBD} = \sum_{m=m+1}^{t} \frac{F_n}{(1+i)^n} - \sum_{n=0}^{m} \frac{M_n}{(1+i)^n} \qquad (7.1)$$

F_n : n. yıldaki fayda

M_n : n. yıldaki yatırım

m: Yatırımın tamamlanma yılı

t-m: Projenin ekonomik ömrü

i: İskonto oranı

7.2 Yatırımın İç Karlılık Oranı Yöntemiyle Analizi

Bu yöntem, bir yatırım projesinin ne oranda gelir getireceğinin veya fayda sağlayacağının hesaplanmasıyla ilgilidir. İç karlılık oranı metodunda iskonto oranı (i) bir veri değil bir bilinmeyendir. Projeye ait nakit girişlerini, nakit çıkışlarına eşitleyen verim oranı hesaplanır. Bulunan verim oranı ile yatırımcının belirlediği iskonto oranı karşılaştırarak projenin kabul veya reddine karar verilir.

$$\sum_{m=m+1}^{t} \frac{F_n}{(1+r)^n} = \sum_{n=0}^{m} \frac{M_n}{(1+r)^n} \tag{7.2}$$

F_n : n. yıldaki fayda

M_n : n. yıldaki yatırım

m: Yatırımın tamamlanma yılı

t-m: Projenin ekonomik ömrü

r : İç karlılık oranı

7.2.1 Sistemin İlk Yatırım Maliyetleri

Sistemin ilk yatırım maliyetinin belirlenmesinde, sistemde kullanılan tüm bileşenlerin fiyatları piyasadan elde edilmiştir. İşletme maliyetlerinin de kurulan sistemin çalışma sekline bağlı olarak, Excel programı kullanılarak saatlik hesabı yapılmıştır.

Mevcut durumda sistemde kullanılan iki soğutma grubu yerine yeni durumda kullanılan soğutma gruplarından biri absorbsiyonlu soğutma grubudur. Bu soğutma grubu için 615 adet POGK kullanılmıştır.

Mevcut durumda kullanılan klima santrali ve egzost fanları yerine ise ısı geri kazanımlı klima santralleri kullanılmıştır.

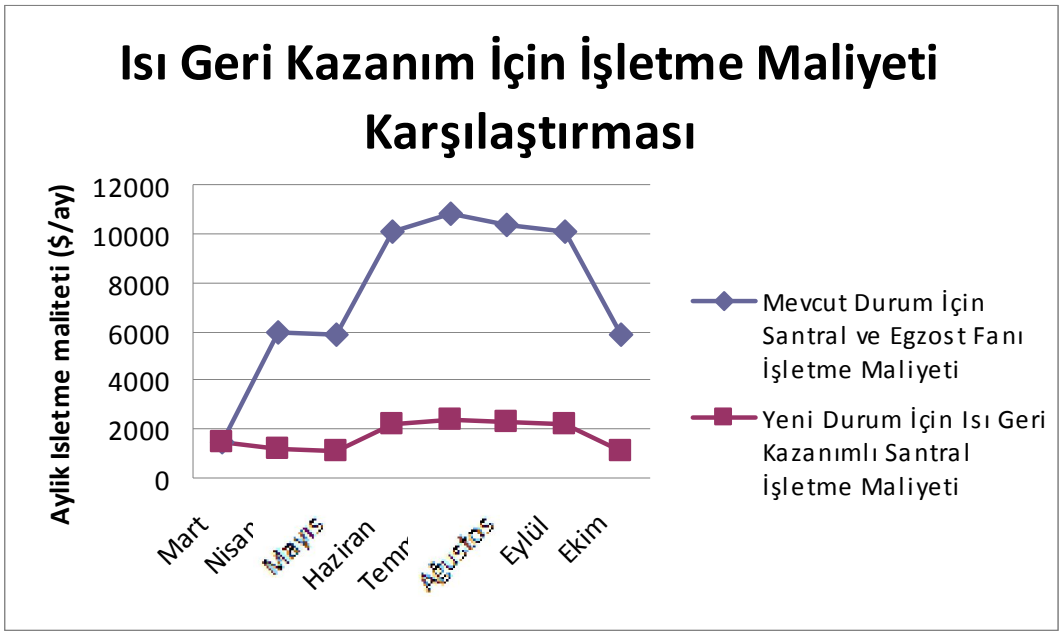
Sistemin her iki durumu için ekipmanların fiyatları Çizelge 7.1 ve Çizelge 7.2'de görülmektedir.

MEVCUT DURUM İLK YATIRIM MALİYETLERİ			
Marka Model	**Montajlı Birim Fiyatı ($)**	**Adet**	**Toplam**
Trane	355000	1	355000
Marka Model	**Montajlı Birim Fiyatı ($)**	**Adet**	**Toplam**
AHU-HT-NF-1	12000	1	12000
AHU-HT-NF-2	12000	1	12000
AHU-HT-ROOF-1	4500	1	4500
AHU-HT-ROOF-2	9600	1	9600
AHU-TT-ROOF-1	11500	1	11500
AHU-TT-ROOF-2	9500	1	9500
AHU-TT-MF-1	10500	1	10500
AHU-TT-MF-2	9200	1	9200
AHU-TT-MF-3	10200	1	10200
AHU-TT-MF-4	8600	1	8600
Marka Model	**Montajlı Birim Fiyatı ($)**	**Adet**	**Toplam**
EF-HT-NF-1	7150	1	7150
EF-HT-NF-2	6650	1	6650
EF-HT-ROOF-1	3000	1	3000
EF-HT-ROOF-2	5000	1	5000
EF-TT-ROOF-1	4100	1	4100
EF-TT-ROOF-2	4100	1	4100
EF-TT-MF-1	4600	1	4600
EF-TT-MF-2	3900	1	3900
EF-TT-MF-3	4450	1	4450
EF-TT-MF-4	3700	1	3700
	TOPLAM MALİYET($)		**499250**

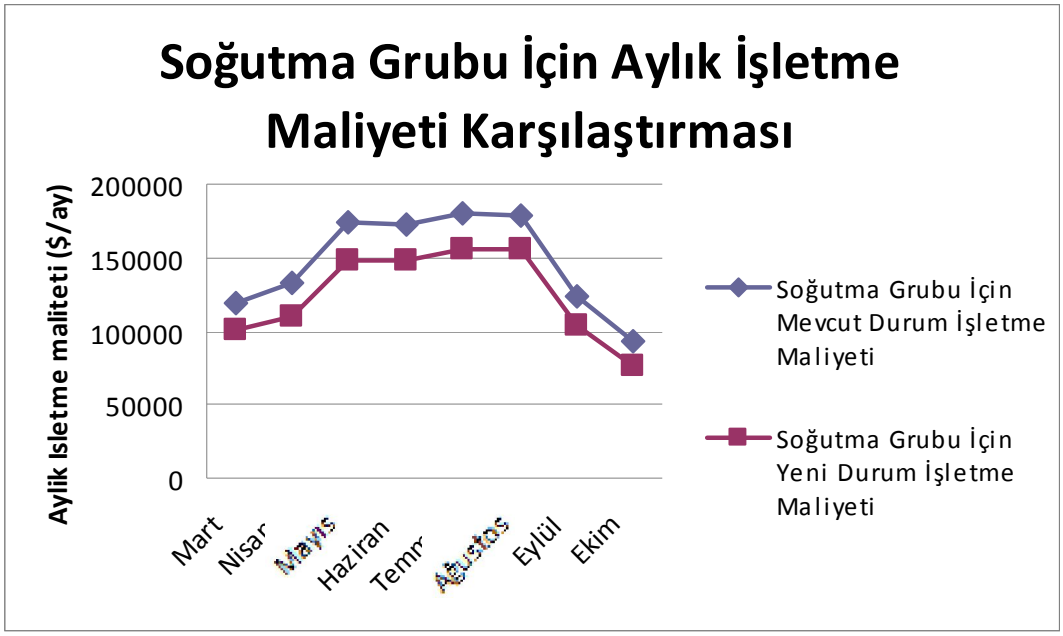
Çizelge 7.1. Mevcut durum ilk yatırım maliyetleri

YENİ DURUM İLK YATIRIM MALİYETLERİ			
Marka Model	**Montajlı Birim Fiyatı ($)**	**Adet**	**Toplam**
Trane	573850	1	573850
Marka Model	**Montajlı Birim Fiyatı ($)**	**Adet**	**Toplam**
RAHU-HT-NF-1	26600	1	26600
RAHU-HT-NF-2	26600	1	26600
RAHU-HT-ROOF-1	9250	1	9250
RAHU-HT-ROOF-2	22000	1	22000
RAHU-TT-ROOF-1	25000	1	25000
RAHU-TT-ROOF-2	22000	1	22000
RAHU-TT-MF-1	23300	1	23300
RAHU-TT-MF-2	21300	1	21300
RAHU-TT-MF-3	23100	1	23100
RAHU-TT-MF-4	19900	1	19900
Marka Model	**Montajlı Birim Fiyatı ($)**	**Adet**	**Toplam**
Solitem parabolik güneş kollektörü	950	615	584250
Spirax Sarco Buhar üreteci	53150	1	53150
Kontrol mekanizmasi	201250		201250
	TOPLAM MALİYET($)		**1.631.550**

Çizelge 7.2. Yeni durum ilk yatırım maliyetleri



Şekil 7.1. Isı geri kazanım işletme maliyeti karşılaştırma grafiği



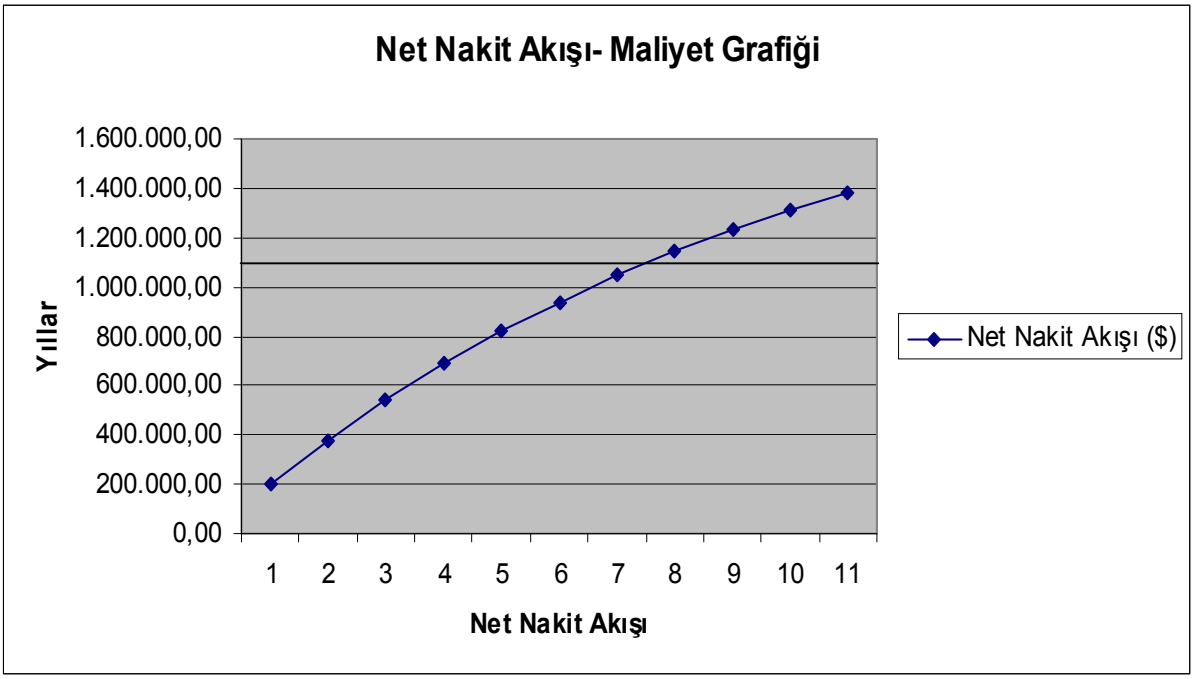
Şekil 7.2. Soğutma grubu işletme maliyeti karşılaştırma grafiği

Yıllar (n)	Yatırım Maliyeti (M)	Yakıt Tasarrufu (F)	Net Nakit Akışı (NNA)	Bugünkü Değer Faktörü (BDF)	NNA*BDF	NBD ($)
0	-1.132.300,00		-1132300	1	-1132300	**464.338,42**
1		222.036,91	222036,905	0,901	200033,248	
2		222.036,91	222036,905	0,812	180210,133	
3		222.036,91	222036,905	0,731	162351,471	
4		222.036,91	222036,905	0,659	146262,587	
5		222.036,91	222036,905	0,593	131768,096	
6		222.036,91	222036,905	0,535	118709,997	
7		222.036,91	222036,905	0,482	106945,943	
8		222.036,91	222036,905	0,434	96347,6962	
9		222.036,91	222036,905	0,391	86799,7263	
10		222.036,91	222036,905	0,352	78197,9517	
11		222.036,91	222036,905	0,317	70448,6051	
12		222.036,91	222036,905	0,286	63467,2118	
13		222.036,91	222036,905	0,258	57177,6683	
14		222.036,91	222036,905	0,232	51511,4129	
15		222.036,91	222036,905	0,209	46406,6783	

Çizelge 7.3. Yatırımın net bugünkü değer yöntemi tablosu ile maliyet analizi

Çizelge 7.3'de de görüldüğü gibi yatırım 7 yıl 10 ay içerisinde kara geçmektedir. Sistemin iç karlılık oranına da bakacak olursak, değerler denklem (7.2)'de yerine konduğunda %18

olduğu görülmektedir.



Şekil 7.3. Geri ödeme süresinin grafikle gösterilmesi

8. SONUÇLAR

Katar'da uygulanmakta olan, 240000 m^2 üzerine kurulu beş adet binadan oluşan bir otel projesinde uygulanmak üzere, güneş enerjisi destekli absorbsiyonlu soğutma sistemi tasarlanmıştır. Yapının ısı kazançları ve soğutma yükleri saatlik olarak, Carrier HAP 4.3 programı kullanılarak hesaplanmıştır. Maksimum soğutma yükü toplam 9980 kW olup tasarım sıcaklığı 46 °C'dir.

Mevcut durumda 2 adet TRANE Marka soğutma grubu kullanılması düşünülürken yeni durumda soğutma gruplarından biri yine TRANE Marka absorbsiyonlu soğutma grubudur. Mevcut durumdaki soğutma grubu COP'si 3.75 iken absorbsiyonlu soğutma grubunun COP'si 1.19 dur.

Saatlik olarak her bir soğutma grubunun işletme maliyeti hesaplanmış ve kontrol mekanizması sayesinde güneş ışınlarının yeterli olduğu 6-17 saatleri arası absorbsiyonlu sistem tam kapasiteyle çalışmaktadır. Absorbsiyonlu sistemin yetersiz olduğu öğlen saatlerinde ise diğer soğutma grubuyla desteklenmektedir. 17-6 saatleri arası ise COP'si yüksek olan grubun tam kapasiteyle çalıştığı düşünülmüştür. Aynı şekilde kapasitesinin yetersiz olduğu anlarda absorbsiyonlu sistemle desteklenmiştir. Böylece gün içerisinde güneş enerjili absorbsiyonlu sistem ile elektrik tasarrufu yapılırken; gece saatlerinde COP'sinin düşük olmasının dezavantajı diğer soğutma grubunun devreye girmesi ile önemli ölçüde azaltılmıştır.

Absorbsiyonlu soğutma grubu için yüksek sıcaklıklara ihtiyaç vardır. Bu nedenle absorbsiyonlu soğutma sistemi için gereken buhar debisi 615 adet Solitem Marka Parabolik Oluklu Güneş Kollektörü ile sağlanmaktadır. Projenin bulunduğu bölge güneş ısınlarının yoğun olduğu bir bölge olmasına rağmen çıkan yüksek miktardaki POGK adedi yatırım maliyetini önemli miktarda artırmıştır. Ayrıca bu amaçla binaların tüm çatı alanı Parabolik Oluklu Güneş Kollektörleri için kullanılmıştır.

Görülen bir başka eksiklik olan enerjinin boşa kullanımını önlemek için Isı geri kazanımlı cihazlar kullanılmıştır. Mevcut durumda kullanılan 10 adet McQuay hava santrali ve 10 adet Novovent marka egzost fanları için isletme maliyetleri saatlik hesaplanmış ve yeni durum için kullanılan 10 adet McQuay ısı geri kazanımlı santrallerin saatlik işletme şartları ile karşılaştırılmıştır. Yapılan ilk yatırım ve işletme maliyetleri karşılaştırmasında yeni durumun her iki karsılaştırmada da avantajlı olduğu görülmüştür.

Son aşamada ise sistem ömrü 15 yıl kabul edilip, her iki durumdaki yatırım ve saatlik işletme maliyetleri hesaplanmıştır. Geri ödeme süresinin net bugünkü değer yöntemi ile 7 yıl 6 ay olduğu görülmüştür. Ayrıca sistemin iç karlılık oranı hesaplanarak uygulanması düşünülürse mevcut sistemden daha karlı olduğu gösterilmiştir.

Daha önce yapılan çalışmalarda soğutma yükünün yüksek olması durumunda güneş enerjisi destekli soğutmanın uygun olmadığı sonucuna varılmıştır. Bunun nedeni absorbsiyonlu soğutma grubu ve POGK'lerin yatırım maliyetinin yüksek ve soğutma grubunun COP'sinin düşük olmasıdır. Fakat bu çalışmada gece ve gündüz için iki farklı soğutma grubu kullanarak güneş enerjisi destekli absorbsiyonlu soğutma grubunun avantajı gün içerisinde kullanılmış ve gece için diğer soğutma grubunun devreye girmesi ve absorbsiyonlu grupla desteklenmesi öngörülmüştür.

Ayrıca ısı geri kazanımlı santral kullanılması durumunda elde edilen kar projenin amortisman suresini önemli ölçüde etkilemiş ve yanlış projelendirme ile kaybedilen enerji ve paranın küçümsenmeyecek miktarda olduğunu göstermiştir.

İklim koşullarının absorbsiyonlu soğutmaya uygun olduğu ülkelerde yapılacak projelerde birkaç bina için ortak bir soğutma merkezi uygulaması ve bu merkez çevresine POGK ve fotovoltaik piller yerleştirilerek; çok düşük işletme maliyetiyle soğutma sağlanabilir. Projenin bulunduğu bölgede kış aylarında ısıtma yapılmaması geri ödeme süresi için bir dezavantaj olsa da bu merkezlerden binaların kış döneminde sıcak su ihtiyacı POGK'ler yardımıyla elde edilebilir.

Küresel ısınmanın baş gösterdiği, bitmeyecek sandığımız fosil yakıtların tükenmekte ve fiyatlarının artmakta olduğu günümüz dünyasında, mevcut enerji kaynaklarını mümkün olduğunca tasarruflu kullanmak ve yenilenebilir enerji kaynaklarına yönelmek kaçınılmaz bir zorunluluktur. Bunun gerçekleşebilmesi için de enerji sarf eden sistemlerin, yüksek etkinlikle çalışmaları gerekmektedir. Düşük işletme maliyetleri ve çevre dostu olması, bu sistemlerin en büyük avantajıdır. Ancak absorbsiyonlu soğutma grubu ve POGK maliyetlerinin yüksek olması sebebiyle, bu sistemlerin ön araştırmasının yapılıp, uygunluğunun belirlenmesi mutlak gerekliliktir.

KAYNAKLAR

Agyenim F., Knight I. ve Rhodes M., (2010) "Design and Experimental Testing of the Performance of an Outdoor LiBr/H_2O Solar Thermal Absorption Cooling System with a Cold Store" Solar Energy 84: 735-744

Ahmedullah S.S., (2006) Integrated Solar Energy and Absorbtion Cooling Model for HVAC Applications in Buildings, Doktora Tezi, Michigan Technological University, Michigan.

Altaner (2002) "Technical Overview of active techniques" (2002) Promoting Solar Air Conditioning, 4.1030/Z/02-121.

Althouse A.D., Turquist C.H., (1942) "Modern Electric and Gas Refrigeration", The Goodheart Willcox Company Inc., Chicago

Aydın T., (1998) Güneş Enerjisi ile Desteklenmiş LiBr-H_2O Soğurmalı İklimlendirme Sistemi, Yüksek Lisans Tezi, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü., Ankara 97-138

Balghouthi M., Chahbani M.H. ve Guizani A., (2008) " Feasibility of Solar Absorption Air Conditioning in Tunisia" Building and Environment 43:1459–1470

Ben Ezine N., Garma R. ve Bellagi A., (2010) "A Numerical Investigation of a Diffusion-Absorption Refrigeration Cycle Based on R124-DMAC Mixture for Solar Cooling" Energy, 35:1874-1883

Büyükalaca O. ve Yılmaz T., (2003) "Güneş Enerjisi ile Soğutma Teknolojilerine Genel Bir Bakış" Tesisat müh. Dergisi., 75, 45-56.

Clausse M., Alam K.C.A ve Meunier F.,(2008) "Residential Air Conditioning and Heating by Means of Enhanced Solar Collectors Coupled to an Adsorption System" Solar Energy 82:885–892

Çelik A.T., (2007) Absorbsiyonlu Soğutma Sistemleri, Yüksek Lisans Tezi, Gebze İleri teknoloji Enstitüsü Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.

Çolak L., (200) Güneşi Takip eden Parabolik Oluk Tipi Güneş Kolektörlerinin Matematiksel Modellenmesi Tasarımı ve Teknik Optimizasyonu, Doktora Tezi, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara 89-123 (2000).

Duff W.S., Winston R., O'Gallagher J.J., Bergquam J. ve Henkel T., (2004) "Performance of the Sacramento Demonstration ICPC Collector and Double Effect Chiller" Solar Energy 76:175–180.

Eicker U. ve Pietruschka D., (2009) "Design and Performance of Solar Powered Absorption Cooling Systems in Office Buildings" Energy and Buildings 41:81–91

Eissa M.A.W., (1997) "Design of Thermodynamic Charts for Hydrocarbon Mixtures and Influence of Operating Temperatures for Solar Absorption Cooling Cycle" Energy Sources, 19:887-900.

Elsafty A ve Al-Daini A.J., (2000) "Economical Comparison Between a Solarpowered Vapour Absorption Air-Conditioning System and a Vapour Compression System in the Middle East" Renewable Energy 25:569–583.

Ermiş K.. ve Kılıçaslan İ., (1995) "Güneş Enerjisiyle Soğurmalı Soğutma" 5. Türk Alman Enerji Sempozyumu Bidiri Kitabı, s. 25-35.

Florides G.A., Kalogirou S.A., Tassou S.A. ve Wrobel L.C., (2002) "Modelling and Simulation of an Absorption Solar Cooling System for Cyprus" Solar Energy 72:43–51.

Gomri.R., (2009) "Investigation of the Potential of Application of Single Effect and Multiple Effect Absorption Cooling Systems" , Energy Conversion and Management

Goralı E., (2007) Güneş Enerjili Absorbsiyonlu Soğutma Sistemi, Yüksek Lisans Tezi, İ.T.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.

Gordon J. M., ve Kim Choon N.G., (1998) "High Efficiency Solar Cooling" Solar Energy, 68:23-31

Henning H. M., Erpenbeck T., Hindenburg C. ve Paulussen S., (1998) "Solar Cooling of Buildings Possible Techniques, Potential and International Development" Eurosun'98.

Henning H..M., (2004) "Solar-Assisted Air-Conditioning in Buildings" Springer Press, Viyana.

Henning H.M., (2007) "Solar Assisted Air Conditioning of Buildings – an Overview" Applied Thermal Engineering 27:1734–1749

Hilali (1995) Güneş Enerjisi Destekli Absorbsiyonlu Soğutma Sisteminin Şanlıurfa İlinde Bir Konuta Uygulanması, Yüksek Lisans Tezi, Harran Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Şanlıurfa.

Höfker G., Eicker U., Lomas K. ve Eppel H., (2001) "Dessicant Cooling With Solar Energy" CIBSE Conference, London.

Joudi K.A. ve Abdul-Ghafour Q. J.,(2003) "Development of Design Charts for Solar Cooling Systems. Part I: Computer Simulation for a Solar Cooling System and Development of Solar Cooling Design Charts" Energy Conversion and Management 44:313–339

Karail Ç., (2004) Klima Santrallerinde Isı Geri Kazanım Cihazlarının İncelenmesi ve Optimizasyonu, Y.T.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.

Kesten, D. ve Tereci, A., (2005) Soğutma Sistemlerinde Güneş Enerjisi Kullanımı, Güneş Enerjisi Sistemleri Sempozyumu ve Sergisi, Mersin, 24-25 Haziran, s. 18-26.

Khan, K. H. ve Rasul, M. G., (2004) "Energy Conservation in Buildings: Cogeneration and Cogeneration Coupled with Thermal-energy Storage", Applied Energy, 77:15–34

Kim. D.S. ve Ferreria. C.A., (2006) "A Gibbs Energy Equation for LiBr Aqueous Solutions" , International Journal of Refrigeration, 29:36-46

Kouremenos D.A., Rogdakis E.D. ve Antonopoulos, K.A., (1994) "Cogeneration with Combined Gas and Aqua-Ammonia Absorption Cycles, Thermodynamics and the design analysis and Improvement of Energy Systems", American Society of Mechanical Engineers., AES 33: 231-238

Kuzgun Ö., (1997) Güneş Enerjili Absorbsiyonlu Soğutma Sisteminin İncelenmesi, Yüksek Lisans Tezi, İ.T.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.

Li Z.F. ve Sumathy K., (2002) "Performance Study of a Partitioned Thermally Stratified Storage Tank in a Solar Powered Absorption Air Conditioning System" Applied Thermal

Engineering 22:1207–1216

Liu Y.L. ve Wang R.Z., (2004) "Performance Prediction of a Solar/Gas Driving Double Effect LiBr–H_2O Absorption System" Renewable Energy 29:1677–1695.

Marc O., Lucas F., Sinama F. ve Monceyron E., (2009) "Experimental Investigation of a Solar Cooling Absorption System Operating Without any Backup System Under Tropical Climate" , Energy and Buildings, 42:774-782

Monlahasan A., (2005) Güneş Enerjili Absorbsiyonlu Soğutma Sistemi, Yüksek Lisans Tezi, Osmangazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Eskişehir.

Özkol N., (2004) Uygulamalı Soğutma Tekniği, Özkan Matbaacılık, İstanbul.

Öztürk A. ve Kılıç A., (1998) Çözümlü Problemlerle Termodinamik, Çağlayan Kitabevi, İstanbul.

Pongtornkulpanicha A., Thepaa S., Amornkitbamrungb M. ve Butcher C., (2008) "Experience with Fully Operational Solar-Driven 10-ton LiBr/H_2O Single-Effect Absorption Cooling System in Thailand" Renewable Energy 33:943–949

Qu M., (2008) "Model Based Design and Performance Analysis of Solar Absorbtion Cooling and Heating System" Doktora Tezi, Carnegie Mellon University, Pennsylvania.

Reddy B. V. ve Ramkiran K. A., (2002) "Second law analysis of a waste heat recovery steam generator", International Journal of Heat and Mass Transfer, 45:1807–1814

Sabatelli V., Fiorenza G. ve Marano D., (2005) "Technical Status Report on Solar Desalination and Solar Cooling" New Generation of Solar Thermal Systems European Comission FP 6 Project Technical Report.

Sözen A., Özalp M., Arcaklıoğlu E., (2004) "Prospects for Utilisation of Solar Driven Ejector-Absorption Cooling System in Turkey" Applied Thermal Engineering 24:1019–1035.

Sumathy K., Yeung K.. H. ve Yong L., (2003) "Technology Development in the Solar Adsorption Refrigeration Systems" Progress in Energy and Combustion Science, 29, 301–327.

Şencan A., Yakut K., ve Kalogirau S., (2005) "Exergy Analysis of Lithium Bromide/Water Systems" Renewable Energy, 30:645-657

T. Tsoutsos, E. Aloumpi, Z. Gkouskos ve M. Karagiorgas., (2009) "Design of a Solar Absorption Cooling System in a Greek Hospital" Energy and Buildings, 42:265-272

Tetik K.O., (2006) Li-Br / Su İle Çalışan Güneş Enerjili İklimlenndirme Sistemi ve Bir Uygulama, üksek Lisans Tezi, Y.T.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.

Tleimat B.W. ve Howe, E.D., (1978) "A Solar Assisted Heat Pump System for Heating and Cooling Residences, Solar Energy, 12:21-45

Tozer. R. ve Syed. A., (2005) "Extended T-s Diagrams for Aqueous LiBr/water Absorption Refrigeration Cycles", International Journal of Refrigeration, 28:689-697

Trane Absorbsiyonlu Soğutma Grubu Kataloğu

Yamankaradeniz R., Horuz İ. ve Coşkun S., (2002) "Soğutma Tekniği ve Uygulamaları", Vipaş, Bursa.

Yılmaz T. ve Büyükalaca O., (2000) "Desisif-Evaporatif Soğutma Sistemleri" Tesisat Mühendisliği Kongresi, Kasım.

Yılmazoğlu M. Z., (2006) Bir Tekstil Fabrikasında Güneş Destekli Çift Etkili Bir absorbsiyonlu Soğutma Sisteminin Uygulamasının Teknik ve Ekonomik Analizi,Yüksek Lisans Tezi, Gazi üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara.

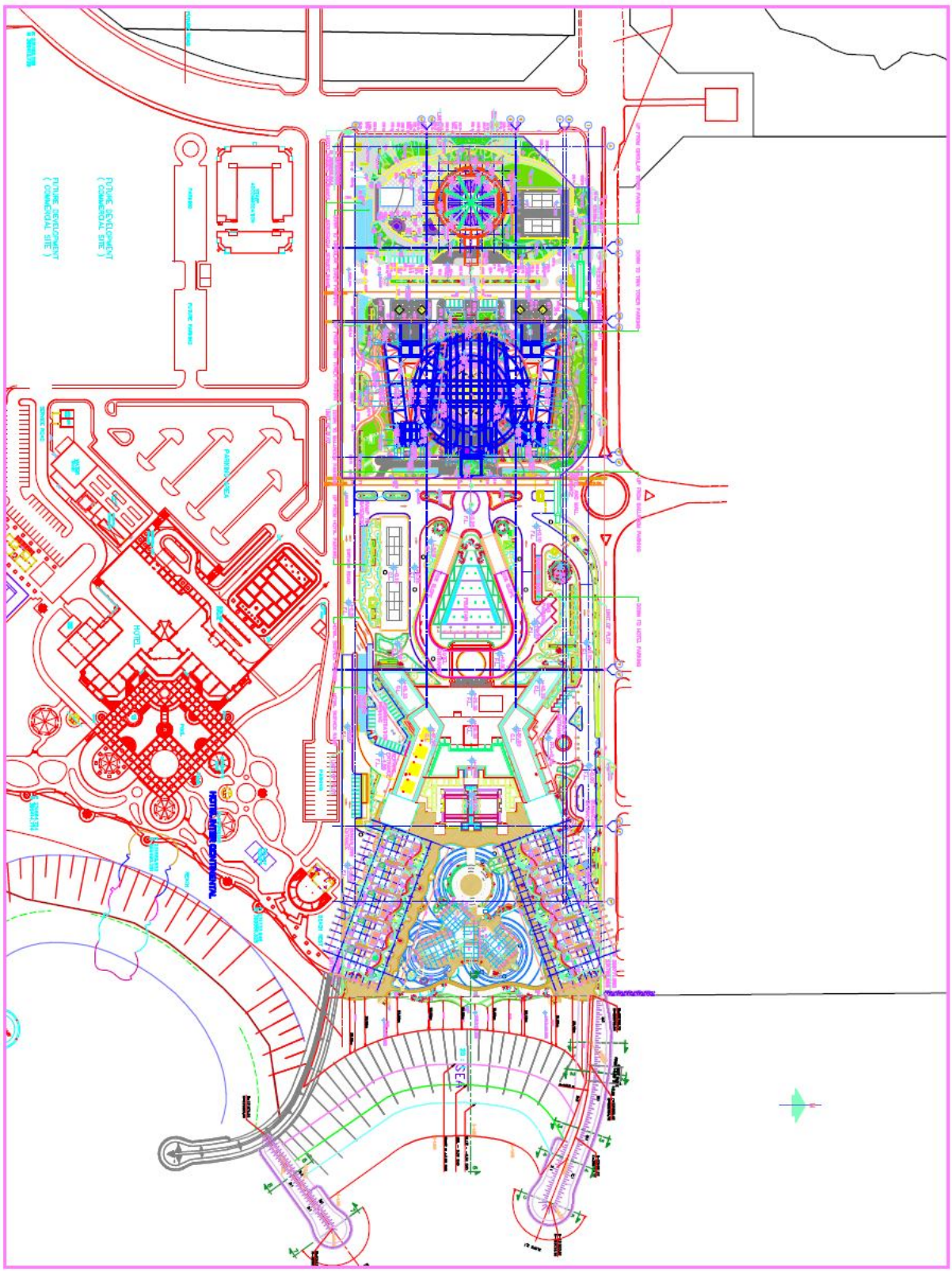
Yiğit A., (1984) Güneş Enerjisinden Faydalanarak Çalışan Soğutma Sistemleri,Yüksek Lisans Tezi, İ.T.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.

Zhai X.Q. ve Wang R.Z., (2009) "Experimental Iinvestigation and Theoretical Analysis of the Solar Adsorption Cooling System in a Green Building" Applied Thermal Engineering 29:17–27

Ziegler F. ve Alefeld G., (1987) "Coefficient of Performance of Multistage Absorption Cycles", Rev. Int. Froid., 10: 285-295

EKLER

Ek 1 Proje Vaziyet Planı



Ek 2 Katar'a Ait Saatlik Kuru Termometre ve Yaş Termometre Sıcaklıkları

Saat	Ocak		Şubat		Mart		Nisan		Mayıs		Haziran	
	KT	YT	KT	YT	KT	YT	KT	YT	KT	YT	KT	YT
00.00	26,5	13,9	27,6	14,5	29,6	16,7	30,5	17,1	32,3	17,7	33,4	19,0
01.00	26,0	13,7	27,1	14,3	29,1	16,6	30,0	16,9	31,7	17,5	32,8	18,8
02.00	25,4	13,5	26,5	14,1	28,5	16,4	29,4	16,7	31,2	17,4	32,3	18,6
03.00	25,0	13,3	26,1	13,9	28,1	16,2	29,0	16,6	30,8	17,2	31,9	18,5
04.00	24,7	13,2	25,8	13,8	27,8	16,1	28,7	16,5	30,4	17,1	31,6	18,4
05.00	24,6	13,1	25,7	13,8	27,7	16,1	28,6	16,4	30,3	17,1	31,4	18,3
06.00	24,8	13,2	25,9	13,8	27,9	16,1	28,8	16,5	30,5	17,1	31,7	18,4
07.00	25,3	13,4	26,4	14,1	28,4	16,3	29,3	16,7	31,1	17,3	32,2	18,6
08.00	26,3	13,8	27,4	14,4	29,4	16,7	30,3	17,0	32,1	17,7	33,2	18,9
09.00	27,7	14,3	28,8	15,0	30,8	17,2	31,7	17,5	33,5	18,1	34,6	19,3
10.00	29,3	14,9	30,4	15,5	32,4	17,7	33,3	18,1	35,1	18,7	36,2	19,9
11.00	31,1	15,6	32,2	16,2	34,2	18,3	35,1	18,7	36,9	19,3	38,0	20,4
12.00	32,9	16,2	34,0	16,8	36,0	18,9	36,9	19,2	38,6	19,8	39,7	20,9
13.00	34,1	16,7	35,3	17,3	37,3	19,3	38,1	19,6	39,9	20,2	41,0	21,3
14.00	35,0	17,0	36,1	17,6	38,1	19,6	39,0	19,9	40,8	20,5	41,9	21,6
15.00	35,3	17,1	36,4	17,7	38,4	19,7	39,3	20,0	41,1	20,6	42,2	21,7
16.00	35,0	17,0	36,1	17,6	38,1	19,6	39,0	19,9	40,8	20,5	41,9	21,6
17.00	34,3	16,7	35,4	17,3	37,4	19,3	38,3	19,7	40,0	20,2	41,1	21,4
18.00	33,1	16,3	34,2	16,9	36,2	19,0	37,1	19,3	38,8	19,9	40,0	21,0
19.00	31,7	15,8	32,8	16,4	34,8	18,5	35,7	18,8	37,4	19,4	38,6	20,6
20.00	30,3	15,3	31,4	15,9	33,4	18,0	34,3	18,4	36,0	19,0	37,2	20,2
21.00	29,1	14,9	30,2	15,5	32,2	17,6	33,1	18,0	34,9	18,6	36,0	19,8
22.00	28,0	14,5	29,1	15,1	31,1	17,3	32,0	17,6	33,8	18,2	34,9	19,4
23.00	27,1	14,1	28,3	14,7	30,3	17,0	31,1	17,3	32,9	17,9	34,0	19,2

Ek 2 Katar'a Ait Saatlik Kuru Termometre ve Yaş Termometre Sıcaklıkları (Devam)

Saat	Temmuz		Ağustos		Eylül		Ekim		Kasım		Aralık	
	KT	YT	KT	YT	KT	YT	KT	YT	KT	YT	KT	YT
00.00	33,9	19,0	33,9	19,0	32,8	18,3	31,4	17,4	28,8	16,1	27,1	14,9
01.00	33,4	18,8	33,4	18,8	32,3	18,2	30,8	17,2	28,3	15,9	26,5	14,7
02.00	32,9	18,6	32,9	18,6	31,8	18,0	30,3	17,0	27,8	15,7	26,0	14,5
03.00	32,4	18,5	32,4	18,5	31,3	17,8	29,9	16,8	27,3	15,6	25,5	14,3
04.00	32,1	18,4	32,1	18,4	31,0	17,7	29,6	16,7	27,0	15,5	25,2	14,2
05.00	32,0	18,3	32,0	18,3	30,9	17,7	29,4	16,7	26,9	15,4	25,1	14,1
06.00	32,2	18,4	32,2	18,4	31,1	17,8	29,7	16,8	27,1	15,5	25,3	14,2
07.00	32,8	18,6	32,8	18,6	31,6	18,0	30,2	17,0	27,6	15,7	25,9	14,4
08.00	33,7	18,9	33,7	18,9	32,6	18,3	31,2	17,3	28,6	16,0	26,8	14,8
09.00	35,1	19,3	35,1	19,3	34,0	18,7	32,6	17,8	30,0	16,5	28,2	15,3
10.00	36,7	19,9	36,7	19,9	35,6	19,3	34,2	18,3	31,6	17,1	29,9	15,9
11.00	38,6	20,4	38,6	20,4	37,5	19,8	36,0	18,9	33,5	17,7	31,7	16,6
12.00	40,3	20,9	40,3	20,9	39,2	20,4	37,7	19,5	35,2	18,3	33,4	17,2
13.00	41,6	21,3	41,6	21,3	40,5	20,8	39,0	19,9	36,5	18,7	34,7	17,6
14.00	42,5	21,6	42,5	21,6	41,3	21,0	39,9	20,1	37,3	19,0	35,6	17,9
15.00	42,8	21,7	42,8	21,7	41,7	21,1	40,2	20,2	37,7	19,1	35,9	18,0
16.00	42,5	21,6	42,5	21,6	41,3	21,0	39,9	20,1	37,3	19,0	35,6	17,9
17.00	41,7	21,4	41,7	21,4	40,6	20,8	39,1	19,9	36,6	18,8	34,8	17,6
18.00	40,5	21,0	40,5	21,0	39,4	20,4	38,0	19,5	35,4	18,4	33,6	17,2
19.00	39,1	20,6	39,1	20,6	38,0	20,0	36,6	19,1	34,0	17,9	32,2	16,7
20.00	37,7	20,2	37,7	20,2	36,6	19,6	35,2	18,6	32,6	17,4	30,8	16,3
21.00	36,5	19,8	36,5	19,8	35,4	19,2	34,0	18,2	31,4	17,0	29,6	15,8
22.00	35,4	19,4	35,4	19,4	34,3	18,8	32,9	17,9	30,3	16,7	28,6	15,4
23.00	34,6	19,2	34,6	19,2	33,5	18,6	32,0	17,6	29,5	16,4	27,7	15,1

Ek 3 Saatlik Soğutma Yükü Değişim Tablosu

SOĞUTMA YÜKÜ DEĞİŞİMİ

	Mart	Nisan	Mayıs	Haziran	Temmuz	Ağustos	Eylül	Ekim
0.00	3591,809429	4229,736973	5599,200993	5789,885856	5876,56079	5876,56079	3980,11315	2721,59305
1.00	3531,136973	4160,397022	5495,191067	5685,875931	5789,88586	5789,88586	3919,44069	2669,58809
2.00	3458,330025	4077,189082	5408,516129	5599,200993	5703,21092	5703,21092	3858,76824	2626,25062
3.00	3409,79206	4021,717122	5339,176179	5529,861042	5616,53598	5616,53598	3798,09578	2591,58065
4.00	3373,388586	3980,113151	5269,836228	5477,856079	5564,53102	5564,53102	3761,69231	2565,57816
5.00	3361,254094	4014,54043	5449,004211	5648,632643	5661,41817	5573,51567	3749,55782	2548,24318
6.00	3733,811176	4644,050785	6090,814702	6291,679699	6285,086	6182,1072	4270,3226	2942,20961
7.00	4449,919417	5332,030125	7024,88997	7194,11027	7219,16126	7145,56847	5208,84461	3854,96412
8.00	5155,40771	6006,557527	7697,035421	7856,545561	7880,35999	7831,80919	5871,40316	4474,42019
9.00	6036,533628	6864,168831	8321,998906	8478,44268	8530,33786	8486,92528	6453,20124	4993,88165
10.00	6536,299992	7349,253108	8839,812927	8999,578598	9441,50273	9031,31447	6900,83938	5366,88304
11.00	7132,497156	7942,923222	9483,368001	9653,354892	9739,98874	9713,15804	7458,57599	5826,82593
12.00	7293,168102	8112,054929	9696,293023	9882,633868	9952,33356	9940,39277	7561,37248	5844,87488
13.00	7211,228862	8028,0509	9681,704703	9888,999051	9979,65423	9931,93718	7441,61472	5653,21545
14.00	6902,777856	7750,146711	9455,701464	9687,271211	9796,13622	9704,14523	7106,33301	5273,82327
15.00	6396,945566	7264,080157	9009,166382	9266,800242	9375,15419	9247,64446	6598,06997	4723,60442
16.00	5723,760036	6608,691877	8376,851607	8659,016397	8762,51526	8598,46467	5914,28314	4077,42937
17.00	5048,287564	5894,50974	7630,77566	7925,972506	8021,29439	7845,23387	5425,60347	3887,99007
18.00	4891,685856	5644,024318	7224,975186	7432,995037	7519,66998	7519,66998	5279,98958	3792,64764
19.00	4721,802978	5449,872457	6982,28536	7190,305211	7276,98015	7276,98015	5110,1067	3671,30273
20.00	4551,920099	5255,720596	6739,595533	6947,615385	7034,29032	7034,29032	4940,22382	3549,95782
21.00	4156,806203	4839,804715	6299,41067	6490,095533	6855,43264	6576,77047	4545,10993	3196,44789
22.00	4023,326799	4687,256824	6108,725806	6299,41067	6386,08561	6386,08561	4411,63052	3101,10546
23.00	3926,250868	4562,444913	5952,710918	6143,395782	6247,40571	6247,40571	4314,55459	3023,09801
ORT	4942,422518	5696,63898	7215,710044	7417,480631	7521,49497	7451,00597	5328,32279	3874,06314
07-17 ORT.	6283,853772	7125,795738	8758,68224	8956,675277	9067,74918	8963,13598	6651,45377	5008,99223

Ek 4 Katar'a Ait Yatay Yüzeye Gelen Toplam Saatlik Işınım Miktarları

SAAT	YATAY YÜZEYE GELEN TOPLAM IŞINIM								
	Mart	Nisan	Mayıs	Haziran	Temmuz	Ağustos	Eylül	Ekim	
	W/(m2*gün)	W/(m2*gün)	W/(m2*gün)	W/(m2*gün)	W/(m2*gün)	W/(m2*gün)	W/(m2*gün)	W/(m2*gün)	
5.00	0	10,3	44	47,1	25,9	6,1	0	0	
6.00	76,3	175,7	233,4	232,2	199	162	123,7	82	
7.00	301,2	406,5	451,1	443,6	414,5	386,3	351	295,3	
8.00	523,6	605,8	635	623,7	600,7	582,6	554,1	498,3	
9.00	694,9	759,8	777,3	764,6	747,4	735,6	706,7	646,1	
10.00	809,4	855,9	862,2	850,9	840,3	833	801,4	733,3	
11.00	856,9	887,8	888	879,8	874,1	867,7	829,9	753,7	
12.00	835,7	860,7	862,4	859,6	857,2	845,3	791,8	705,3	
13.00	745,9	769,8	777,5	783,5	784	761,2	688,1	592,5	
14.00	595,1	619,8	635,4	650,8	652,7	618,5	528,1	421,1	
15.00	391,4	424,1	451,6	476,8	478,6	430,9	318,3	202,8	
16.00	153,8	193,7	233,9	269	269,1	208,1	95,6	23,4	
17.00	2,4	17,7	44,4	71,9	69,8	26	0	0	
TOPLAM (W/m2)	5986,6	6587,6	6896,2	6953,5	6813,3	6463,3	5788,7	4953,8	

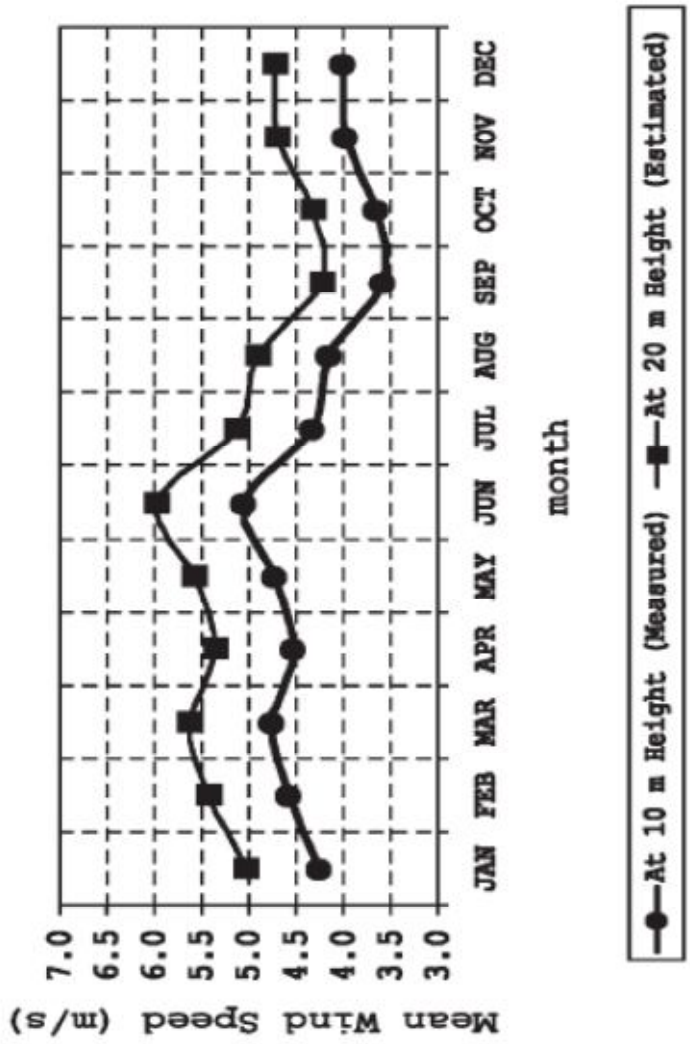
Ek 5 Katar'a Ait Toplam Saatlik Direk Işınım Miktarları

SAAT	TOPLAM DİREKT IŞINIM								
	Mart	Nisan	Mayıs	Haziran	Temmuz	Ağustos	Eylül	Ekim
	W/(m2*gün)	W/(m2*gün)	W/(m2*gün)	W/(m2*gün)	W/(m2*gün)	W/(m2*gün)	W/(m2*gün)	W/(m2*gün)
5.00	0	18,9	76,9	80,4	44,7	10,3	0	0
6.00	136,3	254,4	314,5	311,7	275,2	234,9	194,3	144
7.00	392,8	496,5	541,7	533,3	502,4	473,6	440,2	386,6
8.00	621,4	706,2	736,9	724,7	700,1	681,1	652	595,1
9.00	802,1	868,2	886,5	873,1	854,8	842,5	813,2	750,9
10.00	921,7	971,2	980,6	968,5	956,3	947	912,4	842,6
11.00	971,9	1008,2	1012,7	1004,6	997,8	987,3	942,8	863,9
12.00	949,3	976,7	980,7	979	976,4	960,9	902,3	813,3
13.00	855,5	878,7	886,8	893,3	893,7	869,4	793,7	694,2
14.00	696,8	721,1	737,3	753,3	755,2	719,2	624,5	515,2
15.00	484,6	514,6	542,2	568,4	570,1	520,2	406,6	289,7
16.00	235,4	274,4	315,1	350,9	350,7	286,5	158	47
17.00	4,3	32,9	77,4	118,3	114,9	46	0	0
TOPLAM (W/m2)	7072,1	7722	8089,3	8159,5	7992,3	7578,9	6840	5942,5

Ek 6 Katar'a Ait Toplam Saatlik Difüz Işınım Miktarları

SAAT	TOPLAM DİFÜZ IŞINIM							
	Mart	Nisan	Mayıs	Haziran	Temmuz	Ağustos	Eylül	Ekim
	W/(m2*gün)	W/(m2*gün)	W/(m2*gün)	W/(m2*gün)	W/(m2*gün)	W/(m2*gün)	W/(m2*gün)	W/(m2*gün)
5.00	0	8,6	28,4	30,7	19,7	5,4	0	0
6.00	30,2	49,8	63,6	67,8	64,7	55,7	42,5	82
7.00	46,9	63,4	77,1	82,7	82	74,2	59	295,3
8.00	53	69,4	83,6	90	90,2	82,4	65,7	498,3
9.00	55,8	72,5	87	94	94,5	86,6	68,9	646,1
10.00	57,2	74	88,7	96	96,7	88,7	70,4	733,3
11.00	57,6	74,5	89,3	96,6	97,5	89,4	70,9	753,7
12.00	57,4	74,1	88,7	96,2	97,1	88,9	70,3	705,3
13.00	56,4	72,6	87	94,4	95,4	87,2	68,6	592,5
14.00	54,3	69,8	83,6	90,9	91,9	83,5	65	421,1
15.00	49,8	64,1	77,1	84,3	85,2	76,4	57,5	202,8
16.00	39	51,4	63,6	71,3	71,9	61,2	38,2	23,4
17.00	2,2	13,5	28,5	40	39,5	19,2	0	0
TOPLAM (W/m2)	559,8	757,7	946,2	1034,9	1026,3	898,8	677	4953,8

Ek 7 Katar'a Ait Ortalama Saatlik Rüzgar Hızı Grafiği



Ek 8 POGK'lerin optik ve ısıl performanslarının hesaplanması için hazırlanmış hesap örneği

POGK'nin Verim Hesabı

KAYIP ANALİZİ

$\eta = K.\ \rho y.\ \gamma.\ \tau c.\ \alpha b$

ρy: Yansıtıcı Yüzey Işın Yansıtma Verimi;
γ : Kesişim Faktörü;
τc : Cam Boru Işın Geçirgenliği;
αb : Emici Boru Işın Yutuculuk Değeri;

K=	0,95	
ρy=	0,88	
γ=	0,95	
τc=	0,92	
αb=	0,94	
η =	0,686824	Sistemin optik verimi

Ek 8 POGK'lerin optik ve ısıl performanslarının hesaplanması için hazırlanmış hesap örneği (Devam)

FORMÜLLER VE HESAPLAMALAR

Id=	193,7	W/m^2				direkt ışınım
Ta=	39	°C =	312,15	K		ortam sıcaklığı
Tg=	174	°C	Tort=	174	°C	ortalama akışkan sıcaklığı
Tç=	174	°C				
Dcd=	65	mm =	0,065	m		cam örtü borusu dış çapı
Dbd=	38,1	mm =	0,0381	m		emici boru dış çapı
Dbi=	33,7	mm =	0,0337	m		emici boru iç çapı
tc=	1,25	mm =	0,00125	m		cam örtü borusu et kalınlığı
tb=	2,2	mm =	0,0022	m		emici boru et kalınlığı
kb=	21	W/mK				emici boru ısıl iletkenliği
ϵb=	0,16					emici boru ısıl yayıcılığı
ϵc=	0,88					cam örtü ısıl yayıcılığı
αb=	0,94					emici boru ısıl yutuculuğu
Lk=	5	m				kollektörün boyu
Wk=	1,8	m				kollektörün eni
ρy=	0,88	m				yansıtıcı yüzey ışın yansıtıcılığı
τc=	0,92					cam örtü borusu ışın geçirgenliği
ϵc=	0,88					cam örtü borusu ısıl yayıcılığı
γ=	0,95					kesişim faktörü
K=	0,95					gelme açısı düzeltme faktörü
Tc=	45	°C =	318,15	K		cam örtü sıcaklığı
Tbd=	174	°C =	447,15	K		emici boru dış yüzey sıcaklığı
Abd=	π*Dbd*Lk		Abd=	0,606552	m^2	emici boru dış yüzey alanı
Ac=	π*Dcd*Lk		Ac=	1,0348	m^2	
Agaç=	Lk*(Wk-Dcd)		Agaç=	8,675	m^2	
g=	9,81	m/s^2				
ζ=	(Dc-Dbd)/2		ζ=	0,01345	m	
β=	1/Tbc		β=	0,003143		hacimsel genleşme katsayısı
v=	1,80E-05	m^2/s				
Tbc=	(Tbd+Tc)/2					
σ=	5,67E-08	W/m^{2}K^4				Stefan-Boltzman sabiti
Tort=	(Ta+Tc)/2					
m=	0,047	kg/s				
Cs=	4370	J/kgK				
e=						
Yog=	14,30215					

Ek 8 OGK'lerin optik ve ısıl performanslarının hesaplanması için hazırlanmış hesap örneği (Devam)

hk,b-c'nin hesaplanması için öncelikle Gr*Pr değeri bulunmalıdır.

Gr=	(g*β*(Tbd-Tc)*γ^3) / v^2		
γ^3=	2,43E-06		
v^2=	3,22E-10		
Tbd-Tc=	129		
Gr=	30029,87		
Pr=	1,7375	(Ta+Tc)/2	=47.5 C için
Gr*Pr=	52176,9	> 10^3 olduğundan	ke=ka*0,11*(Gr*Pr)^0,29 alınır.
ka=	0,0278	Tort=47,5 C için ısı transfer katsayısı	
ke=	0,071368		

hk,b-c=2ke/(Dbd*ln(Dc/Dbd)) Dc/Dbd= 1,706037

1,01E+02 ln(Dc/Dbd)= 0,534173

hk,b-c= 7,013411

hr,b-c'nin hesaplanması.

hr,b-c= (σ(Tc^2+Tbd^2)(Tc+Tbd)) / ((1-ϵb)/ϵb+1/Fbc+(1-ϵc)Abd/ϵcAc)

Tc^2=	101219,4
Tbd^2=	199943,1
(Tc+Tbd)=	765,3
Tc^2+Tbd^2 =	301162,5
1-ϵb =	0,84
1-ϵc =	0,12
Fbc=	1

hr,b-c = 2,064145 W/mK

hk,c-a'nın hesaplanması:

Re=(ρa*Vr*Dcd)/μa = Vr*Dcd/va

T=47,5 C için;

va=	1,80E-05	m^2/s		
Vr=	4,5	m/s	Re=	1,63E+04
Dcd=	0,065	M		
1000<Re<50000	Nu=0,3*Re	^0,6		
			Nu=	1,01E+02

hk,c-a = ka*Nu/Dcd

hk,c-a = 43,20 W/mK

Ek 8 POGK'lerin optik ve ısıl performanslarının hesaplanması için hazırlanmış hesap örneği (Devam)

hr,c-a'nın hesaplanması:

hr,c-a=4*σ*ϵc*Tort^3

hr,c-a = 1,05E+00

UL'nin hesaplanması:

UL=[(1/((hk,b-c)+(hr,b-c)))+((Abd/Ac)*(1/((hk,c-a)+(hr,c-a)))]^(-1)

UL= 8,103158

Nu=0,0023*Re^0,8*Pr^0,4

Nu= 6,718965

hf=(Nu*kb)/Dbi

hf= 4186,892 W/mK

U0=[(1/UL)+(Dbd/(hf*Dbi))+((Dbd*ln(Dbd-Dbi))/2kb)]^(-1)

U0= 8,420598

F=U0/UL

F= 1,039175

qİA=(F*Agaç)/Lk[Id*ηo-(Abd/Agaç)*UL*(Ts-Ta)]

qİA= 10,19597

FR=(m*Cs/Abd*UL)[1-exp(-Abd*UL*F/m*Cs)]

FR= 1,03

QİA=FR*Agaç[qG-UL*(Abd/Agaç)(Tg-Ta)]

qG=Id*ηo ve Tg:Akışkan kollektör giriş sıcaklığı

QİA= 503,512 W

η=QİA/(Agaç*Id)={FR[qG*Agaç-UL*Abd*(Tg-Ta)]}/Agaç/Id

η= 0,299648

Tç=Tg+(QİA/m.Cs)

Tç= 176,4515 °C

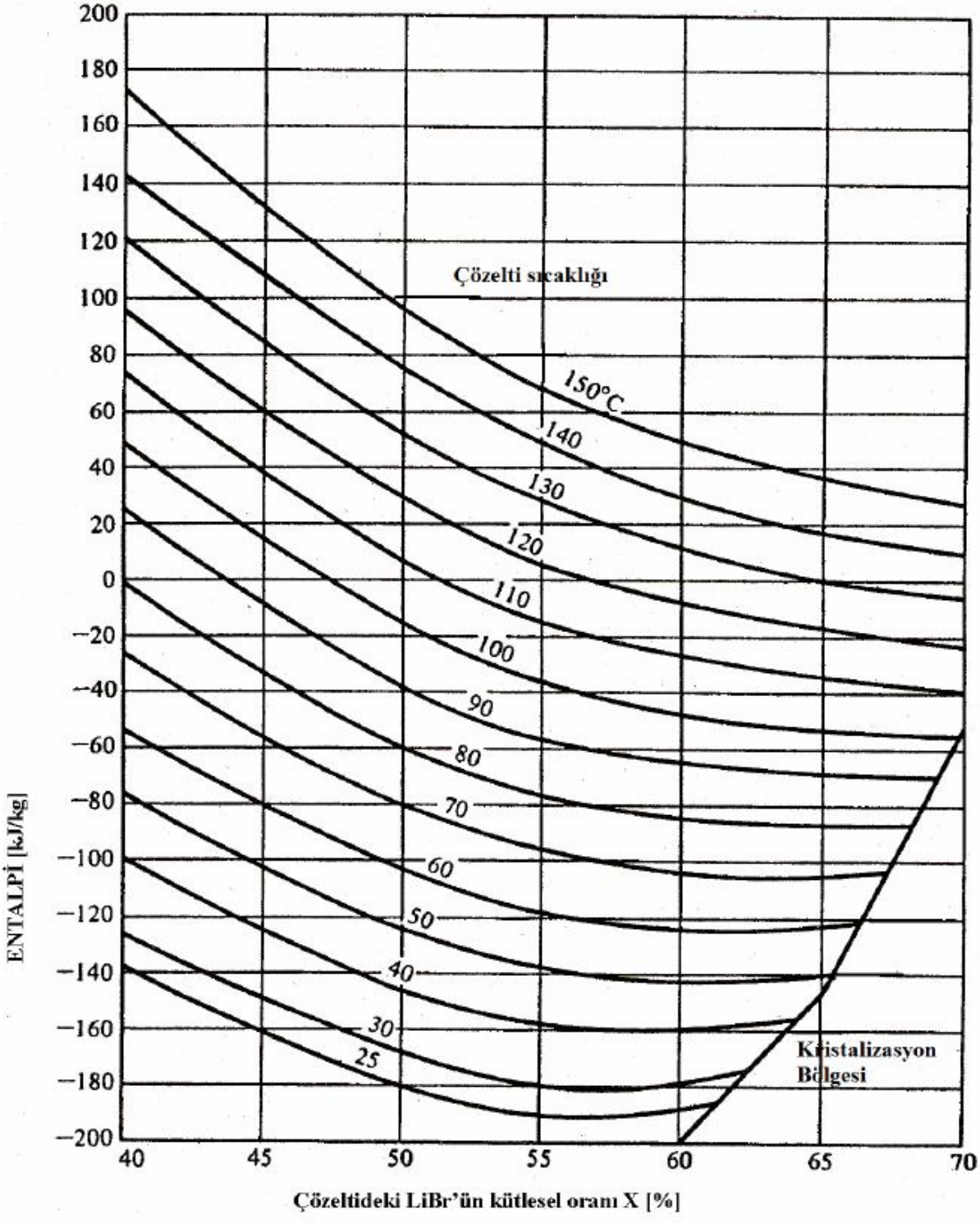
Ek 9 POGK'lerin optik ve ısıl performanslarının hesaplanması için hazırlanmış hesap örneği

SAAT	Mart (Vr=4,7 m/s)				Nisan (Vr=4,5 m/s)				Mayıs (Vr=4,7 m/s)				Haziran (Vr=5 m/s)			
	Id	η	Qia	Td	Id	η	Qia	Td	Id	η	Qia	Td	Id	η	Qia	Td
5.00	0	0	0	27,7	10,3	0	0	28,6	44	0	0	30,3	47,1	0	0	31,4
6.00	76,3	0	0	27,9	175,7	0,224369	341,9829	28,8	233,4	0,3	703,99	30,5	232,2	0,348065	701,1201	31,7
7.00	301,2	0,42383	1107,43	28,4	406,5	0,497934	1755,907	29,3	451,1	0,5	2038,449	31,1	443,6	0,518876	1996,753	32,2
8.00	523,6	0,544228	2472,509	29,4	605,8	0,566992	2979,723	30,3	635	0,575	3169,015	32,1	623,7	0,573737	3104,262	33,2
9.00	694,9	0,585097	3527,115	30,8	759,8	0,596022	3928,536	31,7	777,3	0,6	4046,319	33,5	764,6	0,599237	3974,679	34,6
10.00	809,4	0,603198	4235,384	32,4	855,9	0,609337	4524,284	33,3	862,2	0,61177	4575,787	35,1	850,9	0,611156	4511,28	36,2
11.00	856,9	0,610059	4534,939	34,2	887,8	0,61395	4728,441	35,1	888	0,6158	4743,987	36,9	879,8	0,615607	4698,476	38
12.00	835,7	0,608905	4414,376	36	860,7	0,612302	4571,797	36,9	862,4	0,61451	4597,345	38,6	859,6	0,614926	4585,521	39,7
13.00	745,9	0,598358	3871,783	37,3	769,8	0,602271	4021,974	38,1	777,5	0,605614	4084,753	39,9	783,5	0,607145	4126,682	41
14.00	595,1	0,572134	2953,638	38,1	619,8	0,578271	3109,225	39	635,4	0,584514	3221,896	40,8	650,8	0,588141	3320,463	41,9
15.00	391,4	0,503468	1709,472	38,4	424,1	0,520235	1913,981	39,3	451,6	0,535968	2099,725	41,1	476,8	0,545915	2258,035	42,2
16.00	153,8	0,191103	254,973	38,1	193,7	0,299648	503,512	39	233,9	0,378161	767,3206	40,8	269	0,422504	985,9451	41,9
17.00	2,4	0	0	37,4	17,7	0	0	38,3	44,4	0	-395,17	40	71,9	0	0	41,1

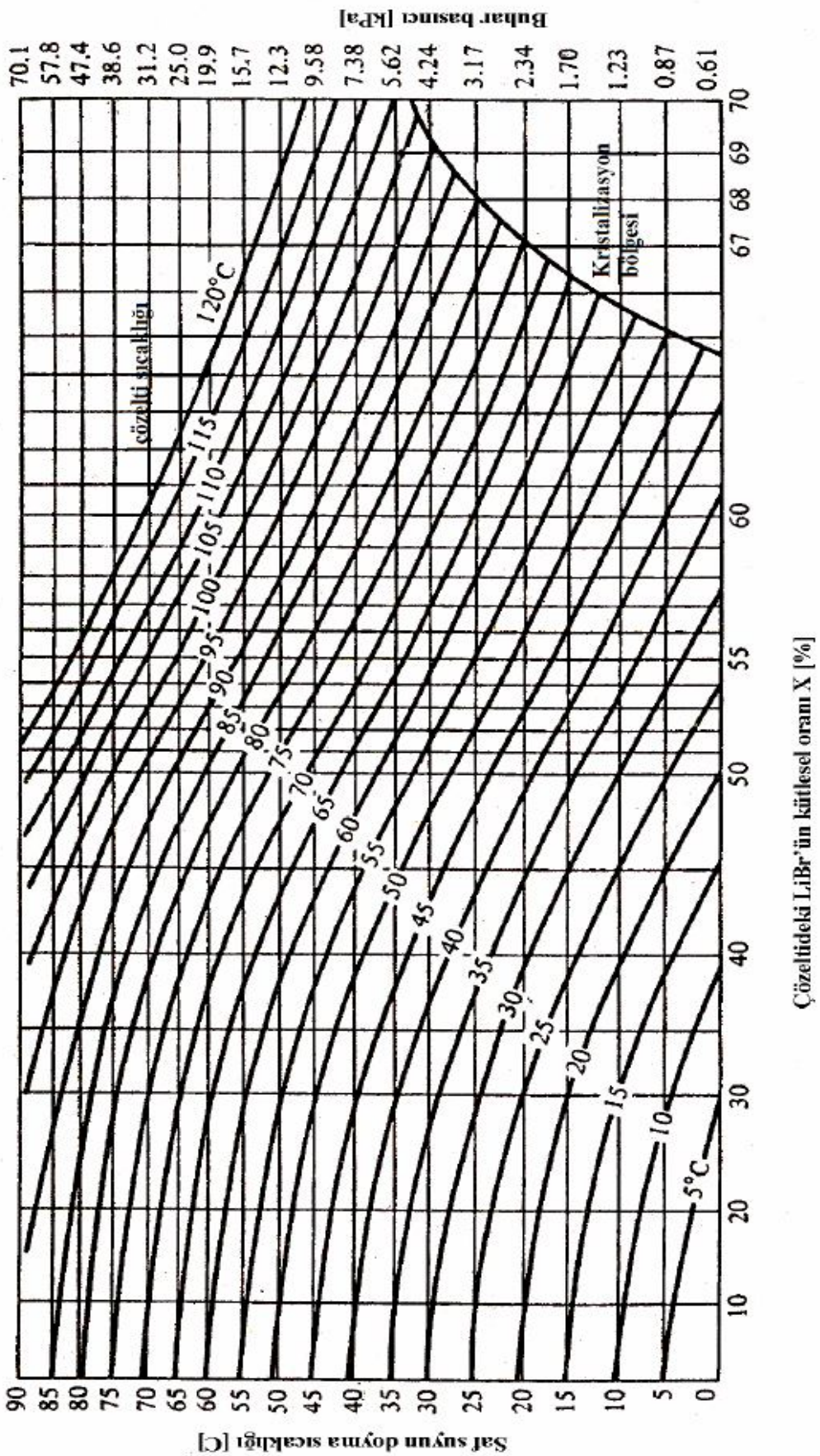
Ek 9 POGK'lerin optik ve ısıl performanslarının hesaplanması için hazırlanmış hesap örneği (Devam)

SAAT	Temmuz (Vr=4,3 m/s)				Ağustos (Vr= 4,1 m/s)				Eylül (Vr=3,6 m/s)				Ekim (Vr=3,7 m/s)			
	Id	η	Qia	Td	Id	η	Qia	Td	Id	η	Qia	Td	Id	η	Qia	Td
5.00	25,9	0	0	32	6,1	0	0	32	0	0	0	30,9	0	0	0	29,4
6.00	199	0,293607	506,8607	32,2	162	0,201204	282,7626	32,2	123,7	0,045085	48,38026	31,1	82	0	0	29,7
7.00	414,5	0,50844	1828,243	32,8	386,3	0,494669	1657,712	32,8	351	0,472813	1439,679	31,6	295,3	0,425607	1090,289	30,2
8.00	600,7	0,570302	2971,887	33,7	582,6	0,566454	2862,89	33,7	554,1	0,559043	2687,219	32,6	498,3	0,540542	2336,628	31,2
9.00	747,4	0,597761	3875,7	35,1	735,6	0,596277	3805,038	35,1	706,7	0,591656	3627,221	34	646,1	0,579549	3248,326	32,6
10.00	840,3	0,610974	4453,761	36,7	833	0,61034	4410,482	36,7	801,4	0,606304	4215,117	35,6	733,3	0,595753	3789,811	34,2
11.00	874,1	0,615842	4669,814	38,6	867,7	0,615356	4631,971	38,6	829,9	0,61111	4399,613	37,5	753,7	0,600277	3924,818	36
12.00	857,2	0,615501	4576,997	40,3	845,3	0,614421	4505,533	40,3	791,8	0,607998	4176,26	39,2	705,3	0,594747	3638,949	37,7
13.00	784	0,608136	4136,051	41,6	761,2	0,60545	3998,032	41,6	688,1	0,594816	3550,613	40,5	592,5	0,575294	2956,977	39
14.00	652,7	0,589529	3338,015	42,5	618,5	0,583442	3130,452	42,5	528,1	0,56257	2577,285	41,3	421,1	0,524251	1915,112	39,9
15.00	478,6	0,548581	2277,629	42,8	430,9	0,531765	1987,768	42,8	318,3	0,470018	1297,837	41,7	202,8	0,331427	583,0765	40,2
16.00	269,1	0,425578	993,4874	42,5	208,1	0,344849	622,5439	42,5	95,6	0	0	41,3	23,4	0	0	39,9
17.00	69,8	0	0	41,7	26	0	0	41,7	0	0	0	40,6	0	0	0	39,1

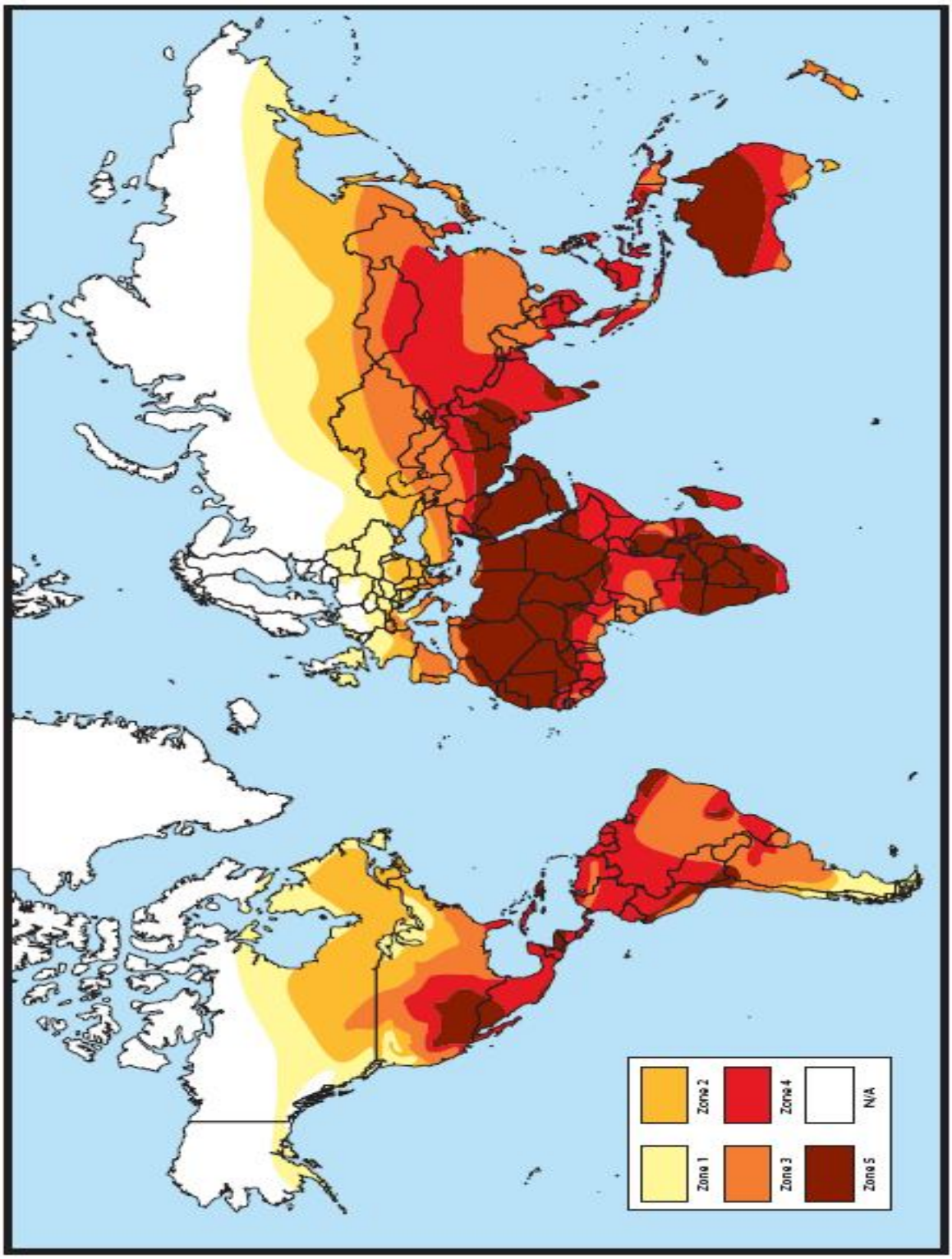
Ek 10 LiBr' un entalpisini bulmak için hazirlanmış diyagram



Ek 11 LiBr-H2O çözeltisinin P-T-X diyagramı



Ek 12 Dünya Güneşlenme Haritasında Katar'ın Potansiyeli



Ek 13 Absorbsiyonlu Soğutma Grubu Seçim Kataloğu

TRANE

Performance Data

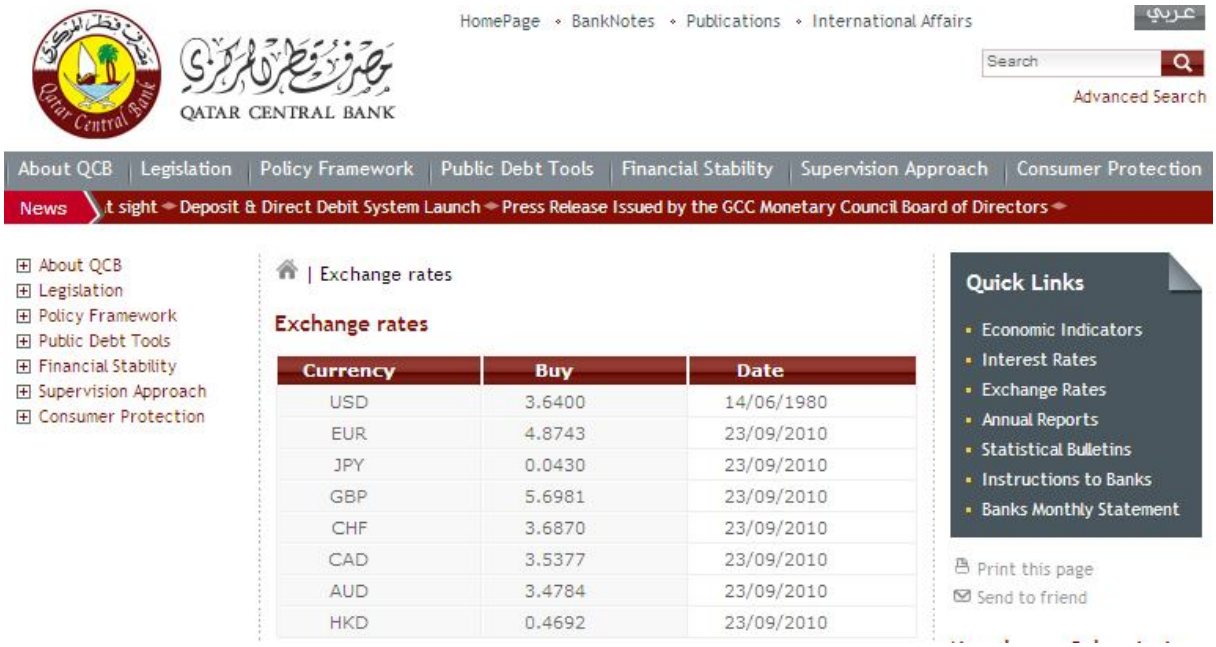
Table PD-1 — Performance Data at ARI Conditions

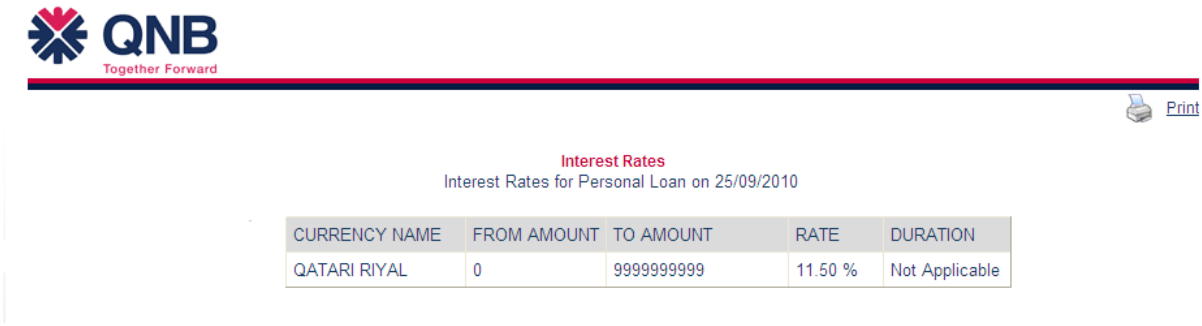
Model	Capacity (Tons)	Coefficient of Performance	Steam Rate (lbm/ton/hr)	Chilled Water Flow Rate (gpm)	Chilled Water Press. Drop (ft Wtr)	Cond/Abs Water Flow Rate (gpm)	Cond/Abs Water Pr. Drop (ft Wtr)
English Units*							
ABTF-390	390	1.21	9.73	661	13.7	1820	26.5
ABTF-440	426	1.21	9.89	1016	14.6	1760	30.5
ABTF-500	493	1.22	9.86	1176	18.6	2000	34.9
ABTF-575	556	1.21	9.86	1333	26.9	2300	19.4
ABTF-650	650	1.22	9.82	1576	29.1	2640	20.9
ABTF-760	766	1.22	9.83	1833	31.6	3000	22.9
ABTF-850	915	1.24	9.81	2197	13.7	3400	13.3
ABTF-950	1030	1.24	9.81	2462	19.1	3800	17.5
ABTF-1050	1145	1.24	9.49	2756	25.8	4200	22.5
ABTF-1150	1259	1.24	9.48	3010	33.9	4600	28.3
ABTF-1200	1264	1.19	9.83	3022	13.2	4800	16.0
ABTF-1350	1419	1.19	9.84	3391	16.2	5400	21.2
ABTF-1500	1573	1.19	9.84	3759	24.4	6000	27.2
ABTF-1650	1721	1.20	9.77	4113	31.7	6600	34.1
SI Units**							
Model	Capacity (kW)	Coefficient of Performance	Steam Rate (kg/kw-hr)	Chilled Water Flow Rate (m³/hr)	Chilled Water Press. Drop (m wg)	Cond/Abs Water Flow Rate (m³/hr)	Cond/Abs Water Pr. Drop (m wg)
ABTF-390	1366	1.20	1.25	166	4.5	345	5.7
ABTF-440	1495	1.21	1.26	231	4.8	400	10.0
ABTF-500	1734	1.21	1.24	266	5.1	454	11.5
ABTF-575	1953	1.21	1.24	303	8.8	522	6.4
ABTF-650	2316	1.22	1.24	358	9.5	600	6.9
ABTF-760	2691	1.21	1.24	416	10.4	681	7.5
ABTF-850	3216	1.23	1.23	497	4.5	772	4.4
ABTF-950	3623	1.23	1.23	559	6.3	863	5.7
ABTF-1050	4027	1.24	1.22	621	8.5	954	7.4
ABTF-1150	4428	1.24	1.22	684	11.1	1046	9.3
ABTF-1200	4446	1.19	1.27	686	4.3	1090	5.2
ABTF-1350	4991	1.19	1.27	770	5.3	1226	7.0
ABTF-1500	5533	1.19	1.27	854	8.0	1363	8.9
ABTF-1650	6053	1.20	1.26	934	10.4	1499	11.2

*English:
4.0 gpm/nominal ton, Patm = 130 psig, TchwS = 95 F, TchwS = 44 F, TcwR = 85 F, 0.0001 Evaporator fouling and 0.00025 Absorber/Condenser fouling.

**Metric:
.20 m³/kWh, Patm = 130 psig, TchwS = 29.44 C, TchwS = 6.67 C, TcwR = 12.2 C, 0.0001 Evaporator fouling and 0.00025 Absorber/Condenser fouling.

Ek 14 Dolar kuru ve faiz oranları





ÖZGEÇMİŞ

Doğum tarihi	11.09.1984	
Doğum yeri	İstanbul	
Lise	1998-2002	Vefa Lisesi
Lisans	2003-2007	Yıldız Teknik Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü
Yüksek Lisans	2007-Devam ediyor	Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Müh. Anabilim Dalı, Isı Proses Programı

Çalıştığı kurumlar

2007-2008	Tokar Yapı ve Endüstri Tesisleri A. Ş.
2008-Devam ediyor	Construction Development Company