

T.C.

MUĞLA SITKI KOÇMAN ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

ENERJİ SİSTEMLERİ MÜHENDİSLİĞİ  
ANABİLİM DALI

DENİZ SUYU KAYNAKLI ISI POMPASI SİSTEMİNİN  
TERMODİNAMİK ANALİZİ: BİR OTEL UYGULAMASI

YÜKSEK LİSANS TEZİ

ÖMER SAÇKAN

MAYIS 2018

MUĞLA

**T.C.**  
**MUĞLA SITKI KOÇMAN ÜNİVERSİTESİ**  
**FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**ENERJİ SİSTEMLERİ MÜHENDİSLİĞİ**  
**ANABİLİM DALI**

**DENİZ SUYU KAYNAKLI ISI POMPASI SİSTEMİNİN**  
**TERMODİNAMİK ANALİZİ: BİR OTEL UYGULAMASI**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ**

**ÖMER SAÇKAN**

**MAYIS 2018**

**MUĞLA**

**MUĞLA SITKI KOÇMAN ÜNİVERSİTESİ**

**Fen Bilimleri Enstitüsü**

**TEZ ONAYI**

**ÖMER SAÇKAN** tarafından hazırlanan **DENİZ SUYU KAYNAKLI ISI POMPASI SİSTEMİNİN TERMODİNAMİK ANALİZİ: BİR OTEL UYGULAMASI** başlıklı tezin, **04/05/2018** tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Enerji Sistemleri Mühendisliği Anabilim Dalı'nda yüksek lisans derecesi için gerekli şartları sağladığı oybirliği ile kabul edilmiştir.

**TEZ SINAV JÜRİSİ**

Doç. Dr. Muhammet KAYFECİ (**Jüri Başkanı**)

Enerji Sistemleri Mühendisliği Anabilim Dalı,  
Karabük Üniversitesi, Karabük

Doç. Dr. Ali KEÇEBAŞ (**Danışman**)

Enerji Sistemleri Mühendisliği Anabilim Dalı,  
Muğla Sıtkı Koçman Üniversitesi, Muğla

Dr. Öğr. Üyesi Tolga URAL (**Üye**)

Enerji Sistemleri Mühendisliği Anabilim Dalı,  
Muğla Sıtkı Koçman Üniversitesi, Muğla

**ANABİLİM DALI BAŞKANLIĞI ONAYI**

Prof. Dr. Tayfun BÜKE

Enerji Sistemleri Mühendisliği Anabilim Dalı Başkanı,  
Muğla Sıtkı Koçman Üniversitesi, Muğla

Doç. Dr. Ali KEÇEBAŞ

Danışman, Enerji Sistemleri Mühendisliği Anabilim Dalı,  
Muğla Sıtkı Koçman Üniversitesi, Muğla

Savunma Tarihi: 04/05/2018

Tez çalışmalarım sırasında elde ettiğim ve sunduğum tüm sonuç, doküman, bilgi ve belgelerin tarafımdan bizzat ve bu tez çalışması kapsamında elde edildiğini; akademik ve bilimsel etik kurallarına uygun olduğunu beyan ederim. Ayrıca, akademik ve bilimsel etik kuralları gereği bu tez çalışması sırasında elde edilmemiş başkalarına ait tüm orijinal bilgi ve sonuçlara atıf yaptığımı da beyan ederim.

Ömer SAÇKAN

04/05/2018



**ÖZET**  
**DENİZ SUYU KAYNAKLI ISI POMPASI SİSTEMİNİN TERMODİNAMİK**  
**ANALİZİ: BİR OTEL UYGULAMASI**

Ömer SAÇKAN

Yüksek Lisans Tezi

Fen Bilimleri Enstitüsü

Enerji Sistemleri Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Doç. Dr. Ali KEÇEBAŞ

Mayıs 2018, 108 sayfa

Dünya'daki fosil kaynaklı enerjilerin çeşitliliğinin ve miktarının bir gün bitecek olması ve ayrıca çevreye olumsuz etkileri nedeniyle yenilenebilir enerji kaynaklarına ilgi artmaktadır. Özellikle yenilenebilir enerji kaynaklarından olan deniz suyu için. Deniz suyu; elektrik üretimi, ısıtma, soğutma ve damıtma proseslerinde temiz, bol, güvenli ve sürdürülebilir bir enerji kaynağıdır. Şöyle ki deniz suyu çeşitli çevrimlerdeki birçok güç santralin soğutulmasında, düşük sıcaklıklı ısı pompası uygulamalarında mahal ısıtma ve soğutmasında ve deniz suyundan içme suyu eldesin de çoğunlukla kullanılmaktadır. Deniz kıyısı olan şehirlerinde mahal soğutması ve ısıtmasını başarmak için deniz suyu enerjisinin değerlendirilmesi deniz suyu kaynaklı ısı pompası sistemi tarafından gerçekleştirilen bir mükemmel teknolojidir. Böylece bu sistemler geleneksel soğutma ve ısıtmanın yerini alarak binaların enerji tüketimini ve CO<sub>2</sub> emisyonlarını düşürebilecektir. Bu çalışmada Antalya'nın Alanya ilçesinde bulunan Asia Beach Resort Spa Otel' de kurulu deniz suyu kaynaklı ısı pompası sistemi incelenmiştir. Kurulu bu sistem 14.000 m<sup>2</sup>'lik mekana sahip otelin mekanların ve bir yatak odanın soğutmasını tam yükte 1 saatlik işletilmiştir. Böylece sistem ekipmanlardaki tersinmezlikleri ve termodinamik performansı değerlendirmek için Termodinamik 2. Kanuna göre ekserji analizi yapılmıştır. Çalışma sonuçları göstermiştir ki sistemin ekserji verimi %66,5 olarak belirlenmiştir. En yüksek enerji yıkımına sahip ekipman 10,57 kW ile deniz suyu eşanjörüdür. Daha sonra ise onu bernoulli filtre 6,358 kW ile takip etmektedir. Bir başka yönden soğutma bölgeleri arasında en fazla ekserji yıkımı 5. Bölgede meydana gelmiştir. Sistem ekipmanların arasında en yüksek tersinmezlik deniz suyu ısı eşanjöründe (IE) oluşurken bunu Bernoulli filtre (BF) takip etmektedir. Tersinmezliklerin nedeni ise BF'de deniz suyu ile birlikte gelebilecek yabancı maddeler (ot, mil, midye, vb.) kaynaklanan tıkanmalar ve IE'de ise, soğutma suyu arasındaki yüksek sıcaklık farkı yanı sıra basınç düşümünden kaynaklanmaktadır.

**Anahtar Kelimeler:** Otel, Isı Pompası, Deniz Suyu Kaynaklı, Soğutma Sistemi, Termodinamik Analiz, Performans İyileştirme

**ABSTRACT**  
**THERMODYNAMIC ANALYSIS OF SEAWATER SOURCED HEAT PUMP  
SYSTEM: A HOTEL APPLICATION**

Ömer SAÇKAN

Master of Science (M.Sc.)

Graduate School of Natural and Applied Sciences

Department of Energy Systems Engineering

Supervisor: Assoc. Prof. Dr. Ali KEÇEBAŞ

May 2018, 108 pages

There is increasing interest in renewable energy sources because of the limited diversity and amount of fossil-sourced energies in the world and the adverse effects on the environment. Especially, for sea water from renewable energy sources. Sea water is a clean, abundant, safe and sustainable energy source in electricity generation, heating, cooling and distillation processes. That is, sea water is mostly used in the cooling of many power plants in various cycles, space heating and cooling of the places in low temperature heat pump applications, and drinking water from sea water. In coastal cities, the evaluation of seawater energy to achieve space cooling and heating is an excellent technology carried out by the sea water heat pump system. Thus, these systems can reduce the energy consumption and CO<sub>2</sub> emissions of buildings by taking the place of conventional cooling and heating. In this study, sea water source heat pump system installed at Asia Beach Resort Spa Hotel in Alanya/Antalya is examined. For this purpose, the hotel has an area of 14.000 m<sup>2</sup> and this system has been operated for 1 hour at full load of cooling the rooms and a bedroom. Thus, to analyse the irreversibilities and thermodynamic performance of the system components, an exergy analysis is performed according to 2<sup>nd</sup> Law of Thermodynamics. The results of the study show that the exergy efficiency of the system is 66.5%. The component with the highest energy destruction rate is the sea water heat exchanger with 10.57 kW. It is followed by a Bernoulli filter with 6.358 kW. Among other zones, the most destruction rate of the exergy has occurred in the 5<sup>th</sup> colony. The highest irreversibility among the system components is the sea water heat exchanger (HEX) and followed by the Bernoulli filter (BF). The reason for the irreversibility is due to the obstructions due to foreign matter (grass, shaft, mussel, etc.) that may come along with sea water in the BF and the high temperature difference between the refrigerant and the cooling water in the HP evaporator, as well as the pressure drop in the HEX.

**Keywords:** Hotel, Heat Pump, Seawater Source, Cooling System, Thermodynamic Analysis, Performance Improvement



Sevgili Aileme

## ÖNSÖZ

Bu tez çalışmasında ekserji analizi yöntemi yapılarak otel gibi endüstriyel tesislerin ısıtılıp soğutulmasında tasarlanan sistemlerin, daha iyi sistem performansı için optimize edilmiş ve bazı iyileştirmeler için önerilerde bulunulmuştur.

Bu yüksek lisans tezinde öncelikle göstermiş olduğu kolaylıklar ve ayrıca bilimsel bir çalışmanın temellerini öğrettiği için Danışmanım ve Hocam Doç. Dr. Ali KEÇEBAŞ Bey'e teşekkürü bir borç bilirim.

Tezin ana hatlarının belirlenmesinde ve sistemin modellenmesinde değerli katkılarını esirgemeyen Sayın Devrim KILIÇ Bey'e şükranlarımı sunarım. Ayrıca bu tez çalışmasında gerekli verileri sağlayan Asia Beach Resort & SPA Hotel yetkilileri ve çalışanlarına, özellikle de Sayın Gökhan ÇEKİÇ Bey'e teşekkürlerimi sunarım.

Ayrıca çalışmamın tüm aşamalarında sabırla beni destekleyen değerli anneme, babama, kardeşime ve eşim Burcu SAÇKAN'a minnettar olduğumu belirtmek isterim.



## İÇİNDEKİLER

ÖNSÖZ.....	vii
İÇİNDEKİLER .....	viii
ÇİZELGELER DİZİNİ .....	x
ŞEKİLLER DİZİNİ .....	xi
SEMBOLLER VE KISALTMALAR DİZİNİ .....	xiii
<b>1. GİRİŞ .....</b>	<b>1</b>
<b>2. LİTERATÜR TARAMASI .....</b>	<b>8</b>
<b>3. ISI POMPASI .....</b>	<b>16</b>
3.1. Isı Pompasının Tarihiçesi .....	16
3.2. Isı Pompasının Tanımı ve Çalışma Prensipleri.....	18
3.3. Isı Pompası Çevrimleri.....	19
3.3.1. Absorbsiyonlu ısı pompaları ve ısı yükselticileri .....	20
3.3.2. Adsorbsiyonlu ısı pompaları.....	22
3.3.3. Ters carnot çevrimi .....	23
3.3.4. İdeal buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimi .....	25
3.3.5. Gerçek buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimi.....	26
3.4. Isı Pompası Çeşitleri.....	28
3.4.1. Hava kaynaklı ısı pompaları .....	28
3.4.2. Isı kaynağı olarak yerüstü ve yer altı sularının kullanılması .....	29
3.4.3. Isı kaynağı olarak güneş enerjisinin kullanılması.....	30
3.4.4. Isı kaynağı olarak toprağın kullanılması.....	31
3.4.5. Isı kaynağı olarak atık ısıların kullanılması.....	32
3.5. Isı Pompası Elemanları.....	33
3.5.1. Kompresörler .....	33
3.5.2. Buharlaştırıcılar .....	34
3.5.3. Yoğuşturucular .....	34
3.5.4. Kısılma vanaları.....	35
3.5.5. Isı pompalarında kullanılan soğutucu akışkanlar .....	35
<b>4. MATERYAL VE YÖNTEM .....</b>	<b>39</b>
4.1. Uygulama Otelinin Tanıtımı.....	39

4.2. Soğutma Sisteminin Seçimi.....	41
4.3. Soğutma Sistemi Ekipmanları .....	42
4.3.1. VRF dış üniteleri.....	42
4.3.2. VRF iç üniteleri .....	44
4.3.3. VRF DX (doğrudan genişmeli) klima santralleri.....	45
4.4. Deniz Suyu Kaynaklı Isı Pompası Sistemi.....	46
4.4.1. Sistem ekipmanları .....	49
4.4.1.1. <i>Deniz suyu pompaları</i> .....	50
4.4.1.2. <i>Bernoulli filtre</i> .....	51
4.4.1.3. <i>Deniz suyu eşanjörü</i> .....	52
4.4.1.4. <i>Sekonder ve bölge pompaları</i> .....	53
4.4.1.5. <i>Otomasyon sistemi</i> .....	55
4.5. Termodinamik Analiz.....	55
<b>5. BULGULAR VE TARTIŞMA .....</b>	<b>65</b>
<b>6. SONUÇ VE ÖNERİLER .....</b>	<b>71</b>
<b>KAYNAKLAR .....</b>	<b>73</b>
<b>ÖZGEÇMİŞ.....</b>	<b>76</b>
<b>EKLER.....</b>	<b>77</b>
<b>Ek A.</b> Asia Beach Resort SPA Otel'in mimari görünüşleri. ....	77
<b>Ek B.</b> Asia Beach Resort SPA Otel'in termodinamik analizi ve tasarımı için HAP programında hesaplanan değerler .....	79
<b>Ek C.</b> Asia Beach Resort SPA Otel'in soğutma sisteminde kullanılan deniz suyu kuyusu ve ekipmanların teknik detayları.....	98

## ÇİZELGELER DİZİNİ

Çizelge 3.1. Soğutucu akışkanların atmosferde kalma süreleri ve Ozon'a etkileri ...	36
Çizelge 4.1. Uygulama oteli için proje dizayn kriterleri .....	41
Çizelge 4.2. Uygulama oteli için 10 Haziran 2016 tarihinde toplanan parametreler.....	48
Çizelge 4.3. Uygulama oteli için seçilen deniz suyu pompaları basınç kayıpları.....	51
Çizelge 5.1. Soğutma sisteminin teorik işletme şartlarında bir saatlik durum için termodinamik özellikleri ve ekserji miktarı .....	66



## ŞEKİLLER DİZİNİ

Şekil 1.1.	Dünyadaki enerji tüketiminin kaynaklara ve yıllara göre değişimi(BP Statistical Review of World Energy.2016.British Petroleum(BP),London,UK)..	3
Şekil 1.2.	2011-2015 yıllarında dünyadaki ortalama enerji tüketiminin kaynaklara göre dağılımı(BP Statistical Review of World Energy.2016.British Petroleum(BP),London,UK)	3
Şekil 1.3.	2011-2015 yıllarında dünyadaki ortalama enerji tüketiminin ülkelere göre dağılımı(BP Statistical Review of World Energy.2016.British Petroleum(BP),London,UK)	4
Şekil 1.4.	Türkiye'nin enerji tüketiminin kaynaklara ve yıllara göre değişimi(BP Statistical Review of World Energy.2016.British Petroleum(BP),London,UK)	5
Şekil 1.5.	Türkiye'nin 2011-2015 yıllarındaki ortalama enerji tüketiminin kaynaklara göre dağılımı(BP Statistical Review of World Energy.2016.British Petroleum(BP),London,UK)	5
Şekil 3.1.	Lord Kelvin ısı pompası (Yamankaradeniz vd 2009)	16
Şekil 3.2.	Isı pompasının genel çalışma prensibi	18
Şekil 3.3.	Isı pompası sistemi	19
Şekil 3.4.	Absorbsiyonlu ısı pompası şematik gösterimi	20
Şekil 3.5.	Absorbsiyonlu ısı yükselticisi şematik gösterimi(Kurt ve Horuz 2011).	22
Şekil 3.6.	Adsorbsiyonlu ısı pompası	23
Şekil 3.7.	Carnot soğutma makinesinin düzeni ve ters Carnot çevriminin T-s diyagramı	24
Şekil 3.8.	İdeal buhar sıkıştırırmalı soğutma çevriminin düzeni	25
Şekil 3.9.	Soğutma çevriminin T-s ve lnP-h diyagramları üzerinde gösterilmesi(Yaman,Karadeniz vd.,2002)	25
Şekil 3.10.	Gerçek soğutma çevriminin lnP-h diyagramı(Yaman,Karadeniz 2002)	27
Şekil 3.11.	Hava kaynaklı ısı pompası(Seçilmiş 2006)	29
Şekil 3.12.	Yerüstü ısı kaynağı ile konut ısıtma(Seçilmiş 2006)	30
Şekil 3.13.	Buharlaştırıcı için güneş kolektörü kullanılan örnek bir ısı pompası sistemi(Seçilmiş 2006)	31
Şekil 3.14.	Güneş ve toprak kaynaklı ısı pompası sisteminin birlikte kullanılması(Seçilmiş 2006)	32

Şekil 4.1.	Uygulama oteli Asia Beach Resort SPA Hotel'in bir görüntüsü .....	40
Şekil 4.2.	Antalya iline ait ortalama en yüksek hava sıcaklığı ve deniz suyu sıcaklığı(MGM, 2017).....	40
Şekil 4.3.	Kullanılan VRF dış ünitesinin şematik görünüşü .....	43
Şekil 4.4.	Kullanılan VRF dış ünitesinin mekanik oda içerisindeki görünüşü.....	43
Şekil 4.5.	Kullanılan VRF iç ünitenin şematik görünüşü .....	44
Şekil 4.6.	Kullanılan VRF iç ünitenin mekan içerisindeki görünüşü .....	45
Şekil 4.7.	Kullanılan VRF DX klima santral ünitesinin şematik görünüşü .....	46
Şekil 4.8.	Kullanılan VRF DX klima santral ünitesinin mekanik oda içerisindeki görünüşü .....	46
Şekil 4.9.	Otelin soğutulması için kullanılan sistemin akış şeması.....	47
Şekil 4.10.	Sistemin takibinde ve verilerin kaydında kullanılan programın ara yüzü .....	49
Şekil 4.11.	Sistemde kullanılan deniz suyu pompaları.....	50
Şekil 4.12.	Sistemde kullanılan bernoulli filtre ve bağlantısı.....	52
Şekil 4.13.	Sistemde kullanılan plakalı tip deniz suyu ısı eşanjörü ve bağlantısı .....	53
Şekil 4.14.	Sistemde kullanılan sekonder devre pompaları ve bağlantısı .....	54
Şekil 4.15.	Sistemde kullanılan bölge pompaları ve bağlantısı.....	54
Şekil 4.16.	Akışkan sıcaklığını ve basıncı ölçen duyar elemanlar .....	55
Şekil 5.1.	Soğutma sistemi bölgelerinin ekserji miktarının değişimi.....	67
Şekil 5.2.	Soğutma sistemi bölgelerinin ekserji verimleri.....	67
Şekil 5.3.	Soğutma sistemi bileşenlerinin enerji yıkımı miktarının değişimi.....	68
Şekil 5.4.	Soğutma sistemi ekipmanlarının ekserji verimlerinin değişimi .....	69
Şekil 5.5.	Soğutma sistemi ekipmanlarının iyileştirme potansiyelleri .....	70
Şekil 5.6.	Otel toplam soğutma sisteminin ekserji analizi sonuçları.....	70

## SEMBOLLER VE KISALTMALAR DİZİNİ

$C$	Isı kapasitesi (kW/K)
$c_p$	Sabit basınçtaki özgül ısı (kJ/kgK)
$\dot{E}$	Enerji miktarı (kW)
$\dot{E}_x$	Ekserji miktarı (kW)
$\dot{E}_{x_{yo}}$	Ekserji yok oluşu/yıkımı (kW)
$e_x$	Akış ekserjisi (kW)
$\dot{F}$	Girdi ekserjisi (kW)
$h$	Özgül entalpi (kJ/kg)
$IP$	Van Goal iyileştirme potansiyeli (kW)
$\dot{m}$	Kütlesel debi (kg/s)
$\dot{P}$	Çıktı ekserjisi (kW)
$P$	Basınç (kPa)
$P_0$	Ölü hal basınçı (kPa)
$\dot{Q}$	Birim zamanda ısı geçiş miktarı (kW)
$q$	Birim kütledeki ısı geçiş miktarı (kW/kg)
$\dot{S}$	Entropi üretim miktarı (kW/K)
$s$	Özgül entropi (kJ/kg)
$T$	Sıcaklık ( $^{\circ}C$ veya K)
$t$	Zaman (s)
$V$	Hız (m/s)
$\dot{W}$	Birim zamanda yapılan iş miktarı (kW)

### Yunanca Simgeler

$\Delta$	Değişim/fark
$\varepsilon$	Ekserji verimi (%)
$\tilde{\varepsilon}$	Etkinlik katsayısı (%)
$\eta$	Enerji verimi (%)
$\rho$	Yoğunluk (kg/m <sup>3</sup> )

### Üst simgeler

maks	Maksimum
min	Minimum

### Alt simgeler

Ç	Çevre
ç	Çıkış
DS	Deniz Suyu
elek	Elektrik
g	Giriş
H	Net ekserji transferi
j	Hal noktası
K	Isı kaybı
k	Sistem bileşeni
kh	Kontrol hacmi
p	Pompa
R	Isıl denge deposu
soğ	Soğutma işlemi
top	Toplam
tr	Tersinir
U	Ürün veya üretim
Y	Ekserji yıkımı
YA	Yakıt
yoğ	Yoğuşturma işlemi
Z	Bölgeler
0	Çevre hali, ölü hal

### Kısaltmalar

ABD	Amerika Birleşik Devletleri
BF	Bernoulli Filtre
BP	British Petroleum
CFC	Kloroflorokarbon
COP	Performans Katsayısı
DX	Doğrudan Genleşme

HAP	Hourly Analysis Program
HCFC	Hidrofloroklorokarbon
HP	Heat Pump
IE	Isı Eşanjörü
IP	Isı Pompası
MGM	Meteoroloji Genel Müdürlüğü
MMO	Makine Mühendisleri Odası
SCADA	Denetleme Kontrol Merkezi
TMMOB	Türkiye Mimarlar ve Mühendisler Odası Birliği
UK	United Kingdom
YBKTT	Yüksek Basınçlı Kanal Tip Taze Hava Cihazı





# 1. GİRİŞ

Enerji, çağlar boyunca insanlığı ve ülkelerin ekonomik ve sosyal yaşamlarının en önemli temel gereksinimlerinden birisi olmuştur. Bu sebepten dolayı enerjiyi temiz, ucuz, kesintisiz, güvenilir ve çeşitlendirilmesi gerekmektedir. Günümüzde enerji hem fosil kaynaklardan hem de yenilenebilir kaynaklardan elde edilebilmektedir. Fosil kaynaklı enerjilerin belli bir süre içinde bitecek olması, yeni rezervlerin üretiminin oldukça pahalı olması ve çevreye verdikleri zararlardan dolayı yenilenebilir enerji kaynaklarının kullanılmasını zorunlu kılmaktadır. Türkiye açısından belirtilen hususlar dikkate alındığında yenilenebilir enerjilerin önemi daha da ortaya çıkmaktadır. Enerji dünyanın vazgeçilmez gündemlerinden biridir. İnsanlığın refahı büyük ölçüde enerjiyi üretebilme ve kullanabilme yeteneğine bağlıdır. Ekonomik ve sosyal kalkınmanın en hayati girdilerinden biri enerjidir. Bu yönüyle enerji insanlığın yaşam standardının iyileştirilmesinde önemli rol oynar. Sürdürülebilir kalkınmanın sağlanması da yine enerji ile mümkündür. Ülkelerin gelişmişlik seviyelerinin en büyük göstergelerinden biri verimli enerji kullanımudur. Dünyada enerji verimliliği ile birincil enerji kaynakları rezervinin hızla tükenmesinin kontrol altına alınması hedeflenmektedir.

Dünyada sanayi ve teknoloji alanlarındaki büyük değişimlerle birlikte, nüfus artışı ve bireylerin daha iyi yaşama istekleri, enerjinin kullanımını ve fiyatları giderek artırmıştır. Bu durumun bir sonucu olarak, tüm dünyada enerji kullanımını minimize ederek alternatif kaynakları artırmaya yönelik çalışmalara yoğunlaşmıştır. Enerjiyi üretmek kadar, üretilen enerjiden en verimli şekilde faydalanmak da artık ülkelerin önemli politikalarından biri haline gelmiştir.

Enerji verimliliği; enerji girdisinin üretim içindeki kullanımının küçültülmesi, aynı üretimin minimum enerji tüketerek gerçekleştirilmesidir. Bir başka tanımda ise enerji verimliliği; binalarda yaşam konforu, endüstriyel işlemlerde ise üretim kalitesi ve

miktarının düşüşüne yol açmadan enerji tüketiminin azaltılması şeklinde ifade edilmiştir. Ülkemizde enerji kullanımı, nüfus artışına ve sanayideki büyümeye paralel olarak artmakta ve mevcut enerji kaynakları bu ihtiyacı karşılayamamaktadır. Enerji isteğinin büyük bir hacmini ithalatla karşılayan ülkemizde bu durumun kalkınma ve sanayileşme politikalarında bir engel oluşturmaması için enerjinin verimli kullanılması önem arz etmektedir.

Özellikle, gelişmekte olan ve her yıl enerji tüketimi artan ülkemizde enerjinin verimli kullanılması ile enerji yoğunluğunun düşürülmesinin sağlanması mümkündür. Enerji yoğunluğunun düşmesi ise enerjinin daha verimli kullanıldığının bir göstergesidir. Birincil enerji kaynaklarını büyük oranda ithal eden ülkemizde, enerji yoğunluğunun düşürülmesi ile ithal kaynaklı üretilen elektriğin toplam üretimdeki payını düşürme imkanı sunmaktadır.

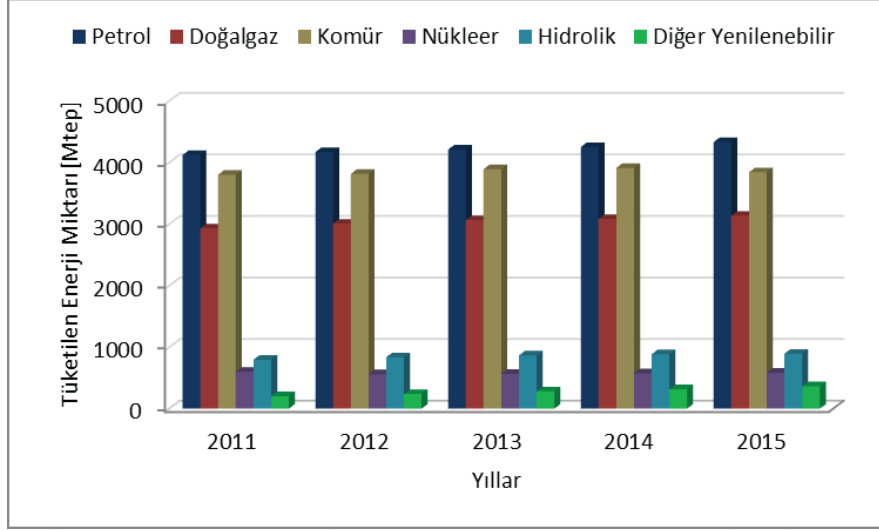
Bunun yanı sıra, birincil enerji kaynaklarının verimli tüketimi ile atmosferdeki sera gazı salınımının düşürülmesi neticesinde küresel ısınma sonucu oluşabilecek felaketlerin önlenmesi sağlanabilecektir. Bu ise ancak sistemlerdeki enerji verimliliğinin irdelenmesi ve yeni kurulacak sistemlerin doğru tasarlanması ile mümkün olmaktadır.

Dünyadaki enerji tüketiminin kaynaklara ve yıllara göre değişimi sütun grafiği şeklinde Şekil 1.1'de verilmiştir. Şekil 1.1 incelendiğinde, 2011 ile 2015 yılları arasına bakıldığında, dünyadaki enerji tüketiminin genel eğilim olarak her geçen yıl arttığı görülmektedir.

Petrol, doğalgaz, hidrolik ve diğer yenilenebilir enerji kaynaklarının tüketimin her yıl arttığı şekilden görülmektedir. Kömür kaynaklı enerji tüketimi ise 2011 yılından 2014 yılına kadar artmış, 2015 yılında ise bir önceki yıla göre azalmıştır. Nükleer enerji tüketimi incelendiğinde, 2012 yılında 2011 yılına göre düşüş gerçekleşmiş olup, 2012 yılından itibaren tekrar artış göstermeye başlamıştır.

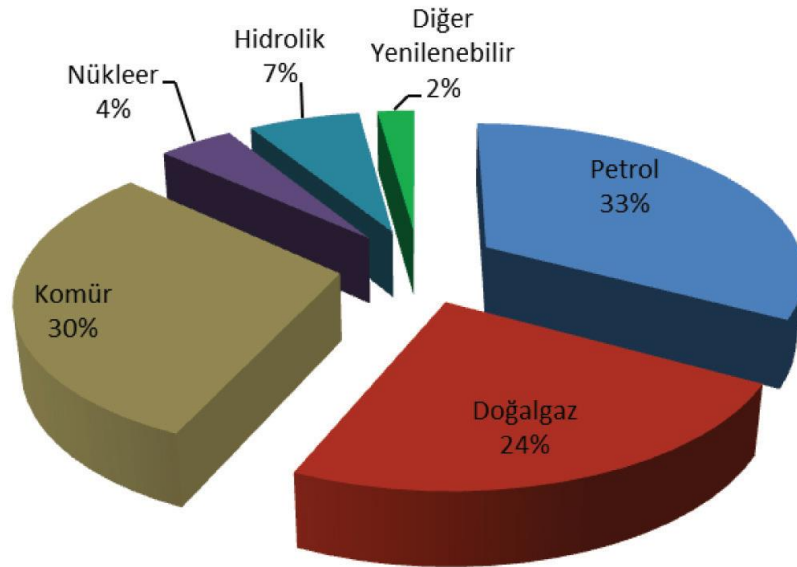
Enerji tüketiminin kaynaklara göre dağılımının son 5 yılının ortalaması alınarak yapılan incelemede, tüketimde en fazla payı %33 ile petrol oluşturmaktadır. Kömür %30 ile ikinci sırada yer almakta, bunu %24 ile doğalgaz, %7 ile hidrolik, %4 ile nükleer ve %2 ile diğer yenilenebilir kaynakları takip etmektedir ve bu durum Şekil

1.2’de gösterilmiştir.



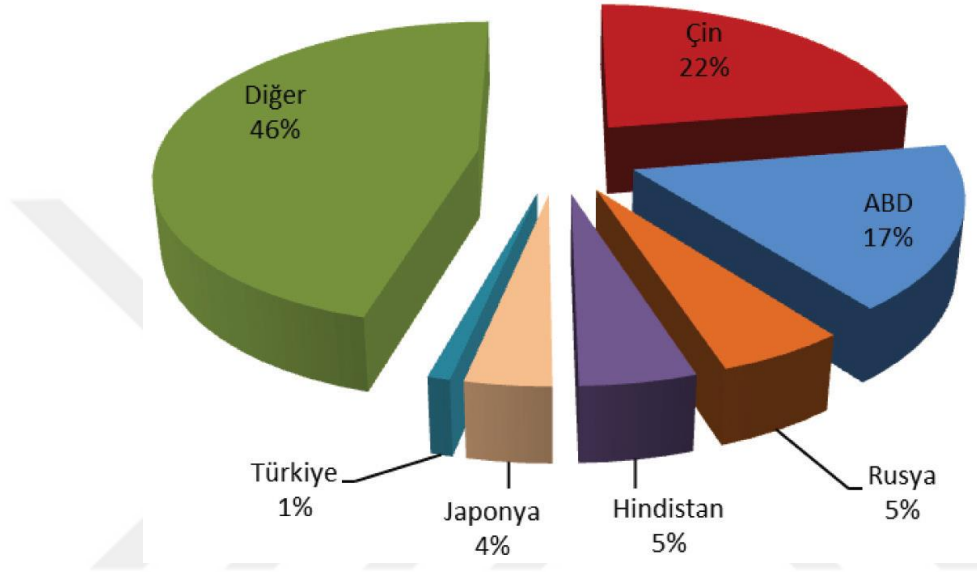
Şekil 1.1. Dünyadaki Enerji Tüketiminin Kaynaklara ve Yıllara Göre Değişimi (BP Statistical Review of World Energy.2016.British Petroleum (BP), London, UK)

2011 ile 2015 yıllarındaki ortalama enerji tüketiminde en yüksek paya sahip ilk 5 ülke ve Türkiye için dağılım grafiği Şekil 1.3’te verilmiştir. Şekilden de görüldüğü gibi, Çin Halk Cumhuriyeti’nin %22 ile dünyadaki enerji tüketiminde en yüksek paya sahip olduğu görülmektedir. Bunu sırasıyla, ABD %17, Rusya %5, Hindistan %5 ve Japonya %4 ile izlemektedir. Türkiye ise dünya enerji tüketiminde yaklaşık olarak %1’lik bir paya sahiptir.



Şekil 1.2. 2011-2015 Yıllarında Dünyadaki Ortalama Enerji Tüketiminin Kaynaklara Göre Dağılımı (BP Statistical Review of World Energy.2016.British Petroleum (BP), London, UK)

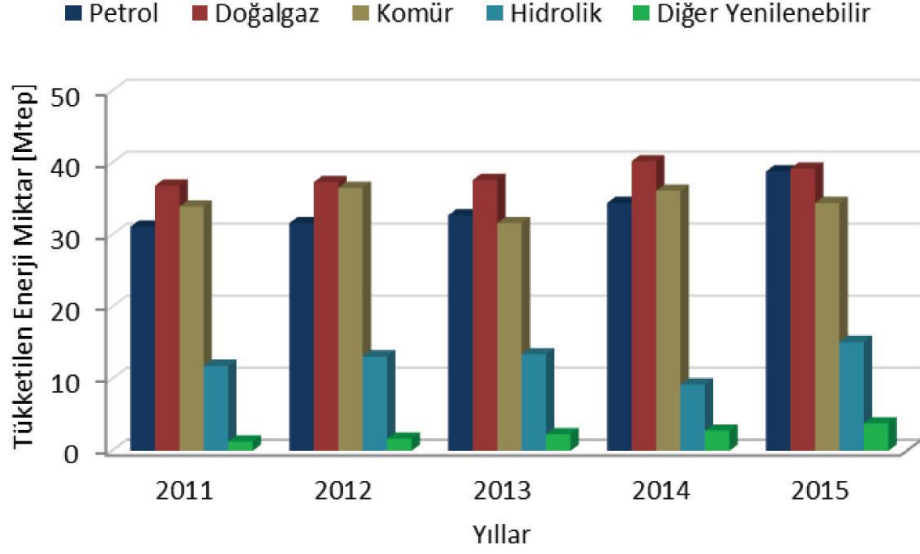
Şekil 1.4'te Türkiye'deki enerji tüketiminin kaynaklara ve yıllara göre değişimi sütun grafiği şeklinde verilmiştir. Petrol ve diğer yenilenebilir enerji kaynaklarının tüketiminin her yıl giderek arttığı görülmektedir. Doğalgaz tüketiminin 2015 yılında 2014 yılına göre düştüğü, kömür tüketiminin 2013 ve 2015 yıllarında bir önceki yıllara göre azaldığı, hidrolik enerji tüketiminin ise özellikle 2015 yılında önceki yıllara göre arttığı görülmektedir.



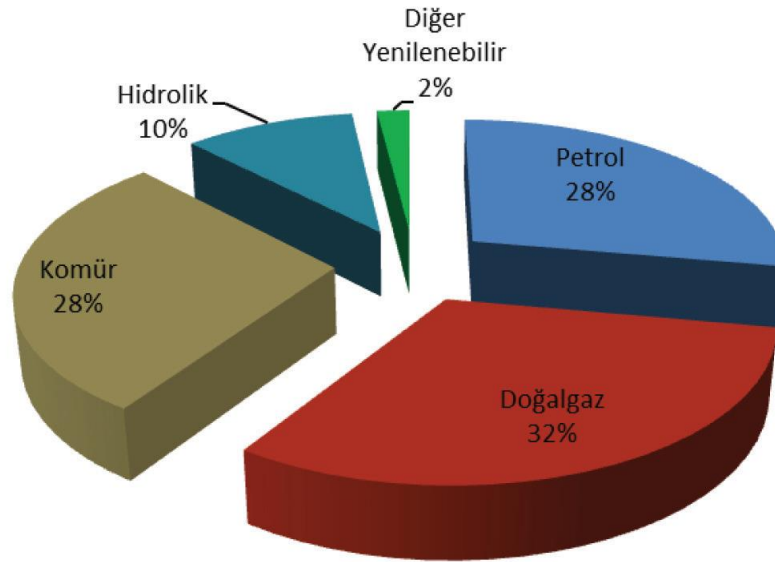
**Şekil 1.3. 2011-2015 Yıllarında Dünyadaki Ortalama Enerji Tüketiminin Ülkelere Göre Dağılımı (BP Statistical Review of World Energy.2016.British Petroleum (BP), London, UK)**

Türkiye'nin 2011 ile 2015 yılları arasındaki ortalama enerji tüketiminin kaynaklara göre dağılımı Şekil 1.5'te verilmiştir. Enerji tüketiminde en fazla kullanılan enerji kaynağı %32 ile doğalgaz olmuştur. Bu enerji kaynağını sırasıyla, kömür, petrol, hidrolik ve diğer yenilenebilir enerji kaynakları izlemiştir.

Şekil 1.2 ve Şekil 1.3 birlikte incelendiğinde, dünyada enerji tüketimi en fazla petrol kaynaklıyken, Türkiye'de en fazla doğalgaz kaynaklı olmaktadır. Dünyada enerji tüketiminin yaklaşık %4'lük kısmı nükleer kaynaklardan elde edilirken, Türkiye'de nükleer kaynaklı enerji tüketimi yoktur. Toplam yenilenebilir enerji kaynaklarının tüketimdeki payı dünyada yaklaşık %9 iken Türkiye'de bu değer yaklaşık %12'dir.



Şekil 1.4. Türkiye'nin Enerji Tüketiminin Kaynaklara ve Yıllara Göre Değişimi (BP Statistical Review of World Energy.2016.British Petroleum (BP), London, UK)



Şekil 1.5. Türkiye'nin 2011-2015 Yıllarındaki Ortalama Enerji Tüketiminin Kaynaklara Göre Dağılımı (BP Statistical Review of World Energy.2016.British Petroleum (BP), London, UK)

Ortaya çıkabilecek bir enerji krizinden minimum seviyede etkilenmeyi sağlamak amacıyla dinamik bir enerji planlaması ve yönetimi yapılması mecburidir. Bundan dolayı yenilenebilir enerji kaynakları kullanımını arttırmak ülkemiz açısından çok önemlidir. Yenilenebilir enerji kaynaklarını arttırmanın yanı sıra mevcut enerji kaynaklarını kullanmakta verimliliğin ve enerji geri kazanım tekniklerinin uygulanmalarına yönelmek gerekmektedir. Enerjiyi ve özellikle ısı enerjisinin geri

kazanımında değişik yöntemler mevcuttur. Yüksek potansiyelli ancak düşük sıcaklıklı ısı kaynaklarından ısı enerjisi geri kazanımında ısı pompaları verimli, ekonomik ve estetik çözümler sunmaktadır.

Isı pompası, basit olarak ısı enerjisini bir ortamdan diğer bir ortama taşıyan ve elektrikle beslenen bir sistemdir. Isı pompası, adını ısı enerjisini bir ortamdan diğer bir ortama 'pompalama' veya 'taşıma' kabiliyetinden almaktadır. Gerekli şartlar sağlandığında yüksek miktarlarda enerji düşük maliyetlerle kullanıma sunulabilmektedir.

Isı pompası sistemleri, atık ısıyı ısı üretimi sistemine geri kazandıran, bu sayede evsel kullanımdan endüstriyel uygulamalara kadar geniş bir aralıkta verimli ve çevre dostu ısıtma-soğutma uygulamaları sunan bir sistemdir. Isı pompaları sera gazlarını özellikle de karbondioksit emisyonlarını önemli oranda azaltma potansiyeline sahiptir. Enerji maliyetlerinin sürekli olarak artması, enerji tasarrufunu ve enerji verimliliğinin artırılmasını kaçınılmaz kılmıştır. Bu bilgilerin ışığında, ısı pompalarının yüksek miktarda enerji tasarrufu potansiyeline sahip olmaları nedeniyle enerji geri kazanımı sistemlerinde anahtar eleman haline geldikleri söylenebilir. Buna bağlı olarak ısı pompasının performansının ve güvenilirliğinin artırılması ve çevresel etkilerinin incelenmesi de önemli bir konu haline gelmiştir.

Sistemler tasarlanırken termodinamiğin ikinci yasası ve ekserji kavramları mutlaka dikkate alınmalıdır. Bilindiği üzere ekserji, çevre koşullarında, verilen bir enerjiden alınabilecek olan maksimum iş olarak tanımlanmaktadır. Ekserji, enerjinin optimum kullanımı olduğundan ekserji analizi, tüm enerji kaynakları ile yapılacak olan tasarımlarda kullanılacak iyi bir metottür. İnşaat yapım tekniğinin gelişmesi, inşaat sektöründe kullanılan malzemelerin her geçen gün yeni inşaat yapımına olanak sağlaması ve modern yapıların çoğalması ısıtma soğutma sektöründe de yeniliklere yol açmaktadır. Bu gelişimleri zorlayan ikinci bir neden enerji ve yatırım maliyetleridir.

Enerjinin büyük bir kısmını ithal eden ülkemiz enerji fiyatlarının artması ile birlikte daha az enerji harcayan ve daha az yatırım maliyeti ve bakım masrafları olan sistemler pazarda yerini almaktadır. Isı pompası, toprak kaynaklı ısı pompaları, ısı geri kazanım sistemleri, buz ve su bankaları gibi sistemler enerji maliyetlerini

azaltmak anlamında çok faydalı olmuşlardır. Bilindiği üzere yıllardır tamamı havalı, tamamı sulu veya su-havalı karma sistemler büyük tesislerde alternatifsiz olarak kullanılıyorlardı. Son yıllarda split klimalar ve onların çoklu kullanılan ve gelişmiş şekli olan VRF (Değişken soğutucu akışkan debili) sistemler bu klasik sistemlere ciddi alternatif olmuşlardır. Bu sistemler küçük villalardan, apartman, otel alışveriş merkezleri ve büyük iş merkezlerine kadar her yapıda kullanılmaktadırlar.

Bu çalışmada Antalya'nın Alanya ilçesinde bulunan Asia Beach Resort SPA otelde deniz suyu kaynaklı ısı pompası kullanılmasından dolayı elde edilen tasarrufları ve bu tasarruflarla birlikte termodinamik değişimler incelenecektir.



## 2. LİTERATÜR TARAMASI

İnsan hayatı için vazgeçilmez temel unsurların başında gelen enerji, ekonomik ve sosyal gelişmişliğin bir ölçөгüdür. Dünyadaki pek çok ülke; sonlu fosil yakıtlarda dış alımlara bağımlılık, her çeşit kirlilik, küresel ısınma, artan enerji maliyetleri ve enerjinin verimsiz kullanılması gibi çeşitli problemlerinin çözümü için yenilebilir enerjilere ve/veya mevcudun verimli kullanımı için alternatif çözümlere yönelmektedir. Ayrıca endüstriyel ve teknolojik gelişmeler hızla artarken nüfus ve enerji ihtiyacı da artmaktadır. Bu nedenle ülke yönetimleri yenilebilir enerji üretimlerini artırma veya mevcut enerjiyi verimli kullanma ile enerji ihtiyacını karşılamaya çözüm getirmek istemektedir.

Gelişen teknoloji ve artan enerji açığı bütün ülkelerde olduğu gibi ülkemizde de yeni enerji kaynakları veya mevcut enerjiyi daha verimli kullanan sistemler üzerinde daha fazla yoğunlaşılmasını ve hızlı bir şekilde alternatiflerin geliştirilmesini gerekli hale getirmiştir. Yeryüzünde fosil yakıtların neden olduğu sera gazlarının küresel ısınma ve iklim değışikliklerini meydana getirmesi, diğer yandan nükleer enerji kaynaklarının sosyal, çevresel ve ekonomik açıdan oldukça maliyetli olması, ülkelerin kendi öz kaynaklarını daha etkili yöntemlerle kullanımının önemini artırmıştır. Özellikle teknolojik gelişmeye bağılı olarak ortaya çıkan çağdaş gereksinimlerden dolayı, enerji üretimi ile ilgili bilimsel araştırmalar, alternatif ve daha kullanışlı enerji kaynaklarına veya sistemlere yönelmiştir. Bu gereksinimlerden dolayı jeotermal enerji, dalga enerjisi, rüzgar enerjisi, güneş enerjisi, ısı pompaları gibi farklı enerji türlerine ulaşılmıştır. Bulunan sonuçlar arasında ısı pompaları, düşük enerji tüketimleri, yüksek performans katsayıları ve doğaya zarar vermemeleri gibi özellikleri ile dikkat çekmektedir. Belirli bir çevreye ait bir halde bulunan sistemden elde edilebilecek en fazla yararlı işe ekserji denir. Diğer bir deyişle, bir düzeneğin verebileceğı işin üst sınırını temsil eder. Ekserji kelimesi genellikle Avrupa'da kullanılmaktadır. Amerika'da daha çok kullanılabilirlik olarak ifade edilmektedir. Ekserji kavramını 1950'li yıllarda beri yaygın olarak kullanılmaktadır. Ekserji, enerji kalitesinin bir ölçüsüdür. İş ise tamamen başka tür bir enerjiye dönüştürülebilen en kaliteli enerjidir. Termodinamikte ekserji, bir miktar enerji veya



maddeyi referans çevre ile denge haline ulaştırdığımızda, o enerjiden veya maddeden elde edilebilecek en fazla teorik iştir.

Sürdürülebilir kalkınma, sadece temiz ve karşılanabilir kaynakların kullanımıyla değil, aynı zamanda kaynakların verimli kullanılmasıyla sağlanabilir. Ekserji yöntemleri verimi artırmanın yanı sıra, kaynakların kullanımında en fazla fayda elde edilmesini sağlayan ve çevre kirliliği gibi istenmeyen etkileri azaltmaya yarayan araçlardır.

Ekserji analizi yöntemi kullanılarak; bina ısıtma soğutma sistemlerinde daha yüksek verim, daha iyi fiyat etkinliği, daha iyi kaynak kullanımı, daha iyi çevresel etki ve daha iyi sürdürülebilirlik için yapılması gereken iyileştirmeler yada daha uygun ekipman seçiminin sağlanması amaçlanmaktadır.

Isı pompaları bilindiği üzere ısıyı belirli şartlarda bir yerden başka bir yere aktaran makinelerdir. Kışın ısıtma maksadı ile kullanılan ısı pompası, yazın da soğutma için kullanılabilir. Isı pompaları ısıyı çektiği ve aktardığı ortamlara göre toprak, su ya da hava kaynaklı olabilirler. Isı pompası ile ilgili detaylı açıklamalar Bölüm 3.2' de verilecektir.

Isıtma veya soğutma amaçlı, hava, su, toprak gibi çeşitli kaynaklar kullanan ve sistemin çalışması sırasında soğutma ve / veya sıcak su eldesi için kullanılan ısı pompaları için bazı çalışmalar yapılmıştır. Bu bölümde literatürde bulunan çalışmalar ile ilgili bilgiler verilecek ve konu ile ilgili kuramsal alt yapı anlatılacaktır.

Alternatif kaynaklar ile çalışan ve gerek soğutma, gerek su ısıtma gerekse hem soğutma hem de su ısıtma uygulaması yapan ısı pompaları bulunmaktadır. Bu sistemler ile ilgili olarak literatürde deneysel ve teorik çalışmalar bulmak mümkündür.

Hamamatsu ve vd. (1990), bir mekanın ısıtma, soğutma ve sıcak su ihtiyacını bir ısı pompası sistemiyle karşılanmasını deneysel olarak incelemiştir. Tahmini COP değeri ile deneysel COP değerleri arasında fark olduğunu ve bunun düşük kompresör veriminden kaynaklandığını belirtmişlerdir.

Şendağ (1992), ısı kaynağı olarak havayı kullanan sistemler, havanın herhangi bir yerde ve zamanda kolaylıkla bulunması nedeni ile oldukça kullanışlıdır.

Şendağ (1992), güneş enerjisinin ısı pompası kaynağı olarak kullanılmasının en büyük üstünlüğü, ısıyı daha yüksek sıcaklıklarda verebilmesi ve buna bağlı olarak sistemden daha yüksek performans elde edilebilmesidir.

**Hava-Hava Isı Pompası:** Bu tip ısı pompalarında kondenser ve evaporatörde ısı hava ile taşınır. Eğer ısı pompası iklimlendirme için kullanılacaksa ısıtılan veya soğutulan hava doğrudan ortama gönderilir bu tip ısı pompaları paket tip ısı pompaları için oldukça uygundur.

**Hava-Su Isı Pompası:** Bu tip sistemlerde ısı taşıyıcı akışkan olarak hem hava hem de su kullanılır. Isı kaynağının hava olması durumunda kondenser ve evaporatörde ısı su ile taşınır.

**Su-Su Isı Pompası:** Hem ısı kaynağı hem de ısı taşıyıcı akışkan olarak suyu kullanan sistemlerdir. Suyun ısı transfer yeteneğinin fazla olması nedeni ile oldukça kullanışlıdır.

Şendağ (1992), Stirling Çevrimli Isı Pompaları: Stirling çevrimli ısı pompalarında; Çevrime ısı yüksek sıcaklıktaki bir kaynaktan sağlanır. Isının bir kısmı işe dönüştürülür ve bir kısmı da soğuk kaynak sıcaklığında sistemden atılır. Soğutma çevrimi olarak Stirling makinelerinde tek fark genişleme işlemi sırasında harici kaynaktan sağlanan ısının sıcaklığı, sıkıştırma işlemi sırasında iş akışkanından atılan ısının sıcaklığından daha küçüktür. Yani sistem soğuk kaynaktan ısı alır ve daha yüksek sıcaklıktaki sıcak kaynağa ısı verir, bu demektir ki soğutma çevriminde makineye dışarıdan iş verilir.

Boran (1993), Absorbsiyonlu Isı Pompaları: Absorbsiyonlu ısı pompalarında iki ayrı maddeden meydana gelen bir akışkan çifti kullanılır. Isı pompalarının işletme ortamı olarak bir soğutucu ve çözücü (solvent) veya emici vazife görür (Genceli, 2002). Absorbsiyonlu ısı pompalarında dört ana eleman bulunur. Bunlar jeneratör, yoğuşturucu, buharlaştırıcı ve absorberdir. Soğutucu akışkan buharlaştırıcıda buharlaşır ve ortamdan ısı çekerek ortamın soğumasını sağlar. Absorbent akışkansa jeneratör ve absorber arasında dolaşarak çevrimin bu bölümünde soğutucu akışkanı taşır.

Boran (1993); Şendağ (1992), ısı pompalarının çalışma sistemleri en genel olarak üç

ana başlık altında toplanabilir. Bunlar; i) Isı kaynaklarına göre ısı pompaları, ii) İşletme çevrimlerine göre ısı pompaları ve iii) Termodinamik çevrimlerine göre ısı pompaları olarak sıralanabilir.

Doğan (1999), bir m<sup>3</sup> suyun sıcaklığını 1°C düşürerek çekilen enerji bir m<sup>3</sup> havanın sıcaklığını 1°C düşürerek çekilecek enerjiden 3.000 kat daha fazladır, eğer havanın yoğunluğu düşük ise 4.000 katına varan bir değer ortaya çıkar.

Gülten (2000), Soğutma makinelerinin iki türü vardır: 1) Buharlaşımayla çalışanlar ve 2) Sıkıştırılmış gazın genişmesiyle çalışanlar. Birinci yöntemde, sıvıların buharlaşması sırasında, etraflarından ısı çekmeleri prensibinden yararlanılır. İkinci yöntemde ise; gazı, dış basınca karşı iş yaparak genişmesiyle, soğutulması sırasındaki ısı transferinden yararlanılır. Isı pompaları bu iki prensibe göre çalışırlar.

Gülten (2000), Termodinamiğin ikinci kanununa göre, Isının soğuk kaynaktan sıcak kaynağa kendiliğinden akması mümkün değildir. Isının, soğuk kaynaktan sıcak kaynağa geçebilmesi için mutlak süratle dışardan bir iş verilmesi gerekir.

Gülten (2000), Soğutucu akışkanın ters yönde bir çevrim izleyebilmesini sağlayarak, soğuk kaynaktan sıcak kaynağa ısı geçirmek için, kapalı soğutma devresinde bir kompresörden yararlanılır. Bir soğutma makinesi, aynen bir termik makine gibi sıcak ve soğuk kaynak arasında çalışır. Termik makinenin sıcak kaynaktan aldığı ısının bir bölümü, termodinamiğin birinci kanunu göre çevreye mekanik enerji olarak vermesine ve artan ısıyı da soğuk kaynağa atmasına karşılık, soğutma makineleri soğuk kaynaktan çektiği ısıyı çevreden aldığı mekanik enerjinin yardımıyla sıcak kaynağa aktarır.

Gülten (2000), bu işlem bize, günlük hayat içerisinde istenilen değişik zamanlarda kullanılan mahalin soğutulabilmesini veya ısıtılabilmesini sağlar. Yani ısı pompası sadece ısıtma amaçlı kullanıldığında verimli olmayabilir.

Gülten (2000), bir ısı pompasında başlıca şu kısımlardan oluşmaktadır:

- Kompresör (Sıkıştırıcı)
- Güç kaynağı (Elektrik ya da termik makine)
- Evaporatör (Buharlaştırıcı)

- Kondenser (Yoğuşturucu)
- Gaz deposu
- Gaz filtresi
- Genişleme valfi
- Isı pompası ters çalışacaksa dört yollu valf
- Kontrol valfleri
- Havadan havaya söz konusu ise evaporatör ve kondansör vantilatörleri
- Soğutucu sıvının taşındığı borular
- Isıyı taşıyan soğutucu akışkan

Bilgen ve Takahashi (2002), ısı pompası sistemlerinde ekserji analizini yaparak, ısı transferi ve sürtünmeye bağlı tersinmezlikleri incelemişlerdir. Birinci kanuna göre COP değişimi 7.40'dan 3.85'e, ekserji verimi ise %37'den %25'e ısıtma ve soğutma yükünün azalan fonksiyonu olarak bulunmuştur.

Karagöz (2002), en yalın tanımıyla ısı pompası düşük sıcaklıktaki bir ortamda bulunan ekonomik değeri olmayan ısıyı, kullanılmak üzere daha yüksek sıcaklıktaki bir ortama pompalayan ve bu işi yapmak için pompaladığı ısıya oranla daha az (%20-25'i kadar) mekanik iş harcayan (çoğu zaman kompresörü çalıştırmak için) bir sistemdir.

Tarhan (2002), ısı pompalarında hava, su, toprak ve güneş enerjisi olmak üzere dört kaynaktan yararlanır. Bunlardan ilk üçü tek başına kullanılabilir. Fakat güneş enerjisi genellikle yardımcı kaynak olarak kullanılmaktadır.

Tarhan (2002), havayı kaynak olarak kullanılmadaki en büyük avantajlar sürekli bulunabilmesinin dışında sistemi oluşturan parçaların bulunabilirliği, kurulum ve işletmesinin kolaylığıdır. Bunun dışında hava kaynaklı ısı pompalarının iki büyük dezavantajı vardır:

- Hava sıcaklığının değişken olması
- Buzlanma problemi

Koç (2002), Buhar Sıkıştırılmalı Isı Pompaları: Uygulamada genellikle buhar sıkıştırılmalı ısı pompası kullanılmaktadır. Buhar sıkıştırılmalı ısı pompalarında kompresör soğutucu akışkan buharı yoğuşturucuda yoğuşarak dışarı ısı atar. Yoğuşturucudan tamamen yoğuşmuş olarak ayrılan soğutucu akışkan daha düşük basınçta çalışan buharlaştırıcıya girmeden önce genleşme vanasından geçirilerek basıncı düşürülür. Basıncı düşürülen akışkan buharlaştırıcıya gelir ve burada gerekli soğutma yükünü ortamdan çekerek buharlaşır ve tekrar kompresöre dönerek çevrimini tamamlar.

Koç (2002), Jet Buhar Püskürtmeli (Ejektörlü) Isı Pompaları: Bu sistemler küçük soğutma yükleri için kullanılabilecek alternatif sistemlerdir. Bu sistemlerde soğutucu akışkan sıvı fazda yüksek basınçta jeneratöre gelir ve burada ısı alarak buharlaşır. Jeneratöre dışarıdan verilecek bu ısıyı güneş enerjisi veya jeotermal enerjiden sağlanabilir. Soğutma devresinden gelen soğutucu akışkan buharının vakum etkisiyle emilebilmesi için jeneratörden gelen buhar lülede genleştirilir. Soğutma devresinden ve jeneratörden gelen buhar karışır. Bu karışım difüzörden geçirilip basıncı artırılarak yoğuşturucuya gönderilir. Burada yoğuşan karışımın bir kısmı genleşme valfinden geçirilerek buharlaştırıcıya diğer kısmı ise basıncı artırılıp jeneratöre gönderilir. Buharlaştırıcıya gelen akışkan ortamdan ısı alıp buharlaşır ve tekrar difüzöre gider.

Tarhan (2002), kuyu suyu, 45–150 metre derinliklerde ve kuzey ülkelerinde, yaklaşık 10°C, Güney ülkelerinde ise 16°C sıcaklıkta elde edilebilir. Yıl boyunca su sıcaklığının fazla değişmemesi büyük bir avantajdır. Bu nedenle göl, nehir ve benzeri yer üstü sularına nazaran kuyu yani yeraltı sularının kullanımından sağlanan fayda daha yüksektir.

Hepbaşlı ve Akdemir (2004), çalışmalarında İzmir’de 65 m<sup>2</sup> alana sahip bir odanın 3,8 kW ısıtma ve 4,2 kW soğutma yüklerini karşılaması amacıyla kurulan güneş enerjisi destekli toprak kaynaklı bir ısı pompası sisteminin enerji ve ekserji analizlerini gerçekleştirmişlerdir. Hepbaşlı ve Akdemir (2004) analizlerinde Şubat ayı için sistemden aldıkları ortalama deneysel verilerden yararlanmışlar ve sistemin tüm elemanlarının ekserji yok oluşlarını elde ederek bu bilgileri Grassmann diyagramı adı verilen ekserji diyagramı ile sunmuşlardır.

Shao ve ark. (2004), soğutma amaçlı çekilen ısı ile sıcak su eldesi üzerine analizler yapmış, geleneksel sistemler ile karşılaştırıldığında enerji tüketimlerinin %31,1 azaldığını rapor etmişlerdir. Bu çalışmada da sisteme hava soğutmalı yoğuşturucu ilavesi gerçekleştirilmiştir.

İnalı ve Esen (2005), toprak kaynaklı ısı pompasının sadece soğutma amaçlı kullanımını test etmiştir. Sistemin COP değerinin 2,01 değerine ulaştığı sonucuna varmışlardır.

Kuang ve Wang (2005), kışın ısıtma, yazın soğutma ve tüm yıl için sıcak su temini sağlayabilen çok fonksiyonlu bir direkt genleşmeli güneş enerjili ısı pompası sisteminin uzun dönem performans analizini gerçekleştirmişlerdir. Kuang ve Wang'ın (2005) bu çalışmada inceledikleri sistemde, 10,5 m<sup>2</sup> düzlemsel güneş kollektörü, değişken hızlı kompresör, 1 m<sup>3</sup> depolama tankı ve yerden ısıtma sistemi bulunmaktadır. Çalışmada sistemin farklı çalışma şartları için günlük ortalama COP değerleri, depo suyu sıcaklıkları ve sıcak su eldesi çeşitli mevsimsel koşullar başlıkları altında değerlendirilmiştir.

Jiang ve vd. (2006), mahal soğutma ile çekilen ısıdan yararlanarak sıcak su eldesi üzerinde çalışmış, yararlanılan toplam enerjinin performans katsayısının geleneksel sistemlere göre %38,6 daha yüksek olduğu sonucuna varmışlardır. Bahsedilen çalışmada, kullanılan ısı pompasının yoğuşturucusu sıcak su tankının içine yerleştirilmiştir. Yani cihaz direkt genleşmeli olarak çalışmaktadır. Gerektiğinde sistem soğutma performans katsayısının düşmemesi için tasarımda hava soğutmalı yoğuşturucuda mevcuttur. Isı pompasında kullanılan soğutucu akışkan ise R22'dir.

Doğan (2007), Avrupa birliğine girme sürecinde olan ülkemizin endüstride ve enerjiyi en ucuz şekilde kullanabilme yolunda diğer Avrupa ülkeleriyle rekabet edebilir düzeye gelmesi için enerji yönetim politikalarının geliştirilmesi ve enerjiyi lüzumsuz şekilde sarf etmek yerine geri kazanım yollarının artırması gerekmektedir.

Dikici ve Akbulut (2008), düzlemsel güneş kollektörlerine sahip güneş enerjili ısı pompası sistemini deneysel olarak incelemiş ve Ocak ayında Elazığ'da 60 m<sup>2</sup> alana sahip bir odanın ısıtılması için test etmişlerdir. Test sonuçlarında kompresör, yoğuşturucu, buharlaştırıcı ve güneş enerjili ısı değiştiricisinin ikinci kanun

verimlerini sırasıyla %42,1, %83,7,%43,2 ve %9,4 olarak hesaplamışlardır. Sistem COP'sininise 3,08 olduğunu tespit etmişlerdir.

Fatouh ve Elgendy (2011), R134A soğutucu akışkan ile çalışan bir ısı pompası ile eş zamanlı mahal soğutma ve sıcak su eldesini analiz etmişler, COP'nin sadece soğutmada 1.9 – 3.1, sadece ısıtmada 2.9 – 3.3 aralığında olduğunu rapor etmiş, birleşik COP'nin ise 3.7 – 4.9 aralığına yükseldiği sonucuna varmışlardır.

Balta, M. T. (2012), bir düşük ekserjili ısıtma sisteminin enerji, ekserji maliyet analizleri ile sürdürülebilirlik değerlendirmesini yapmıştır. 2366 m<sup>2</sup> alana sahip kapalı bir spor salonunun ele alındığı örnek çalışma ile kazan, yoğuşmalı kazan ve hava kaynaklı ısı pompası kullanan üç farklı ısıtma sistemini araştırmıştır.

Baik, Kim vd. (2014), Potansiyel performansı arttırmak için simülasyon olarak deniz suyu kaynaklı ısı pompası sistemi çalıştırmışlardır. Bu çalışmada Kore'de doğu denizi yakınlarındaki Gangneung şehrinde kurulduğu varsayılan deniz suyu kaynak destekli ısı pompasının çalıştırılmasıyla potansiyel performans geliştirilmesi incelendi. Simülasyon sonuçları gösterir ki, deniz suyu kaynaklı ısı pompası sisteminin bir yıllık ısı performansı, mevcut çalışan sistemlerde dikkate alınan değerler %8 veya daha fazla geliştirilmiş olmalıdır.

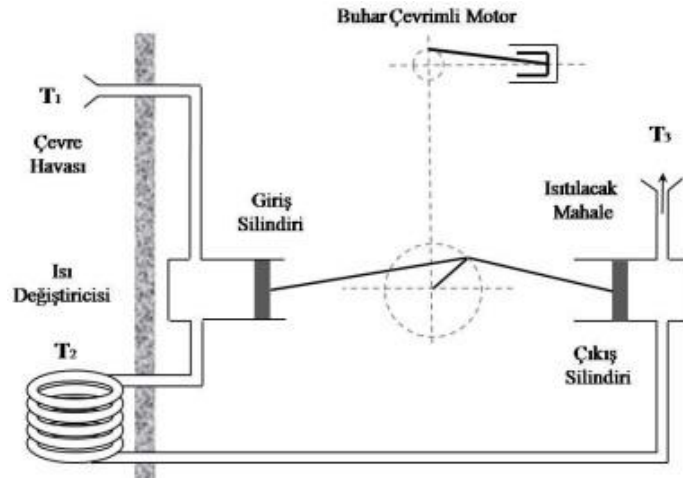
Han, T., Zheng, Y., Gong, G. (2015), ekserji analizini bir binanın ısı yükü ve ilgili enerji akımlarını inceleyerek bina tasarımının iyileştirilme potansiyeli ve ekserji kayıplarının belirlenmesi üzerinde çalışmışlardır. Çin'de farklı iklim bölgelerinde yer alan beş farklı bina incelenmiştir.

Bu çalışmalardan görüldüğü üzere, çeşitli ihtiyaçları karşılamak üzere hava, su, toprak ve güneş enerjisinden faydalanan ısı pompaları için birçok parametre araştırılmıştır. Ancak bu çalışmaların birçoğunda mekan ısıtma, mekan soğutma veya sıcak su eldesi tek hedef olarak belirlenmiş sistemin ve elemanların ekserji ve enerji analizleri üzerine incelemelerde bulunulmuştur.

### 3. ISI POMPASI

#### 3.1. Isı Pompasının Tarihçesi

Isı pompası teknolojisi temel prensip olarak ilk defa 1824 yılında ortaya çıkmıştır. Nicolas Leonard Sadi Carnot, buharlı güç çevriminin ters çalışması ile çevreden alınan ısının başka bir ortama aktarılabilceğini fark etmiş ancak pratikte uygulanabilirliği fikri ilk defa Lord Kelvin tarafından 1852 yılında İsviçre’de ortaya atılmıştır. Lord Kelvin, iş yapan akışkan olarak havayı kullanmak sureti ile bir ısı pompası yapmıştır (Şekil 3.1). Bu makinede, çevre havası silindire çekilerek genişletilmiş, böylece havanın basınç ve sıcaklığı düşürülmüştür. Bu düşük sıcaklık ve basınçtaki hava, dışarıya yerleştirilen bir havadan havaya ısı değiştiricisinden geçirilerek çevre havasından ısı çekilmiştir. Bu ısıtılmış hava, binanın içine verilmeden önce, atmosferik basınç üzerine çıkartılmıştır.



Şekil 3.1. Lord Kelvin ısı pompası (Yamankaradeniz vd 2009)

Kelvin tarafından 1852 yılında yapılan bu çalışmaya rağmen ısı pompaları üzerine ciddi çalışmalar 1920’li 1930’lu yıllara kadar yapılmamıştır. Morley, Kelvin’in çalışmalarını 1922 yılında canlandırmış, Haldane 1938 yılında ısı pompalarının



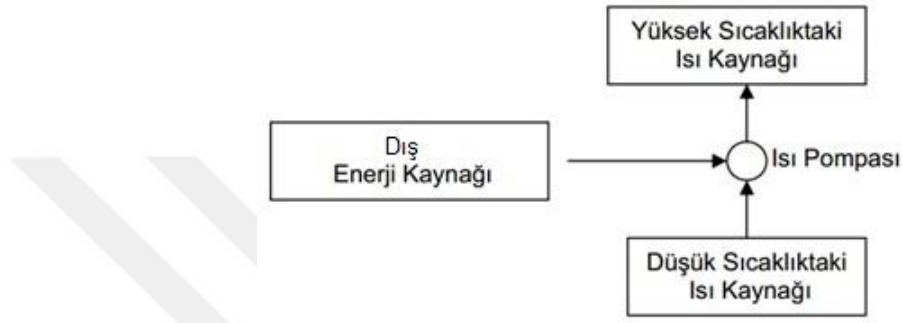
ısıtma potansiyellerini deneysel olarak analiz etmiştir. Kendi evini deneyde kullandığı ısı pompası ile ısıtarak çeşitli testler yapmıştır. Homkes'de 1930 yılında ısı pompası araştırmalarına katılarak sıcak su üretimini gerçekleştirmiştir. (Yamankaradeniz vd., 2009).

Avrupa'da ilk uygulama, bir evin ısıtılması amacıyla 1927 yılında İskoçya'da bir ısı pompası tesisatı kurulmasıyla gerçekleştirilmiştir. Bu ünite, sıcak su temini ve hacim ısıtılması için ısı kaynağı olarak atmosferik çevre havası kullanmıştır. İlk ısı pompalarından biri de Avrupa'da 1938 yılında Zürih'te kurulmuştur. Bu ünite, ısı kaynağı olarak nehir suyu, iş yapan akışkan olarak Freon-12 ve bir rotorlu kompresör kullanılmıştır. 1945 yılında ise İngiltere'de soğutucu akışkan olarak SO<sub>2</sub> (kükürtdioksit) kullanan ve kaynak olarak nehir suyundan faydalanan bir ısı pompası sistemi ile büyük bir binanın ısıtılması sağlanmıştır. Avrupa ülkeleri dışında ise ısı pompası 1940 yılından sonra Amerika'da kullanılmaya başlanmıştır. 1952 yılında 1000 ısı pompası imal edilerek piyasaya sürülmüştür. Isı pompası imalatı 1954 yılında iki misline, 1957 yılında 10 misline çıkartılmıştır. 1963 yılında ise 76000 ısı pompası ünitesi imal edilmiştir. Bu tesisatların birçoğu Güney Amerika'da kurulmuştur. Bu bölgelerde kış aylarında ısıtma ihtiyacı sağlayabilecek şekilde kurulan kombine ısı pompaları klasik sistemlerle rekabet etme imkanına kavuşmuştur. Buna rağmen ısı pompaları daha soğuk bölgelerde kullanıldığında bazı problemler ortaya çıkmıştır. Bu durum ısı pompası ünitelerinde güvenilirliğin azalmasına neden olmuştur. 1960'lı yıllarda ısı pompası endüstrisindeki gerileme 1971 yılına kadar devam etmiştir. Elektrik fiyatlarındaki düşmeye rağmen 1960 yıllarında Amerika'da ısı pompalarından, doğrudan elektrikle ısıtmaya doğru bir yönelme olmuştur. Bunun nedeni, çeşitli sebeplerle ısı pompasına güvenilirliğin azalmasından kaynaklanmıştır. 1973 yılındaki enerji krizinden sonra ısı pompası endüstrisinde büyük bir düzelme olmuştur. İmalatı iyi bilen mühendis ve üreticiler daha güvenilir üniteler geliştirmişlerdir. 1973 yılındaki enerji krizinden sonra ısı pompalarına ilgi artarak 1976 yılında 300000 ünite imal edilmiştir. Amerika'da 1978 yılının sonuna kadar imal edilen ısı pompalarının toplam sayısı 2000000'u aşmaktadır. Amerika'da 1978'den sonra yapılan binaların %25'inin ısı pompası ile ısıtılması planlanmış ve uygulanmıştır. Dünya da özellikle Amerika, Kanada, Almanya, İsviçre vb. gelişmiş ülkelerde ısı pompaları bugün hem evsel hem de

endüstriyel alanda yaygın olarak kullanılmaktadır. (Yamankaradeniz vd., 2009).

### 3.2. Isı Pompasının Tanımı ve Çalışma Prensibi

Isı pompası, dışarıdan enerji verilmesi ile düşük sıcaklıktaki bir ortamdan aldığı ısıyı yüksek sıcaklıktaki ortama veren bir makinedir. Kışın ısıtma maksadı ile kullanılan ısı pompası, yazın da soğutma için kullanılabilir (Şekil 3.2).

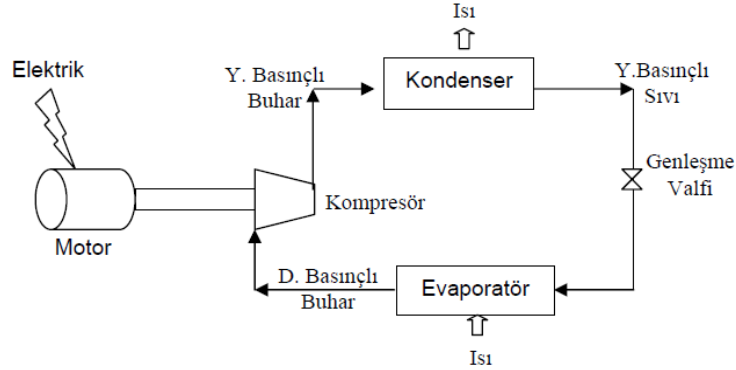


Şekil 3.2. Isı pompasının genel çalışma prensibi

Maddenin enerji durumu kendi mutlak sıcaklığına bağlıdır ve bu durum maddeyi oluşturan taneciklerin kinetik enerjileri toplamıdır. 273°K sıcaklıkta bir katı, sıvı veya gaz önemli miktarda enerji içerir. İçinde bulunduğumuz çevrede de büyük miktarda enerji depo edilmekte olup (toprak, su, hava), bu enerji ışıma yoluyla sürekli olarak güneş tarafından yenilenmektedir. Isının düşük sıcaklıktaki kaynaklardan özümlemesindeki ana esaslar son yıllarda soğutma ve iklimlendirme ile ilgili olarak geliştirilen teknolojilerde kullanılan ilkelerle aynıdır.

Isı pompasında amaç bir ortamı ısıtmak iken soğutma makinesinde amaç aynı ortamı soğutmaktır. Isı pompası ilk bakışta ısı akış yönü itibariyle termodinamiğin sıfırıncı yasasına aykırı gibi görünmektedir. Sıfırıncı yasa ısının kendiliğinden yüksek sıcaklık ortamından düşük sıcaklık ortamına akacağını ifade ederken, ısı pompasında ısı akımı bu ifadenin tamamen tersi bir durumda meydana gelmektedir. Termodinamiğin ikinci kanununa göre düşük sıcaklıktan yüksek sıcaklığa ısı aktarımı olabilmesi için belli bir iş yapılması gerekir. Bu amaçla ısı pompalarında genellikle elektrik motoruyla çalışan sıkıştırıcılar veya gaz motorları kullanılır.

Isı pompası sistemi, buhar sıkıştırımlı mekanik soğutma sistemi ile aynı prensipte çalışmakta ve bir kompresör, yoğuşturucu, genleşme vanası, buharlaştırıcı ve bir iş akışkanından oluşmaktadır (Şekil 3.3).



Şekil 3.3. Isı pompası sistemi

Soğutucu akışkan buharlaştırıcıya ısı çekilen ortam sıcaklığından daha düşük olan buharlaşma sıcaklığında sıvı halde girer. Ortamdan buharlaştırıcıya soğutucu akışkanın buharlaşma entalpisini sağlamak üzere bir ısı akımı olur. Buharlaşan akışkan daha sonra sıkıştırılır ve bu sıkıştırma sırasında sıcaklığı ve basıncı yükselir. Buhar fazındaki soğutucu akışkan ısının verileceği ortama yerleştirilen bir ısı değiştiricisine girer. Burada ısı yüksek sıcaklıktaki aracı akışkandan ortama doğru akar. Akışkan soğudukça gizli ısını da vererek yoğuşur. Daha sonra genleşme vanasından geçirilerek sıvının basınç ve sıcaklığı düşürülür ve buharlaştırıcıya verilir. Böylece devir tamamlanmış olur (Erbil 2002).

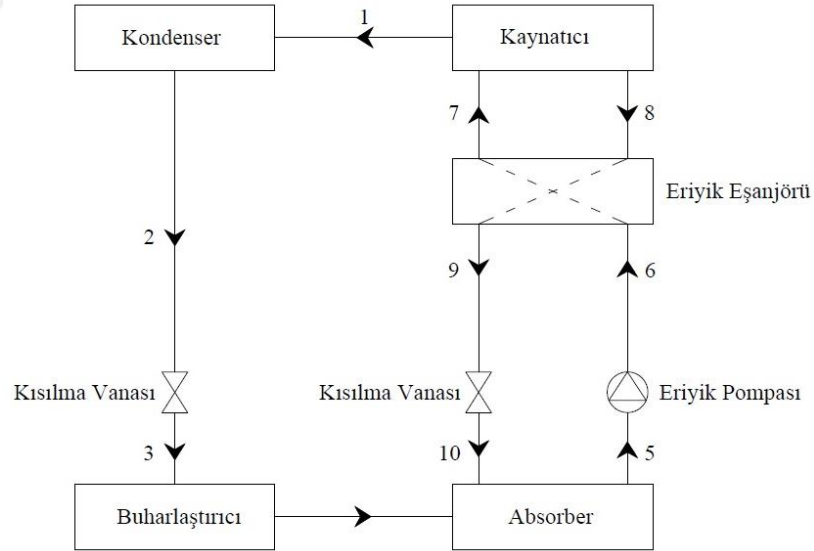
### 3.3. Isı Pompası Çevrimleri

Isı pompası sisteminde en yaygın olarak kullanılan çevrim mekanik buhar sıkıştırımlı çevrimdir. Isı pompası çeşitlerinden yaygın olarak kullanılan bazıları konunun devamında incelenmiştir.

### 3.3.1. Absorbsiyonlu ısı pompaları ve ısı yükselticileri

Absorbsiyonlu soğutma çevriminde iki farklı akışkan dolaşır. Bunlardan birisi yutucu (absorbent) diğeri ise soğutucu akışkandır. Şekil 3.4'ten görüleceği üzere sistemin başlıca elemanlar, kaynatıcı, yoğuşturucu, buharlaştırıcı, absorber ve eriyik eşanjörüdür.

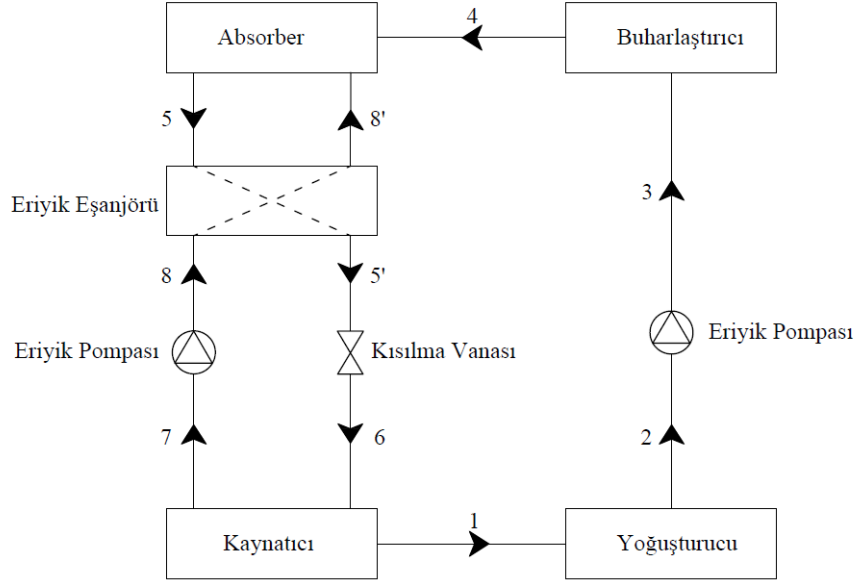
Absorbsiyonlu soğutma sistemlerinde, genellikle LiBr-H<sub>2</sub>O ve NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O çiftleri kullanılmaktadır. Absorberden çıkıp bir pompa vasıtasıyla ısı değıştiricisinden geçerek ısınan zengin eriyik, kaynatıcıda kollektörde toplanan güneş enerjisi vasıtasıyla ısınır. Bu şekilde soğutucu akışkan olan NH<sub>3</sub>'ün veya suyun tamamı buharlaşarak yoğuşturucuya geçer ve burada ısı atarak yoğuşur. Bir kısılma vanası yardımıyla buharlaştırıcı basıncına düşürülen soğutucu akışkan, buharlaştırıcıda ısı çekerek buharlaşır ve soğutma işlemini gerçekleştirir. Daha sonra absorberde, kendisinden ayrılarak ısısının bir kısmını eriyik eşanjöründen geçerken zengin eriyiğe veren fakir eriyik tarafından yutulur ve çevrim bu şekilde devam eder (Yiğit ve Atmaca 2010).



Şekil 3.4. Absorbsiyonlu ısı pompası şematik gösterimi

Absorbsiyonlu sistemlerin COP değerleri 0.4-0.6 arasında değışmektedir. Çift kademeli sistemler sayesinde COP değıerinin 1'in üzerine çıkarılması sağlanabilmektedir (Yiğit ve Atmaca 2010).

Tek kademeli adsorbsiyonlu ısı yükseltici çalışma prensibi adsorbsiyonlu soğutma sistemine oldukça benzer. Fakat, Şekil 3.5'den de görüleceği üzere adsorbsiyonlu soğutma sisteminde alt basınçta çalışan absorber ve buharlaştırıcı adsorbsiyonlu ısı yükseltici sistemde üst basınçta çalışmaktadır. Atık ısı kaynatıcıyı tahrik etmekte ve proses suyu veya buharı da absorberden elde edilmektedir. Absorber üst basınç seviyesinde çalıştığından sıcaklık seviyesi yüksektir ve dolayısıyla bu elemanı soğutmak için kullandığımız soğutma suyu çıkış sıcaklığı da çok yüksek sıcaklık seviyelerinde olmaktadır. Bu şekilde kaynatıcıyı tahrik eden atık ısı sıcaklık seviyelerinin çok çok üstünde proses suyu/buharı elde etmek mümkün olmaktadır. Sistemin çalışma prensibi kısaca şöyledir; (6) noktasında düşük basınçta olan lityum bromür-su eriyiği kaynatıcıya girer, burada düşük sıcaklıklı atık ısı enerjisi kaynatıcıda eriyiğe aktarılır. Suyun buharlaşarak yoğunlaştırıcıya ayrılmasından dolayı lityum bromür açısından zenginleşen eriyik (zengin eriyik), (7) noktasında bir pompa yardımıyla basıncı buharlaştırıcı basıncına yükselecek şekilde artırılır ve buharlaştırıcıdan gelen su buharını absorbe etmek üzere absorbere gönderilir. Kaynatıcıda (1) noktasında buhar fazına geçip eriyikten ayrılan su, yoğunlaştırıcı basıncında kaynatıcıdan yoğunlaştırıcıya gider. (2) noktasında yoğunlaştırıcı da yoğunlaşan akışkanın basıncı (3) noktasında bir pompa yardımıyla buharlaştırıcı basıncına yükseltilir. Buradan çıkan yüksek basınçtaki akışkan buharlaştırıcıya girer. Akışkanın buharlaşması için buharlaştırıcıya ısı verilir. Yüksek basınçta soğutucu akışkan (4) noktasında absorbere girer ve burada kaynatıcıdan gelen eriyik tarafından absorbe edilir. Bu olay esnasında gerçekleşen fiziko-kimyasal reaksiyon neticesinde yüksek sıcaklıklı ısı açığa çıkar. Döngünün sağlanabilmesi için absorberde oluşan bu ısının alınması gerekir. Absorbere gönderilen soğutma suyu bu ısıyı absorberden uzaklaştırırken kızgın su/buhar fazına geçer ki böylelikle adsorbsiyonlu ısı yükseltici sistemi yardımıyla kaynatıcıyı tahrik eden düşük sıcaklıklı atık ısı yardımıyla yüksek sıcaklık seviyelerinde proses suyu veya buharı elde edilmiş olur. Absorberde buharlaştırıcıdan gelen suyu absorbe ederek lityum bromür konsantrasyonu düşen eriyik (fakir eriyik) bir kısımla vanasından geçirilerek kaynatıcıya geri gönderilir ve böylece çevrim tamamlanır (Kurt ve Horuz 2011).



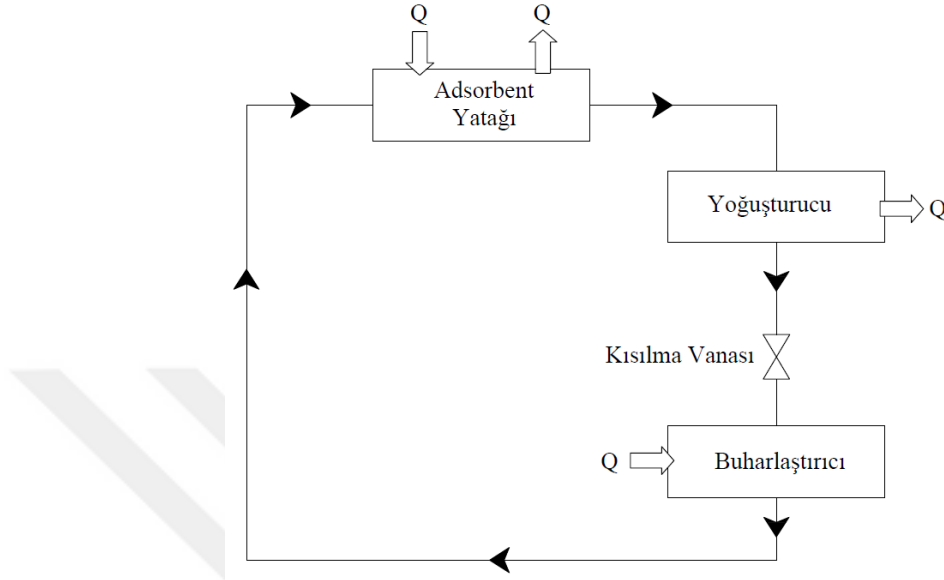
Şekil 3.5. Adsorbsiyonlu ısı yükselticisi şematik gösterimi (Kurt ve Horuz 2011)

### 3.3.2. Adsorbsiyonlu ısı pompaları

Adsorbsiyonlu ısı pompası çevrimleri ilk defa Faraday tarafından tanımlanmış (1848); ticari amaçlı soğutucu (veya ısı pompası) teşebbüsü ise 1920'de başlamıştır. Adsorpsiyonlu ısı pompaları enerji kaynaklarının türü ve çevrim süresince gerçekleşen fiziksel olaylar açısından adsorbsiyonlu ısı pompaları ile benzerlikler göstermesine rağmen, iki ısı pompası arasında belirgin farklılıklar vardır (Demir vd 2005). Adsorbsiyon bir sıvı/gaz akışkanın diğer bir sıvı/katı maddenin içine difüzyonu olarak tanımlanmaktadır. Adsorbsiyon ise bir gazın/sıvının, sıvı/katı haldeki bir başka maddenin yüzeyi ile fiziksel veya kimyasal etkileşme olayıdır. Adsorpsiyonlu ısı pompasının çalışma prensibi tamamen adsorpsiyon olayına dayanmaktadır.

Adsorpsiyonlu ısı pompaları, adsorbent, adsorbent yatağı, yoğuşturucu, buharlaştırıcı, kısılma vanası ve adsorbattan oluşmaktadır (Şekil 3.6). Bu tip pompalar, basit çalışma prensibine sahip olup, termal enerji ile çalışmaktadır. Soğutma periyodunda buharlaştırıcıda bulunan adsorbat çevreden ısı çekerek buharlaşmakta, adsorbent yatağında kuru durumda bulunan adsorbent tarafından

adsorplanmaktadır. Yoğuşma sırasında ise, adsorbent yatağına transfer edilen ısı ile adsorbatdesorbe edilip, adsorbent yatağını terk etmekte ve yoğuşturucuda çevreye ısı bırakarak yoğuşmaktadır. Yoğuşturucuda yoğuşan adsorbat daha sonra genleşme vanasından geçirilerek buharlaştırıcıya aktarılmaktadır.



Şekil 3.6. Adsorpsiyonlu ısı pompası

### 3.3.3. Ters carnot çevrimi

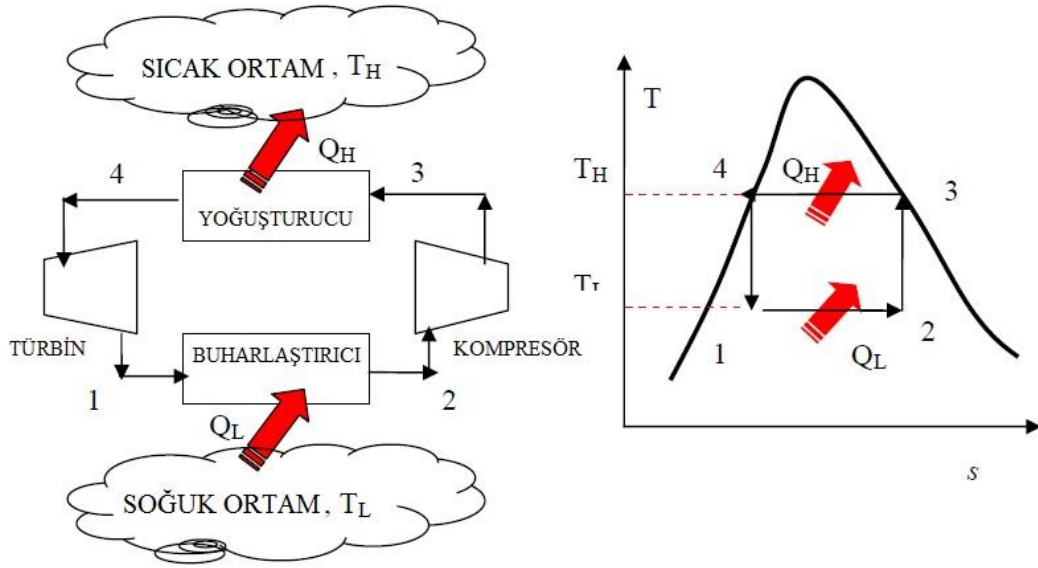
Carnot çevrimi, verilen bir sıcaklık aralığında en yüksek ısıl verime sahip çevrimdir. Tersinir bir çevrim olduğu için, Carnot çevrimini oluşturan hal değişimleri ters yönde de gerçekleşebilir. Hal değişimlerinin ters yönde gerçekleşmesi, ısı ve iş etkileşimlerinin yönlerinin değişmesi anlamına gelir. Sonuç, ters Carnot çevrimi adı verilen çevrimdir. Ters Carnot çevrimine göre çalışan bir soğutma makinesi veya ısı pompası, Carnot soğutma makinesi veya Carnot ısı pompası diye adlandırılır (Şekil 3.7)

Bir soğutucu akışkanın doyma bölgesi içinde gerçekleşen ters carnot çevrimini ele alalım. Hal değişimi sırasında, soğutucu akışkana, TL sıcaklığındaki soğuk ortamdan, sabit sıcaklıkta  $Q_L$  miktarında ısı geçişi olur. Akışkan daha sonra izantropik bir hal değişimiyle 3 haline sıkıştırılır ve hal değişimi sonucunda sıcaklığı  $T_H$  olur. 3-4 hal değişimi sırasında, soğutucu akışkandan  $T_H$  sıcaklığındaki ortama,

sabit sıcaklıkta ısı geçişi olur ve daha sonra akışkan 1 haline izantropik olarak genişleyerek çevrimi tamamlar. 4-1 hal değişimi sonunda akışkanın sıcaklığı  $T_L$  olur. 3-4 hal değişimi sırasında soğutucu akışkan, yoğuşturucuda doymuş buhardan doymuş sıvıya dönüşür.

Ters Carnot çevrimi, belirli sıcaklıklardaki iki ısı deposu arasında çalışan en etkin soğutma çevrimidir fakat aşağıda belirtilen nedenlerle Carnot çevriminin uygulamaya aktarılması olanaksızdır.

Isı geçişinin olduğu iki izotermal hal değişimi uygulamada gerçekleştirilebilir, çünkü doyma bölgesinde basıncın sabit kalması, sıcaklığında doyma sıcaklığında sabit kalmasını sağlar. Bu bakımdan 2-3 ve 4-1 hal değişimlerinin uygulamada gerçekleştirilmesi zordur. Çünkü 2-3 hal değişimi bir sıvı buhar karışımının sıkıştırılmasını, başka bir deyişle iki fazlı akışkanla çalışan kompresörü gerektirir. 4-1 hal değişimi ise sıvı oranı yüksek bir karışımın genişlemesidir.



Şekil 3.7. Carnot soğutma makinesinin düzeni ve ters Carnot çevriminin T-s diyagramı

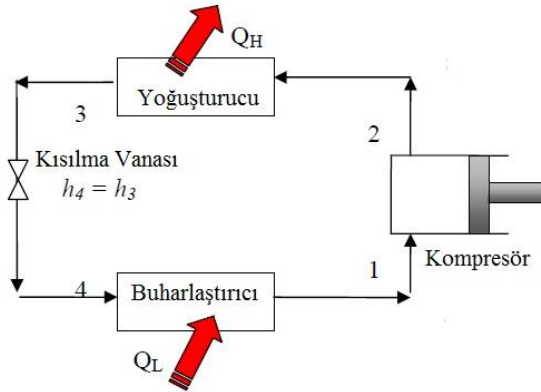
Bu sorunların, Carnot çevrimini doyma bölgesinin dışında gerçekleştirerek çözülebileceği düşünülebilir, fakat bu kez ısı geçişi işlemlerinde sabit sıcaklık koşulunun yerine getirilmesi zorluk çıkaracaktır. Bu nedenlerle ters Carnot çevriminin uygulamada gerçekleştirilemeyeceği ve soğutma çevrimleri için ideal bir model oluşturamayacağı sonucuna varılır.



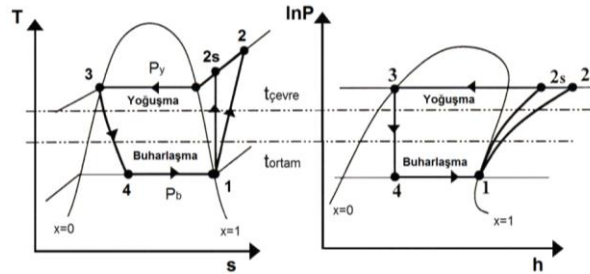
### 3.3.4. İdeal buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimi

Kısılma işlemi, sıvıyı bir kısılma vanasından veya kılcal borulardan geçirerek yapılabilir. Bu şekilde elde edilen çevrim, ideal buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimi diyebiliriz. İdeal buhar sıkıştırımlı mekanik soğutma çevrimine ait genel çizim ve diyagramlar Şekil 2.8 ve Şekil 2.9’da verilmiştir. Bu diyagramlar üzerinde, soğutucu akışkana ait özellikler çevrimin her noktasında gözlenebilmektedir. Tersinir çevrime ait diyagramlarda gerçekleşen olaylar şu şekildedir;

- 1 – 2s: Kompresörde tersinir adyabatik sıkıştırma
- 2s – 3: Tersinir sabit basınçta çevreye ısı atılması
- 3 – 4: Kısılma vanasında sabit entalpide genişleme
- 4 – 1: Tersinir sabit basınçta soğutucu akışkanın buharlaşması



Şekil 3.8. İdeal buhar sıkıştırımlı soğutma çevriminin düzeni



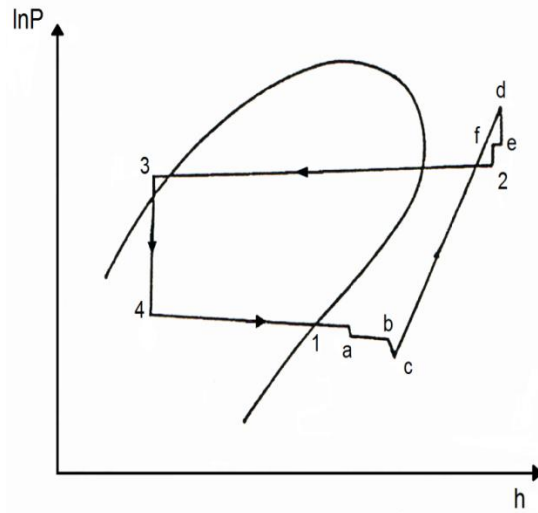
Şekil 3.9. Soğutma çevriminin T-s ve lnP-h diyagramları üzerinde gösterilmesi

(Yamankaradeniz vd., 2002)

İdeal buhar sıkıştırırmalı soğutma çevriminde, soğutucu akışkan kompresöre 1 halinde doymuş buhar olarak girer ve izantropik olarak yoğunlaştırıcı basıncına sıkıştırılır. Sıkıştırma işlemi sırasında, soğutucu akışkanın sıcaklığı çevre ortam sıcaklığının üzerine çıkar. Soğutucu akışkan daha sonra 2 halinde kızgın buhar olarak yoğunlaştırıcıya girer ve yoğunlaştırıcıdan 3 halinde doymuş sıvı olarak ayrılır. Yoğuşma sırasında akışkandan çevreye ısı geçişi olur. Soğutucu akışkanın sıcaklığı 3 halinde de çevre sıcaklığının üzerindedir. Doymuş sıvı halindeki akışkan daha sonra bir kısılma vanası veya kılcal borulardan geçirilerek buharlaştırıcı basıncına kısılır. Bu hal değişimi sırasında soğutucu akışkanın sıcaklığı, soğutulan ortamın sıcaklığının altına düşer. Soğutucu akışkan buharlaştırıcıya 4 halinde kuruluk derecesi düşük bir doymuş sıvı buhar karışımı olarak girer ve soğutulan ortamdan ısı alarak tümüyle buharlaşır. Soğutucu akışkan buharlaştırıcıdan doymuş buhar halinde çıkar ve kompresöre girerek çevrim tamamlanır.

### **3.3.5. Gerçek buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimi**

Gerçek buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimi ideal çevrimden tersinmezlikler bakımından farklıdır. Tersinmezliğin iki ana kaynağı, basıncın düşmesine neden olan akış sürtünmesi ve çevreyle olan ısı alışverişidir. İdeal çevrimde sıkıştırma işlemi içten tersinir ve adyabatiktir, yani izantropiktir. Gerçek sıkıştırma işleminde ise, entropiyi etkileyen akış sürtünmesi ve ısı geçişi vardır. Sürtünme entropiyi artırır, ısı geçişi ise hangi yönde olduğuna bağlı olarak entropiyi artırır veya azaltır. Bu nedenlere bağlı olarak gerçek çevrime ait basınç – entalpi diyagramları da ideal çevrimden farklı olmaktadır. Gerçek çevrimin  $\ln p - h$  diyagramı Şekil 2.10'da verildiği gibidir.



Şekil 3.10. Gerçek soğutma çevriminin lnP-h diyagramı (Yamankaradeniz 2002)

Şekil 3.10'da verilen diyagramda noktalar şu durumları ifade etmektedir;

- 1 : Evaporatör çıkışı,
- 1 – a : Emme hattındaki basınç kaybı,
- a – b : Emme hattında çevreden ısı geçişi nedeniyle sıcaklık artışı,
- b – c : Emme vanasındaki basınç düşümü,
- c – d : Kompresörde sıkıştırma,
- d – e : Basma valfindeki basınç düşümü,
- e – f : Basma hattında çevreye ısı kaybı nedeniyle sıcaklık düşümü,
- f – 2 : Basma hattındaki basınç düşümü,
- 2 – 3 : Kondanserde yoğuşma sırasında basınç düşümü,
- 3 – 4 : Kısılma vanasında sürtünmeler nedeniyle entalpi artışı,
- 4 – 1 : Buharlaşma sırasında sürtünmeler nedeniyle basınç düşümü.

Isı pompası çevrimleri termodinamik olarak karşılaştırıldığında Carnot, ideal ve gerçek çevrimlerden bahsetmek mümkündür. Tersinir bir çevrim olan Carnot çevrimi, verilen iki sıcaklık sınırı arasında en yüksek verime sahip olan çevrimdir.

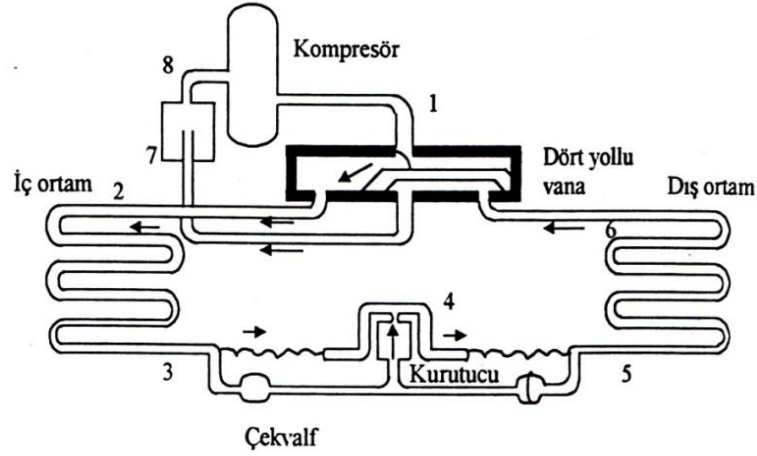
Carnot çevrimi uygulamada gerçekleştirilemez, fakat gerçek çevrimlerin verimlerini Carnot çevriminin verimiyle karşılaştırmak ve gerçek çevrimlerde buna göre

iyileştirmeler yapmak mümkündür. İdeal çevrimler, içten tersinir çevrimlerdir. Fakat Carnot çevriminden farklı olarak, dıştan tersinir olmayabilirler. Başka bir deyişle, sonlu sıcaklık farkından ısı geçişi gibi, sistemin sınırları dışından tersinmezlikler olabilir. Bu nedenle ideal bir çevrimin ısı verimi, genellikle aynı sıcaklık sınırları arasında çalışan tüm tersinir bir çevriminden daha düşüktür. Buna karşın yapılan idealleştirmeler nedeniyle, yine de gerçek bir çevrimin ısı veriminden oldukça yüksek bir ısı verime sahiptir.

### **3.4. Isı Pompası Çeşitleri**

#### **3.4.1. Hava kaynaklı ısı pompaları**

Düşük sıcaklıktaki ısı kaynağı olarak havanın kullanıldığı sistemler, havanın herhangi bir yerde ve zamanda kolaylıkla ve bol olarak bulunması nedeniyle oldukça kullanışlıdır. Ancak hava sıcaklığının kışın düşük olmasından dolayı dış ortam serpantinlerinin karlanması söz konusu olabilmektedir. Deniz kıyısında ve endüstriyel alanlarda korozyonu önlemek için dış ortam serpantinlerinin tamamı bakırdan yapılmalıdır. Havayı ısı kaynağı olarak kullanan ısı pompası sisteminin (Şekil 3.11) ısıtma amacıyla çalışması şu şekilde açıklanabilir: 1 noktasında sıcak gaz kompresörden çıkar, 2-3 arasında iç ortam serpantinlerinde yoğunlaşma olur ve ısı iç ortama verilerek ortamın havası yükseltilir. 4-5 arasında sıvı haldeki soğutucu akışkanın basıncı genişleme valfinde düşürülür. Daha sonra dış ortam serpantinlerinde soğutucu akışkan buharlaşırken, gizli buharlaşma ısısını da dış ortamdandır alır. 7-8 arasında dört yollu vanadan geçen soğutucu akışkan damlacıkları ayırıcıda kalır, soğutucu akışkan kompresör tarafından emilir. Böylece çevrim tamamlanmış olur.

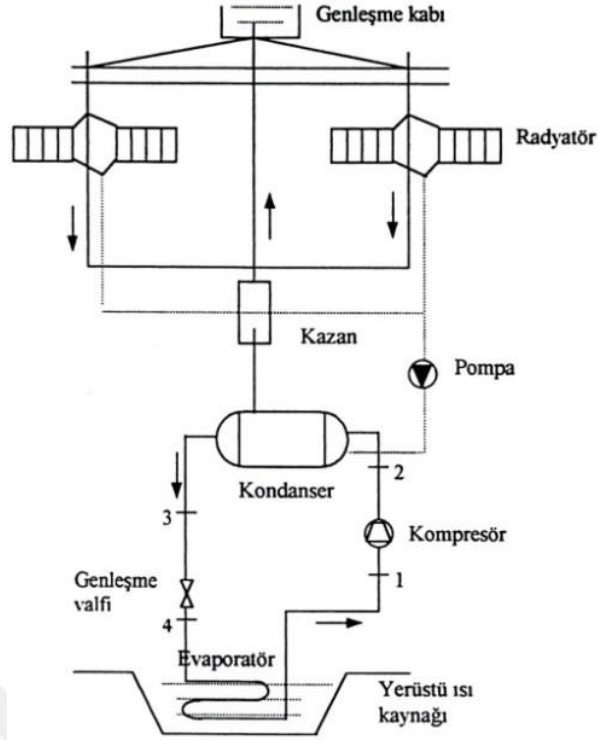


Şekil 3.11. Hava kaynaklı ısı pompası (Seçilmiş 2006)

Soğutma durumunda ise dört yollu vana yardımıyla soğutucu akışkanın akış yönü değiştirilerek, sıcak gazın dış serpantinlere gitmesi sağlanır. Böylece aynı sistemde, iç ortam gerektiği zaman ısıtılmakta gerektiğinde de soğutulmaktadır.

### 3.4.2. Isı kaynağı olarak yerüstü ve yer altı sularının kullanılması

Yüksek ısı kapasitesi ve ısı transferi kabiliyeti nedeniyle su bilinen en iyi ısı kaynağıdır. Nehir, göl ve deniz ısı kaynağı olarak kullanılabilir. Yerüstü sularının ısı kaynağı olarak kullanımına örnek olarak Şekil 3.12’de gösterilen nehir, göl veya deniz suyu ile konut ısıtma uygulaması verilebilir. Sistem incelenirse; 1-2 arasında kompresörde basıncı ve dolayısıyla sıcaklığı artan kızgın buhar halindeki soğutucu akışkan yoğuşturucuya gönderilir. Yoğuşturucuda bulunan soğutucu akışkan, sabit sıcaklıkta yoğuşma ısını kazana verir ve bu konut ısıtma için kullanılır. 3-4 arasında doymuş sıvı safhasına geçen soğutucu akışkanın basıncı düşürülür. Bu safhada soğutucu akışkan buharlaşma gizli ısını sabit olan göl, deniz, nehir suyundan alır.



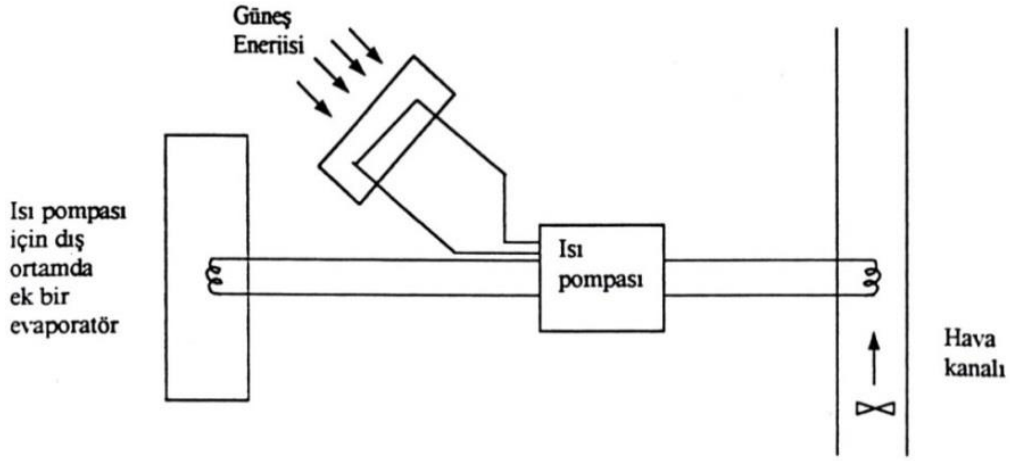
Şekil 3.12. Yerüstü ısı kaynağı ile konut ısıtma (Seçilmiş 2006)

Çeşitli kaynaklardan alınan, ideal su ısı kaynağı sıcaklığı 4-12°C arasında olmalıdır. Yer altı sularının yıl boyunca sıcaklık değişimi azdır ve 10°C'nin altına düşmediği için caziptir. Bununla beraber iyi kalitedeki yer altı suyunun kullanımı nadirdir. Çünkü ısı değiştiricilerin yeraltına gömülmesi korozyona neden olabilir ve maliyeti artırır. Taşınması için pompa kullanılıyorsa ek bir enerji kullanılıyor demektir (Seçilmiş, 2006).

### 3.4.3. Isı kaynağı olarak güneş enerjisinin kullanılması

Büyük ve küçük boyuttaki bütün ısı pompası kaynaklarına güneş enerjisi tesir edebilir. Güneş enerjisinin ısı pompası kaynağı olarak kullanılmasının en büyük üstünlüğü, ısı çekilecek ortamı daha yüksek sıcaklıklara çıkarabilmesi ve buna bağlı olarak daha yüksek ısıtma performans katsayısı elde edilebilmesidir.

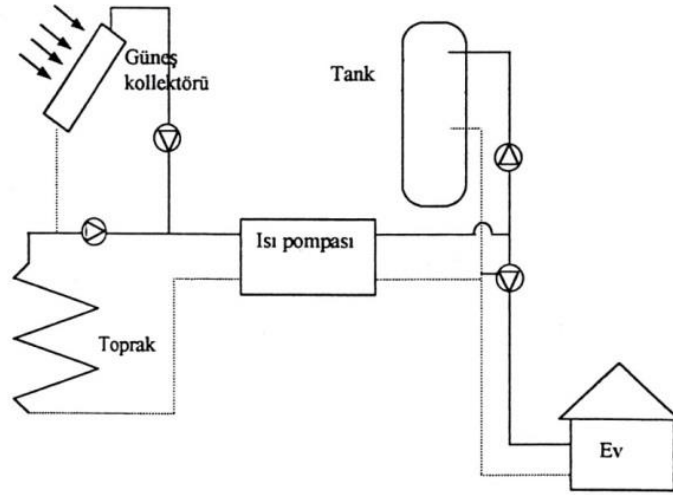
Güneş enerjisinin asıl avantajı, düz plakalı toplayıcıların hava kaynaklı ısı pompalarına ilave bir ısı olmasıdır. Şekil 3.13'te düz plakalı güneş kollektörü ile bir ısı pompası sistemi görülmektedir.



Şekil 3.13. Buharlaştırıcı için güneş kollektörü kullanılan örnek bir ısı pompası sistemi (Seçilmiş 2006)

#### 3.4.4. Isı kaynağı olarak toprağın kullanılması

Toprağı ısı kaynağı olarak kullanan ısı pompası sistemleri, inşaatın pahalı ve zor olması ve çok büyük bir buharlaştırıcı alanı gerektirmesi gibi dezavantajlara sahiptir. Toprak iyi bir kaynaktır, fakat ısı değiştiricisini toprağa gömmek, korozyonu önlemek için de dayanıklı bir malzeme kullanmak gerekir. Isı kaynağı olarak güneş enerjisi ve toprak ısı pompası sistemi birlikte kullanılabilir. Bununla ilgili tasarımı Şekil 3.14'te görülmektedir.



**Şekil 3.14. Güneş ve toprak kaynaklı ısı pompası sisteminin birlikte kullanılması (Seçilmiş 2006)**

Toprak derinliğine inildikçe, dış tesirler azalarak küçülür. 10 m derinlikten itibaren aşağıya doğru pratikte yaklaşık olarak toprak sıcaklığı sabit kabul edilebilir. Bu sabit sayı, coğrafik konum ve iklimatik şartlara bağlıdır. Ayrıca derinlik arttıkça, sıcaklık az miktarda değişmektedir. Üç etken yer sıcaklığında büyük rol oynamaktadır.

- Özgül ısı kapasitesi
- Isı iletim katsayısı
- Yoğunluk

Bu üç etken toprağın içerdiği neme de bağlıdır. Toprağın nemliliği ise yerin yapısına bağlıdır, çünkü toprak yapısı kayalı, kumlu ya da killi olabilir. Bunun sonucu olarak, killi arazi yüksek nem absorbe etmesi nedeniyle, zemin kollektörü olmaya olağanüstü derecede elverişlidir (Seçilmiş 2006).

### 3.4.5. Isı kaynağı olarak atık ısıların kullanılması

Atık ısı herhangi bir sistemde bir ürün olarak elde edilen, fakat faydalanılmayan ısılardır. Isı pompası sistemiyle bunların ısısı alınır ve dolayısıyla faydalı hale getirilir. Özellikle fabrikalarda kullanılması çok daha uygun olur. Zira buralardaki atık ısı, genelde fazladır ve sistemin kurulup işletilmesi de elverişlidir. Soğutma



suyu, atık su, egzoz havası ve egzoz gazından ısı kaynağı olarak bahsetmek mümkündür. Soğutma suyu ve atık su doğrudan ısı kaynağı olup, korozif olmamasına dikkat etmek gerekir. Kirli su halinde, bu sıvılardan ara madde olarak yararlanmak ve bunun için araya uygun malzemeli bir ısı değiştirici koymak gereklidir.

### **3.5. Isı Pompası Elemanları**

Isı pompası ile soğutma makinesini birbirinden ayıran tek fark kullanım amaçlarıdır. Isı pompasının kullanımındaki amaç, ısıtma aylarında düşük sıcaklıktaki ısı kaynağından ısı çekerek, bu ısıyı yüksek sıcaklıktaki ısı kaynağını ısıtmada kullanmaktadır. Isı pompaları, soğutma aylarında bir soğutma makinesi olarak kullanılırlar. Görevleri; düşük sıcaklıktaki ısı kaynağından ısı çekip, bu ısıyı yüksek sıcaklıktaki ısı kaynağına aktarmaktır. Burada kullanım amacı, yüksek sıcaklıktaki ısı kaynağını ısıtmak değil, düşük sıcaklıktaki ısı kaynağını soğutmaktır. Dolayısıyla soğutma makinesi olarak adlandırılırlar. Bu kısımda buhar sıkıştırmalı çevrim esasına göre çalışan ısı pompası elemanlarında bahsedilecektir.

#### **3.5.1. Kompresörler**

Pratikte, buharlaştırıcıdan çıkan buharı, yoğuşma basıncına kadar sıkıştırmak için kullanılan elemanlara kompresör adı verilir. Kompresörler genellikle;

- Rotorlu kompresörler
- Pistonlu kompresörler
- Turbo kompresörler
- Vidalı kompresörler

Olmak üzere dört tipte imal edilirler. Kompresörler elektrik motorlarıyla tahrik edilirler. Tahrik doğrudan doğruya veya gücün büyüklüğüne göre bir ya da daha fazla V kayışlı kayış-kasnak mekanizması ile olmaktadır.

### **3.5.2. Buharlaştırıcılar**

Soğutucu akışkanın buharlaşarak, soğutulmak istenen ortamdan ısı çekilmesini sağlayan elemanlardır. Soğutucu akışkanın beslenmesine, çalışma şartlarına, soğutulmak istenen sıvı veya havanın sirkülasyon yöntemine, soğutucu akışkanın kontrol tipine ve uygulamaya göre pratikte çok değişik konstrüksiyonlarda ve boyutlarda buharlaştırıcı tipleri bulunmaktadır. Genellikle buharlaştırıcılar ısı iletkenliği yüksek olan demir, çelik, pirinç, bakır veya alüminyum gibi malzemelerden imal edilirler. Zamanla yüzeylerde birikebilen kirliliğin oluşturduğu ısı direncin büyük olması nedeniyle ısı direnç artabilmektedir. Dış yüzeylerde hava soğutulması halinde birikebilen toz ve buz, su soğutulması halinde ise tortu, soğutucu akışkanın aktığı iç yüzeylerde ise yağ filmi veya tortu birikmesi önemli ısı dirençler meydana getirebilmektedir.

### **3.5.3. Yoğuşturucular**

Yoğuşturucular, kompresörden çıkan kızgın soğutucu akışkan buharının soğutularak yoğuşturulduğu elemanlardır. Burada soğuk akışkan olarak atmosferik hava veya su kullanılabilirdiği için, yoğuşturucuları hava soğutmalı ve su soğutmalı olarak iki grupta incelemek mümkündür. Hava soğutmalı yoğuşturucular, genellikle kanatlı borulu imal edilirler. Boruların içerisinden soğutucu akışkan, dışından da hava geçer. Bu tip yoğuşturucular daha çok küçük soğutma yüklerinde ve yeterli soğutma suyunun bulunmadığı durumlarda tercih edilir, çünkü hava tarafındaki ısı taşınım katsayısı küçük olduğundan, büyük soğutma yüklerinde çok büyük yüzeyler gerekir. Bakımları ve kullanışları basit olmakla beraber hava sıcaklığının gün ve mevsim

boyunca değişmesi nedeniyle otomatik kontrolü güçtür.

#### **3.5.4. Kısılma vanaları**

Kısılma vanaları kondenserden yüksek basınçta çıkan soğutucu akışkanını, arzu edilen buharlaştırıcı basıncına düşürmeye yarayan kısma elemanıdır. İdeal şartlarda bu elemanda gerçekleşen basınç düşürme işlemi boyunca entalpinin sabit olduğu kabul edilir. Kısılma vanası olarak küçük sistemlerde kılcal borular bu görevi yapmakla birlikte, daha büyük sistemlerde el ayar vanası, otomatik kısılma vanası ve termik kısılma vanası gibi elemanlar kullanılmaktadır.

#### **3.5.5. Isı pompalarında kullanılan soğutucu akışkanlar**

Soğutucu akışkanlar, soğutma, iklimlendirme ve ısı pompaları sistemlerinin en önemli çalışma akışkanlarıdır. Çoğunlukla bu akışkanlar, buharlaşma ve yoğuşma faz değişimleri yardımıyla, bir ortamdan (örnek olarak soğutma yapılan bir salon) çektikleri ısıyı, diğer bir ortama (örnek olarak dış çevreye) atarlar. Bu faz değişimleri, mekanik buhar sıkıştırılmalı ve absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde görülürken, hava gibi bir akışkan kullanan gaz soğutma çevrimlerinde görülmez. Bir soğutma cihazının tasarımı seçilen soğutucu akışkanın özelliklerine çok bağlıdır (Genceli2002). Soğutucu akışkanlardan özellikler şu şekilde sıralanabilir;

- Az bir enerji sarfi ile daha çok soğutma elde edilebilmelidir.
- Soğutucu akışkanın buharlaşma ısısı yüksek olmalıdır.
- Buharlaştırıcıda basınç mümkün olduğu kadar yüksek olmalıdır.
- Yoğuşma basıncı düşük olmalıdır.
- Viskitesi düşük ve yüzey gerilimi (kılcallığı) az olmalıdır.
- Emniyetli ve güvenilir olmalıdır.

- Soğutma devresinde bulunmaması gereken rutubet ile bulunması halinde bile çok zararlı reaksiyonlar meydana getirmemelidir.
- Sistemden kaçarak havaya karışması halinde civardaki insanlara (ve canlılara) zarar vermemelidir (Süzer 2001).

CFC (chlorofluorocarbon) olarak bilinen halojenli bileşenler, çok kararlı olmaları nedeniyle, yıllarca atmosferde kalabilmekte ve zamanla stratosfer tabakası içine yayılmaktadır. CFC molekülleri sadece karbon ile halojen klorin, florin ve/veya bromin içerir. Atmosferin üst kısımlarına ulaştığında, soğutucu akışkan molekülleri parçalanarak, ozon tabakasının tahrip eden klorini açığa çıkarır. Atmosferin alt tabakalarında ise bu moleküller, yeryüzünün ısınmasına yardım eden, kızılötesi ışınları yutar. CFC moleküllerindeki bir veya daha fazla halojen yerine bir hidrojen atomunun konulması ile HCFC (hydrochlorofluorocarbon) bileşenleri ortaya çıkar. Bu bileşenlerdeki hidrojen varlığı, bunların atmosferdeki ömrünü ve çevreye olan olumsuz etkilerini büyük ölçüde azaltmaktadır. Bazı soğutucu akışkanlarının çevre etkileri Çizelge 3.1’de verilmiştir.

**Çizelge 3.1. Soğutucu akışkanların atmosferde kalma süreleri ve Ozon’a etkileri (Genceli 2002)**

<b>SOĞUTUCU AKIŞKAN</b>	<b>ATMOSFERDE KALMA SÜRESİ (YIL)</b>	<b>OZONA ETKİ POTANSİYELİ</b>	<b>SERA ETKİSİ</b>
R-32	7,3	0	0,11
R-125	40,5	0	0,84
R-143a	64,2	0	1,1
R-502	15,8 / 400	0,22	3,7
R-22	15,8	0,05	0,34
R-12	130	1	3,1
R-134a	15,6	0	0,28
R-152a	1,8	0	0,03
R-134	-	0	-
R-143	41	0	1,1
R-11	56	1	1
R-123	1,8	0,016	0,02
R-152	-	0	-
R-717	-	0	-

Soğutucu akışkanlar arasında yaygın olarak kullanılan bazı akışkanlar şunlardır;

- R22 (CHClF<sub>2</sub>) : Diğer fluoroklorokarbon soğutucu akışkanlar gibi R22 de emniyetle kullanılabilir zehirsiz, yanmayan, patlamayan bir akışkandır. R22, derin soğutma uygulamalarına cevap vermek üzere geliştirilmiş bir soğutucu akışkandır, fakat paket tipi klima cihazlarında, ev tipi ve ticari tip soğutucularda daha kompakt kompresör gerektirmesi (R12'ye nazaran takriben 0.60 katı) ve dolayısıyla yer kazancı sağlaması yönünden tercih edilir. Çalışma basınçları ve sıcaklıkları R12'den daha yüksek seviyede ve fakat birim soğutma kapasitesi için gerekli tahrik gücü takriben aynıdır (Yamaç 2005).
- R134a (CF<sub>2</sub>CH<sub>2</sub>F) : Termodinamik ve fiziksel özellikleri ile R12'ye en yakın soğutucudur. Halen ozon tüketme katsayısı sıfır olan ve diğer özellikleri açısından en uygun soğutucu maddedir. Araç soğutucuları ve ev tipi soğutucular için en uygun olan alternatiftir. Yüksek ve orta buharlaşma sıcaklıklarında ve / veya düşük basınç farklarında kompresör verimi ve sistemin COP değeri R12 ile yaklaşık aynı olmaktadır (Yamaç 2005). Düşük sıcaklık için çift kademeli sıkıştırma gerekmektedir. R134a, mineral yağlarla uyumlu olmadığından poliolester veya poliolalkalinglikolbazlı yağlarla kullanılmalıdır (Yamaç 2005).
- R407C: R407C akışkanı, R32, R125 ve R134a'dan oluşan ve R502 için alternatif kabul edilen zeotropik karışımlardır. R407C, ozon inceltme özelliği bulunmayan üç farklı hidroflorokarbon akışkanın karışımından elde edilmektedir. R22 soğutucu akışkanına yakın özellikler gösterir (DuPont Suva 2012).
- R410A: R32 ve R125'den oluşan (ağırlıkça % 50 oranında) ve R22 için alternatif kabul edilen yakın azeotropik bir karışımdır. Teorik termodinamik özellikleri R22 kadar iyi değildir. Ancak ısı transfer özelliği oldukça iyidir. R22-R410A dönüşümünde sistemin yeniden tasarlanması gerekmektedir. Bu değişim yapıldığı takdirde sistem verimi R22'ye göre % 5 daha iyi olmaktadır. R410A yine ozon inceltici özellik göstermeyen iki hidroflorokarbon akışkanın karışımından oluştuğu için sera etkisi yaratmaz (DuPont Suva 2012).

Yukarıda özetlenen önceki çalışmalardan ve kuramsal bilgilerden görüldüğü üzere, çeşitli ihtiyaçları karşılamak üzere hava, su, toprak ve atık ısı enerjisinden faydalanan ısı pompaları için birçok parametre araştırılmıştır. Bu çalışmada, deniz suyu kaynaklı bir ısı pompası sistemi mekân soğutma için kurulmuştur. Çalışmanın mevcut

Çalışmalardan en buyk farkı çalışma stratejisi olmuştur. Antalya'nın Alanya ilçesinde yaz aylarında gün içerisinde güneş işiniminin yoğun olduğu zamanda soğutmaya ihtiyaç duyulmaktadır. Sıcaklık genellikle 35°C ile 40°C arasında seyretmektedir. Yapılan tasarım ile ısı atılan ortam dış ortam havası yerine deniz suyu olmuştur. Bu şekilde yaz aylarında da ihtiyaç duyulan soğutma daha verimli bir şekilde yapılmış olacaktır. Bu da mahal soğutmada enerji kullanımını ciddi oranlarda düşürecektir. Bu çalışmada tüm sistemin enerji ve ekserji analizi yapılmış olup, hem sistem performansı hem de sistem performansını olumsuz etkileyen nedenler araştırılmıştır. Soğutma ihtiyacı duyan bir mekânın ısı pompası ile soğutulması esnasında deniz suyu desteği ile tek bir sistemde gerçekleştirilmesi itibariyle diğer çalışmalardan farklılıklar arz etmektedir.



## 4. MATERYAL VE YÖNTEM

Bu çalışmada, yenilenebilir enerji sistemlerinin uygulama alanlarından olan otel gibi turizm tesislerin ısıtılıp soğutulmasında deniz suyu kaynaklı ısı pompası sisteminin ekserji analizi yapılarak iyileştirmeler yapılmasını amaçlanmaktadır. Ülkemizde yıl içerisinde sürekli olarak kullanılan birçok otel tesisleri ve bu otellerin soğutulup ısıtılması için yüksek miktarda enerji harcanmaktadır. Bu bölümde durum çalışması olarak bir otel soğutması için kurulan deniz suyu kaynaklı ısı pompası sisteminin her bir ekipmanı, sistemde yapılan ölçümler, ölçümlerde kullanılan cihazlar ve hassasiyetleri hakkında detaylı bilgi, sistemin yaz şartlarındaki çalışma prensipleri, ve sistemin performansını değerlendirmek için termodinamik analiz olarak ekserji analizi tanıtılacak ve sunulacaktır.

### 4.1. Uygulama Otelinin Tanıtımı

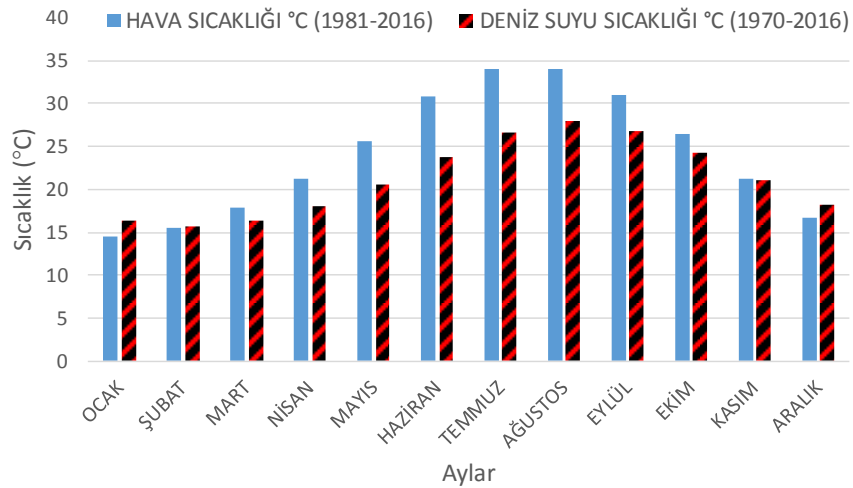
Bu çalışmada Antalya'nın Alanya ilçesinde bulunan Asia Beach Resort SPA otelde deniz suyu kaynaklı ısı pompası sisteminin termodinamik performansı ve tersinmezliklerden dolayı elde edilen termodinamik değişimler incelenecektir. Şekil 4.1'de gösterilen uygulama oteli 32000 m<sup>2</sup> kapalı alana sahip 318 adet standart oda, 2 adet engelli odası, 24 adet aile süit oda, 12 adet aile odası, 6 adet balayı odası olmak üzere 360 adet otel odasından oluşmaktadır. Uygulama oteli tek bir binadan denize sıfır, 3'ü zemin altı olmak üzere 10 katlı, açık ve kapalı park alanı olmayıp sadece açık yüzme havuzundan oluşmaktadır.

Otel içinde konforlu bir iç ortam sağlanabilmesi için ısıtma, soğutma klima ve havalandırma sistemleri kurulmuştur. Bu sistemler teknik ve ekonomik taleplere uygun olarak projelendirilmiştir. Bu çalışmada sadece otelin yaz çalışma koşulları düşünülmüştür. Dolayısıyla Antalya'nın Alanya ilçesinde yaz aylarında gün içerisinde güneş ışınımının yoğun olduğu zamanda soğutmaya ihtiyaç duyulmaktadır.



Şekil 4.1. Uygulama oteli Asia Beach Resort SPA Hotel'in bir görüntüsü

Meteoroloji Genel Müdürlüğü illere göre en yüksek hava sıcaklığı ve deniz suyu sıcaklığını web sayfalarından yıllık verilere dayanarak bildirmektedir. Antalya iline ait yıllara göre en yüksek hava sıcaklığı ve deniz suyu sıcaklığı değerlerinin değişimi Şekil 4.2'de verilmiştir. Şekilde görüldüğü gibi hava sıcaklığı genellikle 35 °C ile 40 °C arasında seyretmektedir. Deniz suyu sıcaklığı ise genellikle 20 °C ile 27 °C arasında değişmektedir. Dış hava sıcaklığı deniz suyu sıcaklığına göre yüksek olduğu için yapılan tasarım ile ısı atılan ortam dış ortam havası yerine deniz suyu kullanılması uygun olacaktır. Bu şekilde yaz aylarında da ihtiyaç duyulan soğutma daha verimli bir şekilde yapılmış olacaktır. Bu da mahal soğutmada enerji kullanımını ciddi oranlarda düşürecektir.



Şekil 4.2. Antalya iline ait ortalama en yüksek hava sıcaklığı ve deniz suyu sıcaklığı (MGM, 2017)



Uygulama otelinde soğutma sistemi tasarımında yapılması gereken ilk aşama binanın mimari projelerine göre ısı yükü belirlenmelidir. Dolayısıyla kış mevsiminde bina içinden, dışarıya doğru duvarlar, camlar, teras ve döşemelerden ısı kayıpları meydana gelir. Ancak yaz mevsiminde ise bahsedilen yerlerden içeri doğru ısı kazançları mevcuttur. Bu kayıp ve kazanç hesapları yapılarak mahal içine konulacak cihazların adetleri ve her birinin kapasiteleri belirlenir.

Uygulama otelinin mimari projeleri Ek A'da verilmiştir. Bu mimari projelerde; yatak odaları, personel hacimleri, genel mekanlar (lobi, restaurantlar, konferans salonu, disko, vb.), SPA gibi mekanlarında soğutma ve havalandırma işlemleri için ısı kazancı hesapları Carrier firmasına ait Hourly Analysis Program (HAP) ile hesaplanmıştır. Programda kullanılan proje dizayn kriterleri Çizelge 4.1'de verilmiştir. Otelin her bir mekanı için programdan elde edilen ısı yükü hesaplama sonuçları Ek B'de sunulmuştur. Ek B'de görüldüğü gibi otelin soğutma işlemi için toplam ısı yükü 2200 kW (1892000 kcal/h) olarak hesaplanmıştır.

**Çizelge 4.1. Uygulama oteli için proje dizayn kriterleri**

Parametreler	Değerleri
Yer	Alanya, Antalya
Enlem	36° Kuzey
Rakım	6 m
Yaz Dış Ortam Dizayn Şartları	
Kuru termometre sıcaklığı	39 °C
Yaş termometre sıcaklığı	28 °C
Günlük sıcaklık değişimi	11,4 °C
Yaz Dış Ortam Dizayn Şartları	
Kuru termometre sıcaklığı	3 °C
Bağıl nem	%80
İç Ortam Dizayn Kriterleri	445
Normal mahaller (yatak odaları, lobi, vb.)	
Soğutma işlemi	24 °C
Isıtma işlemi	22 °C
Nem kontrolü (min-max)	%30-60
Hizmet Mahalleri (mutfak, çamaşırhane, vb.)	
Soğutma işlemi	26 °C
Isıtma işlemi	20 °C
Nem Kontrolü (min-max)	%30-60

## 4.2. Soğutma Sisteminin Seçimi

Daha az elektrik tüketen soğutma sistemlerinin kurulması amacıyla yapılan

çalışmalar yoğun bir şekilde devam etmektedir. Klasik sistemlere alternatif olarak ortaya çıkan VRF (değişken soğutucu akışkan debili) sistemler uygulamada önemli yer tutmaya başlamıştır. Çoğunlukla hava soğutmalı VRF sistemleri yaygın olarak kullanılmaktadır. Son birkaç yıldır su soğutmalı VRF sistemleri bazı yapılarda çok daha uygun çözümler sunmaktadır. Su kaynaklı VRF'nin hava kaynaklı VRF'ye göre enerjiyi daha az tüketmektedir. Soğutma sistemlerinin seçiminde hava kaynaklı VRF sistemi yerine su kaynaklı VRF sistemi seçilmesinin en büyük nedeni iç ortamdan çekilen ısıyı dış hava yerine deniz suyuna pompalamak daha verimli olacağından dolayıdır. Ayrıca hava soğutmalı VRF dış ünitelerin konumlanması açısından bina çatısında ve açık alanlarında büyük mekanik hacimler gerektirecektir. Su soğutmalı VRF sistemi seçerek otel içinde daha kompakt VRF dış ünite cihazlarıyla mekanik odacıklara yerleşim yapılabilir. Klasik soğutma sistemlerine göre VRF mekanik borulama yoğunluğu daha az, kompakt ve işletme ömrü daha uzundur.

Uygulama otelinin ısı merkezi 3. bodrum katında oluşturulmuş olup; tesisin uygun shaft çıkışları ile beslenmesi yapılmıştır. Soğutma işlemi için otelde 122 adet soğutma grubu dış ünitesi, 500 adet VRF iç ünitesi ve 17 adet klima santrallerinden oluşan soğutma işlemi cihaz ve ekipmanları kullanılmıştır.

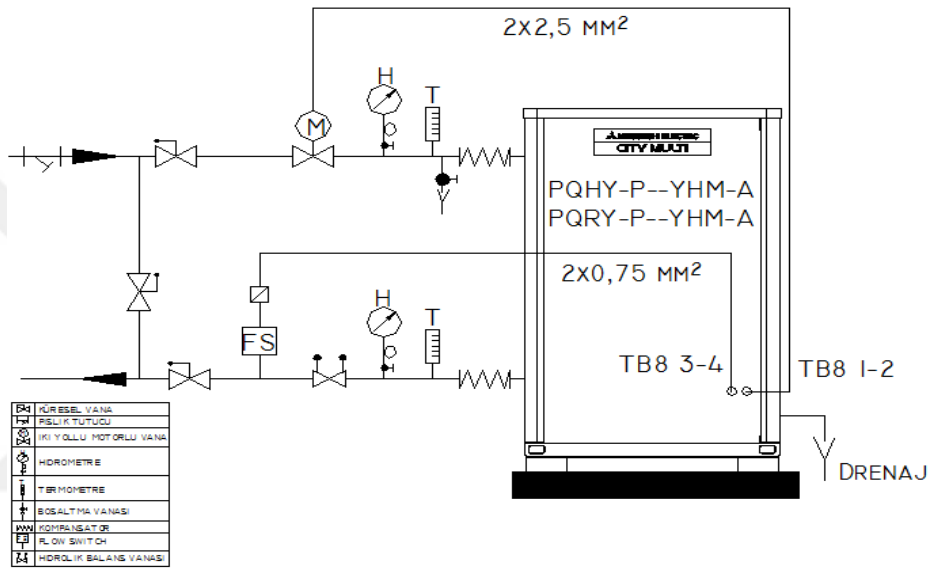
### **4.3. Soğutma Sistemi Ekipmanları**

Uygulama otelinde kullanılan soğutma sistemi su kaynaklı VRF sistemi kullanılmaktadır. Sistemi oluşturan ekipmanlar VRF dış üniteleri, VRF iç üniteleri ve klima santrallerinden oluşmaktadır.

#### **4.3.1. VRF dış üniteleri**

VRF dış üniteler mekan içerisindeki sıcak havanın ısını suya atmak için kullanılan kompakt bir ekipmandır. Ekipmanda soğutucu akışkan olarak R 410A gazı kullanılmaktadır. Şekil 4.3'te VRF dış ünitesinin şematik bir görünüşü verilmiştir.

Şekilde görüldüğü gibi dış üniteler; kompresör, kondenser, kondenser fanı, bakır boru devresi üzerinde gerekli filtre sensör, gaz ile ilgili sıvı ayırıcı, kurutucu gibi elemanlar ve bilgi işlemci elektronik kumanda panosundan oluşmaktadır. Kompresörler de invertör ve dijital tipte tasarlanmıştır. Dış üniteler iç ünitelerden gelen ihtiyaca göre kapasitelerini ayarlayabilmektedir. Kondenserler bakır boru ve alüminyum kanattan oluşmaktadır. Otel içerisinde dış üniteler farklı katlarda bulunan mekanik odalarda yer almıştır. Şekil 4.4'te uygulamaya otelinin mekanik odasındaki VRF dış ünitelerinin bir resmi gösterilmiştir.



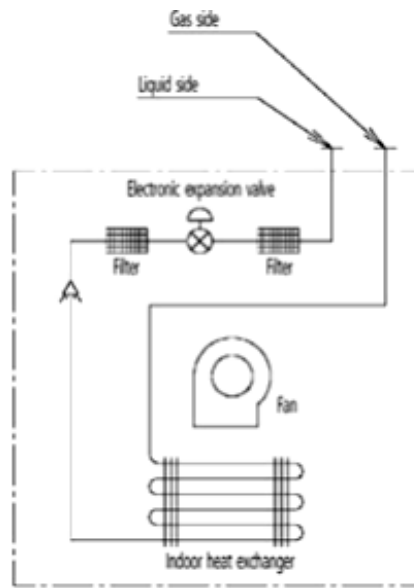
Şekil 4.3. Kullanılan VRF dış ünitesinin şematik görünüşü



Şekil 4.4. Kullanılan VRF dış ünitenin mekanik oda içerisindeki görünüşü

### 4.3.2. VRF iç üniteleri

İç üniteler iç dekorasyona bağlı olarak mimari tercihler doğrultusunda otel için gizli tavan tipi olarak seçilmiş iç ünitelerdir. Bir dış üniteye farklı kapasite ve modelde 40 adet iç ünitelerin bağlanabilmesi bu sistemlerin en büyük avantajlarından birisini oluşturmaktadır. Şekil 4.5'te VRF iç ünitesinin şematik görünüşü verilmiştir. Şekilde görüldüğü gibi iç üniteler; evaporatör, fan, elektronik genişleme valfi, filtre, drenaj pompası ve dış ünite ile haberleşen elektronik kartlardan oluşan kompakt bir sistemdir. Diğer klasik sistemlerin iç üniteleri ile kıyaslandığında daha sessiz modelleri mevcuttur. VRF iç üniteler su yerine gaz ile doğrudan soğutma yaptıklarından yine diğer klasik iç ünitelere (fan-coil, su kaynaklı ısı pompaları) göre daha küçük boyutta ve daha büyük kapasitededirler. Otelde 500 adet iç ünite kullanılmıştır. Bunlardan 371 adeti yatak odaları gizli tavan tipi, 129 adeti genel mekanlar gizli tavan tipidir ve 9 adet de yüksek basınçlı kanallı tavan tipi (YBKTT) iç ünite kullanılmıştır. Bunlara ilave olarak büyük hacimli genel mekanlar için 17 adet DX (doğrudan genişlemeli) serpantinli klima santralleri kullanılmıştır. İç ünitelerin ve klima santrallerinin karşıladıkları toplam soğutma yükü 2200 kW'tır. Bu değer HAP programındaki hesabın sonucu olarak Ek B'de de görülebilir. Şekil 4.6'da uygulamaya otelinin mekan içerisindeki VRF iç ünitelerinin bir resmi gösterilmiştir.



Şekil 4.5. Kullanılan VRF iç ünitenin şematik görünüşü

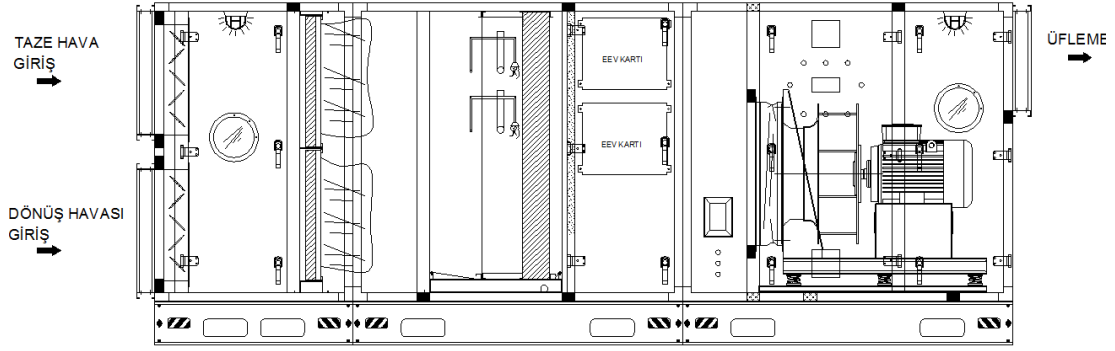


**Şekil 4.6. Kullanılan VRF iç ünitenin mekan içerisindeki görünüşü**

#### **4.3.3. VRF DX (doğrudan genleşmeli) klima santralleri**

DX batarya, bir kompresör yardımı ile soğutucu akışkan kullanarak, evaporatörden alınan ısının soğutucu akışkana yüklenip atmosfere atılması (yani havadan havaya ısı transferi yapmak) demektir. Bu işlemi yaparken soğutucu akışkan direkt olarak ısının transfer edileceği kaynaktan (yani klima santrali içinde) buharlaştırılır. Diğer sistemler gibi ısı transferi yaparken farklı bir akışkan kullanılmaz. Geleneksel soğutma grupları (chiller) ile yapılan ısı transferinde ısı, ilk önce suya aktarılır daha sonra soğutma grubunda bulunan ısı eşanjörüne taşınır ve burada soğutucu akışkana aktarılır. Akışkana aktarılan ısı yine kompresör yardımı ile atmosfere atılır.

DX klima santrallerinde aranan temel özellikler; yüksek verim ile çalışıp en az enerjiyi kullanarak iklimlendirme yapılması, hava sızdırmazlığı, ısı köprülerinin en aza indirgeyecek konstrüksiyona sahip olması, dinamik kuvvetlerin titreşime sebebiyet vermemesi olarak sıralayabiliriz (airplus.com.tr). Şekil 4.7’de görüldüğü üzere kullanılan DX serpantinli klima santrali şematik gösterimi sunulmuştur. Şekil 4.8’de ise DX serpantinli klima santralinin mekanik oda içerisindeki resmi verilmiştir.



Şekil 4.7. Kullanılan VRF DX klima santral ünitesinin şematik görünüşü

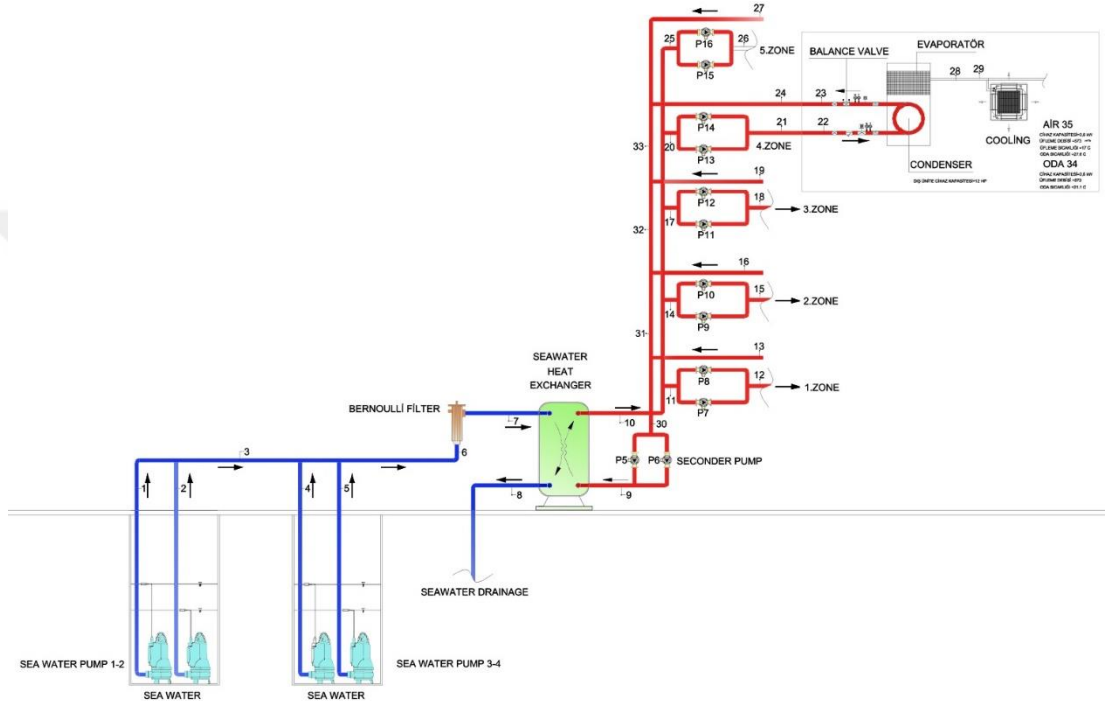


Şekil 4.8. Kullanılan VRF DX klima santral ünitesinin mekanik oda içerisindeki görünüşü

#### 4.4. Deniz Suyu Kaynaklı Isı Pompası Sistemi

Bu tez çalışmasının amacı enerji maliyetlerinin yüksek olduğu otellerde klasik soğutma sistemlerine alternatif olarak deniz suyu kaynaklı ısı pompası sistemi ve VRF ile bütünleşik kullanılan bir sistemi termodinamik olarak incelemektir. Deniz suyunun havaya göre yıllık sıcaklık değişim periyodu daha azdır. Dolayısıyla böyle bir sistemin deniz kıyısı olan tesisler (otel, AVM, hastane, vb.) için büyük bir avantaj teşkil etmektedir. Özellikle Türkiye gibi 4'te 3'ü denizlerle kaplı yerlere uygun bir

sistemdir. Bu tez çalışmasında düşünülen deniz kaynaklı ısı pompası sistemi ile bir otelin soğutulması işleminin Şekil 4.9'da genel bir akış şeması verilmiştir. Şekil 4.9'dan görüleceği üzere, sistem deniz suyu pompaları (P<sub>1</sub>, P<sub>2</sub>, P<sub>3</sub>, P<sub>4</sub>), bernoulli filtre (BF), deniz suyu plakalı ısı eşanjörü (IE), sekonder pompalar (P<sub>5</sub>, P<sub>6</sub>), beş bölgenin pompaları (1. bölge için P<sub>7</sub> ve P<sub>8</sub>, 2. bölge için P<sub>9</sub> ve P<sub>10</sub>, 3. bölge için P<sub>11</sub> ve P<sub>12</sub>, 4. bölge için P<sub>13</sub> ve P<sub>14</sub>, 5. bölge için P<sub>15</sub> ve P<sub>16</sub>) ve 4. bölgenin ısı pompasından (IP) oluşmaktadır.



Şekil 4.9. Otelin soğutulması için kullanılan sistemin akış şeması

Sistemin deniz suyu pompaları deniz kıyısından 150 m içeride ve deniz seviyesinden 6 m derinlikte ayrı ayrı 2 adet kuyuda 4 adet bulunmaktadır. Her bir kuyudan deniz suyu pompaları ile 1,2 bar ve 26,39 kg/s debi ile bernoulli filtresine (BF) deniz suyu basılmaktadır. Filtrede yabancı maddelerden (ot, mil, midye vb.) arınan deniz suyu 105,56 kg/s debi ile ısı eşanjörüne (IE) geçer. IE'de deniz suyu, ikincil devredeki suyun ısısını alarak denize deşarj edilir.

Sıcaklığı düşürülen sekonder devredeki su sekonder pompaları ile 105,56 kg/s debide soğutma bölgelerine pompalanmaktadır. 1., 2., 3., 4. ve 5. bölgelerde bulunan sirkülasyon pompaları sırasıyla 20 kg/s, 23,33 kg/s, 23,33 kg/s, 20 kg/s ve 22,23 kg/s debilerinde soğutulmuş su VRF dış ünitelerine pompalanmaktadır. Dış ünitelere

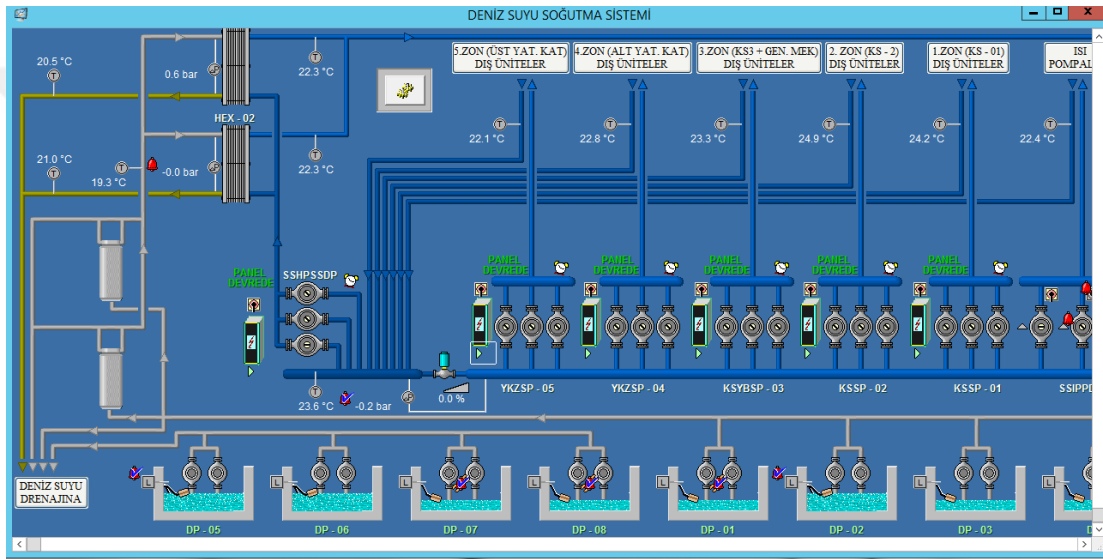
gelen soğutulmuş su VRF sistemindeki soğutucu akışkan R410A'nın akışkanı ile mahalın sıcaklığı düşürülmektedir. Böylece mekan konfor şartlarında soğutulmuş olmaktadır.

**Çizelge 4.2. Uygulama oteli için 10 Haziran 2016 tarihinde toplanan parametreler**

No, i	Akışkan tipi	Sıcaklık, $T_i$ (°C)	Basınç, $P_i$ (kPa)	Debi, $\dot{m}_i$ (kg/s)
1	Deniz suyu	19,5	120	26,39
2	Deniz suyu	19,5	120	26,39
3	Deniz suyu	19,5	120	52,78
4	Deniz suyu	19,5	120	26,39
5	Deniz suyu	19,5	120	26,39
6	Deniz suyu	19,5	120	105,56
7	Deniz suyu	19,5	60	105,56
8	Deniz suyu	20,5	30	105,56
9	Soğutma suyu	23,615	540	105,56
10	Soğutma suyu	22,3	480	105,56
11	Soğutma suyu	22,3	400	20
12	Soğutma suyu	22,31	520	20
13	Soğutma suyu	24,3	400	20
14	Soğutma suyu	22,3	400	23,33
15	Soğutma suyu	22,31	502	23,33
16	Soğutma suyu	24,9	400	23,33
17	Soğutma suyu	22,3	400	23,33
18	Soğutma suyu	22,31	530	20
19	Soğutma suyu	23,3	400	20
20	Soğutma suyu	22,3	400	20
21	Soğutma suyu	22,31	520	20
22	Soğutma suyu	22,4	520	2
23	Soğutma suyu	24	400	2
24	Soğutma suyu	22,8	400	20
25	Soğutma suyu	22,3	400	22,23
26	Soğutma suyu	22,31	520	22,23
27	Soğutma suyu	22,1	400	22,23
28	R410A	0	750	0,000489
29	R410A	11	17500	0,00231
30	Soğutma suyu	23,6	400	105,56
31	Soğutma suyu	23,6	400	85,56
32	Soğutma suyu	23,6	400	62,23
33	Soğutma suyu	23,6	400	42,23
34	Hava	27,6	101	0,1908
35	Hava	21,1	101	0,191



Antalya ili Alanya ilçesindeki Asia Beach Resort & SPA otele ait sistem 10 Haziran 2016 tarihindeki yaz şartlarında soğutma amaçlı olarak tam yükte 1 saat çalıştırılmıştır. Bu esnada Şekil 4.9'daki sistem akış şeması üzerindeki hat numaralarına ait basınç, sıcaklık ve debi parametreleri toplanmıştır. O tarihte çevre sıcaklığı, basınç ve bağıl nem değerleri sırasıyla 30,5 °C, 1 bar ve %53'tür. Ayrıca deniz suyu sıcaklığı ortalama 19,3 °C kaydedilmiştir. Termodinamik analiz için toplanan bu veriler Çizelge 4.2'de sunulmuştur. Sistemde toplanılan tüm veriler Denetleme Kontrol Sistemi (SCADA) programından alınmıştır. Şekil 4.10'da kontrol sisteminin ara ekran yüzü gösterilmiştir.



Şekil 4.10. Sistemin takibinde ve verilerin kaydında kullanılan programın ara yüzü

#### 4.4.1. Sistem ekipmanları

Uygulama sisteminin ekipmanları Şekiller 4.9 ve 4.10'da görüldüğü gibi deniz suyu pompaları, bernoulli filtre, deniz suyu eşanjörleri, soğutma pompaları ve otomasyon sisteminden oluşmaktadır. Soğutma bölgelerindeki VRF ve klima ekipmanları Bölüm 4.3'te daha önce bahsedilmiştir.

#### 4.4.1.1. Deniz suyu pompaları

Kullanılan deniz suyu pompaları Şekil 4.11’de gösterilmektedir. Sistem 4 adet pompadan oluşmaktadır. Pompalar 95 m<sup>3</sup>/h debi de ve 24 mSS basınçtır. Bu kısım sistemin deniz suyu eşanjörü primer pompaları olarak adlandırılır. Sistemde çalışan deniz suyu pompaların çarkları deniz suyuna dayanıklı seramik kaplamalı ve flatör kontrollüdür.



Şekil 4.11. Sistemde kullanılan deniz suyu pompaları

Şekil 4.11’de gösterilen deniz suyu pompalarının seçimi aşağıdaki hesaplamalarla belirlenmiştir:

$$Q = \dot{m} \times c \times \Delta t \quad (4.1)$$

Yukardaki Denklem (4.1)’deki ısı yükü (Q) HAP programı ile Ek B’deki sonuçlarda tüm otelin ısı yükü 2200 kW (=1892000 kcal/h) olarak belirlenmiştir. Deniz suyunun 50 °C’deki yoğunluğunu ( $\rho_{su}$ ) 1000 kg/m<sup>3</sup> ve özgül ısınma ısısını (c) 1 kcal/kg K olarak kabul edilmiştir. Deniz suyu eşanjöründeki sıcaklık farkı ( $\Delta t$ ), sistem tasarımına uygun olarak 5 °C kabul edilmiştir. Yukarıda bahsedilen değerler Denklem (4.1)’de kullanıldığında kütleli debinin 380 m<sup>3</sup>/h olarak bulunur.

Sistemin deniz suyu pompalarının basma yükseklikleri ise Çizelge 4.3’te gösterildiği gibi hesaplanmıştır. Debisi 380 m<sup>3</sup>/h ve basma yüksekliği 235 kPa olan yukarıda bahsedilen özelliklere sahip Wilo marka 95 m<sup>3</sup>/h ve 24 mSS 4 adet dalgıç tip deniz

suyu pompası seçilmiştir.

**Çizelge 4.3. Uygulama oteli için seçilen deniz suyu pompaları basınç kayıpları**

<b>Basınç kayıpları</b>	<b>Hesap değeri (kPa)</b>
Borular	100
Eşanjör	40
Bernoulli filtre	25
Klapeler	30
Kollektör ve armatürler	20
Emniyet (%10)	20
Basma yüksekliği	235

#### *4.4.1.2. Bernoulli filtre*

Kullanılan Bernoulli filtre sistemdeki deniz suyu ile birlikte gelebilecek yabancı maddelerin (ot, mil, midye, vb.) tutulmasını sağlamaktadır. Böylece deniz suyu ısı eşanjörün tıkanmasına sebep olacak nedenleri ortadan kaldırır. SAB - F450 Otomatik filtre; farklı sahalarda (Endüstri, Isıtma- Havalandırma- Klima sistemleri), tabii kaynaklardan elde edilen (Örneğin: Deniz suyu, nehir suyu, kuyu suyu) veya ısıtma, soğutma devrelerinde, proseslerde sirküle edilen ve yüksek kirlilik içeren suyun (200 mg/l) parçacık temizliğini sağlayan, kendi kendini temizleyen, oldukça uzun sayılabilecek süreler bakım gerektirmeden çalışabilen bir mekanik partikül tutucudur. İşletme basıncı, sadece 0,3 bar (3 mSS)'dir.

Büyük debilerde de düşük basınç kaybı (maks. 0,25 bar – 2,5 mSS), basit, sağlam yapısı, yüksek verimi ile ağırlık ve yerden sağladığı tasarrufla ön plana çıkmaktadır. Sistemde kullanılan Bernoulli filtresinin deniz kuyusundan gelen hat üzerindeki bağlantısı Şekil 4.12'de gösterilmiştir.



Şekil 4.12. Sistemde kullanılan Bernoulli filtre ve bağlantısı

#### 4.4.1.3. Deniz suyu eşanjörü

Kullanılan deniz suyu eşanjörü ve bağlantısı Şekil 4.13'te gösterilmiştir. Bu eşanjörün primer ve sekonder devrelerinden oluşan plakalı tip ısı eşanjörüdür. Primer devresinde deniz suyu 29 °C / 34 °C giriş/çıkış yapmaktadır. Sekonder devresinde soğutma suyunun giriş ve çıkış sıcaklıkları 38 °C / 33 °C'dir. Isı eşanjörünün iki yüzeyindeki basınç kaybı maks. 40 kPa'dır. Eşanjör Alfa Laval marka olup plakalı titanyum malzemedir ve 2200 kW'lık (otelin hesaplanan soğutma yükü) ısı kapasitesine sahiptir.



**Şekil 4.13. Sistemde kullanılan plakalı tip deniz suyu ısı eşanjörü ve bağlantısı**

#### *4.4.1.4. Sekonder ve bölge pompaları*

Sistemin kapalı devre kısmında bulunan deniz suyu eşanjörünün sekonder pompaları ve bölge pompalarından oluşmaktadır. Şekil 4.14'te sekonder pompalar ve bağlantıları gösterilmiştir. Şekilde görüldüğü gibi deniz suyu sekonder pompaları frekans kontrollü olup  $190 \text{ m}^3/\text{h}$  debi de ve  $14 \text{ mSS}$  basınçtır. Soğutma pompaları ise 5 bölgeden oluşmaktadır. Şekil 4.15'te bölge pompaları ve bağlantısı gösterilmiştir. 1., 3. ve 4. bölge pompaları inline,  $50 \text{ m}^3/\text{h}$  ve  $12 \text{ mSS}$ 'lik 2 adet pompadan oluşmaktadır. 2. bölge pompaları inline,  $62 \text{ m}^3/\text{h}$  ve  $12 \text{ mSS}$ 'lik 2 adet pompa olup 5. bölge pompaları ise inline,  $60 \text{ m}^3/\text{h}$  ve  $12 \text{ mSS}$ 'lik 2 adet pompadır. Bu pompaların seçimleri Bölüm 4.4.1.1'deki deniz suyu pompaları seçimine benzer şekilde yapılmaktadır. Bu nedenle yeniden hesaplama yapılmamıştır.



**Şekil 4.14. Sistemde kullanılan sekonder devre pompaları ve bağlantısı**



**Şekil 4.15. Sistemde kullanılan bölge pompaları ve bağlantısı**

#### 4.4.1.5. Otomasyon sistemi

İklimlendirme sisteminin kontrolünü ve veri kaydını sağlamak amacıyla kapsamlı bir otomasyon sistemi kurulmuştur. Otomasyon sistemi Denetleme Kontrol Sistemi (SCADA) programı, enerji yönetimi birlikte mikroişlemci tabanlı bina alt sistemleriyle ara yüz olma görevini de üstlenmektedir. Tesisin verilerin toplanması belirli noktalarda bulunan duyar elemanlarla yani sensörler yardımıyla yapılmıştır. Bu sensörler genel bina otomasyona bağlı olup teknik ekip tarafından otomasyon ekranından izlenmektedir. Farklı bir durum meydana geldiği zaman otomasyon ekranına alarm düşüp teknik ekiplerce müdahale edilmektedir. Şekil 4.16'da gösterilen sıcaklık ve basınç sensörleri kullanılmaktadır. Kullanılan sıcaklık ve basınç sensörleri Siemens marka olup teknik özellikleri Ek C'de verilmiştir.



Şekil 4.16. Akışkan sıcaklığını ve basıncı ölçen duyar elemanlar

#### 4.5. Termodinamik Analiz

Analizlerde, sürekli akışlı sürekli açık sistem kabulü yapılmış ve kütle, enerji ve ekserji denge denklemleri kullanılarak ısı geçişleri ve tersinmezlikler ile enerji ve ekserji verimleri belirlenmiştir.

Bilindiği üzere ekserji,  $P_0$  basıncında ve  $T_0$  sıcaklığında sabit olan çevre koşullarında, verilen bir enerjiden alınabilecek maksimum iş olarak tanımlanmaktadır. Herhangi bir enerji formunun ekserjisi, o enerjinin kullanılabilirliği, kalitesi veya değişim yaratma potansiyelinin ölçüsü olarak bilinir. Bir mühendislik tasarımının mümkün olan en yüksek verimde ve minimum maliyette olması beklenir. Tasarım yapılırken

hedeflenen bu özelliklere teknik, ekonomik ve yasal koşullar altında etik, ekolojik ve sosyal sonuçlar da göz önüne alınarak ulaşılmaya çalışılmalıdır. Ekserji kavramı da bu amacın gerçekleştirilmesini önemli oranda kolaylaştırır. Ekserji analizleri aynı zamanda tasarım aşamasındaki proseslerin termodinamik iyileştirme potansiyellerini belirlemede kullanılır.

Ekserji her zaman referans olarak alınan bir sıcaklık ve basınca göre hesaplanır ki bu koşullar ölü hal olarak adlandırılır. Bu sınırlandırılmış ölü halde, değerlendirilen sabit bir miktar maddenin sıfır hızda ve değerlendirmenin yapıldığı bölgenin yüksekliğinde kütleli sızdırmaz bir hacim içerisine kapatılmış olduğu varsayılır. Bu maddenin  $T_0$  sıcaklığında ve  $P_0$  basıncında olduğu kabul edilir. Hesaplamalarda çevrenin  $T_0$  ve  $P_0$  değerleri genellikle 1 atm basınç ve 25 °C sıcaklıkta alınır. Özgener ve Hepbaşlı (2005a) tarafından bildirildiğine göre Moran, bu özelliklerin uygulamaya bağlı olarak farklı alınabileceğini söylemektedir. Örneğin çalışmanın yapıldığı bölgeye ve mevsim ayına ait ortalama çevre sıcaklığı ve basıncı da ölü nokta özellikleri olarak kabul edilebilir. Mevcut çalışmada ölü hal bu şekilde tayin edilmiştir.

Enerji kaynaklı iyileştirmelerde ekserji analizi, enerji analizlerinin bir parçası olması açısından çok önemlidir. Ekserji analizinin teorisi temel olarak yararlanılabilir enerji kavramına dayanır. Ekserji (kullanılabilirlik), belirli bir haldeki sistemin yapabileceği maksimum iş olarak tanımlanmaktadır. Ekserji, yararlanılabilir enerji, yararlanılabilirlik gibi kavramların hepsi aslında aynı şeyi ifade eder. Benzer şekilde ekserji yok oluşu, ekserji tüketimi, tersinmezlik ve kayıp iş ifadeleri de temelde aynıdır ve bir hal değişimi sırasında kaybolan iş potansiyelini ifade ederler. Bu alandaki terminoloji görüldüğü üzere standart hale getirilememiştir (Dincer ve Rosen, 2007; Hepbaşlı ve Özgener, 2005a). Bu çalışmada akış ekserjisi, ekserji yok oluşu ve ekserji verimi ifadelerinin kullanılması tercih edilmiştir.

Kütle, enerji ve ekserji denge denklemleri şu şekilde ifade edilebilir:

$$\Sigma \dot{m}_{giren} = \Sigma \dot{m}_{çikan} \quad (4.1)$$

$$\Sigma \dot{E}_{giren} = \Sigma \dot{E}_{çikan} \quad (4.2)$$



$$\Sigma \dot{E}x_{giren} - \Sigma \dot{E}x_{çikan} - \Sigma \dot{E}x_{yo} = 0 \quad (4.3)$$

Ekserji dengesi aynı zamanda,

$$\Sigma \dot{E}x_{giren} - \Sigma \dot{E}x_{çikan} = \Sigma \dot{E}x_{yo} \quad (4.4)$$

şeklinde ifade edilebilir ve bu denklemin sol tarafı ısı, iş veya kütle ile transfer edilen net ekserji, sağ tarafı ise ekserji yok oluşunun miktarını gösterir. Sistemin ekserji analizi yapılırken, tüm elemanların ekserji yok oluşu hesaplanmıştır. Bu bölümde hesaplamalar için ihtiyaç duyulan denklemler açıklanacaktır.

Toplam ekserji ise;

$$\dot{E}x = \dot{m}(ex) \quad (4.5)$$

şeklinde ifade edilebilir ki burada akış ekserjisi ise şöyledir:

$$ex = (h - h_o) - T_o(s - s_o) \quad (4.6)$$

Ekserji veya II. Kanun verimi de toplam ekserji çıktısını toplam ekserji girdisine oranı şeklinde ifade edilebilir:

$$\psi = \frac{\dot{E}x_{çikan}}{\dot{E}x_{giren}} = \frac{\dot{P}}{\dot{F}} \quad (4.7)$$

Burada ekserji çıktısı ürünü, faydayı veya arzu edilen değeri ifade ederken, ekserji girdisi ise verilen, arz edilen veya yakıt ekserjisini ifade etmektedir (Günerhan ve Hepbaşlı, 2007).

Van Goal tarafından verilen iyileştirme potansiyeli ise şu şekilde tayin edilebilmektedir (Dincer ve Rosen, 2007):

$$\dot{I}P = (1 - \psi)(\dot{E}x_{giren} - \dot{E}x_{çikan}) \quad (4.8)$$

Bu çalışmada enerji ve ekserji analizleri yapılırken yapılan kabuller şu şekilde sıralanabilir:

a) Potansiyel ve kinetik enerji terimlerinin ihmal edildiği herhangi bir kimyasal reaksiyonun olmadığı sürekli akışlı sürekli açık sistem kabulü tüm prosese

uygulanmıştır.

b) Sisteme ısı girişi ve sistemin yaptığı iş pozitif olarak alınmıştır.

c) Isı pompası ve tüm sistemde boru bağlantılarının uzunlukları olduğu için basınç kayıpları değerlendirilmiştir.

d) VRF dış ünite Kompresörün toplam mekaniksel ve elektriksel verimi %76'dır. Bu değer kompresörün çalışması sırasında alınan akım ve voltaj ölçümlerine dayanmaktadır.

Sistem analiz edilirken kullanılan tesisat akış şeması Şekil 4.9'da verilmiştir. Deniz suyu kaynaklı ısı pompası sisteminin her bir noktasına uygulanan kütle, enerji ve ekserji dengesi ifadelerinin sonuçları aşağıda sırasıyla verilmiştir:

**Deniz suyu pompaları (P<sub>1</sub>-P<sub>2</sub>-P<sub>3</sub>-P<sub>4</sub>):**

$$\dot{m}_{DS} = \dot{m}_1 \quad (4.9)$$

$$\dot{W}_{p1} = \dot{m}_1 (h_1 - h_{DS}) \quad (4.10)$$

$$\dot{E}x_{y0,p1} = \dot{m}_1 (ex_1 - ex_{DS}) + \dot{W}_{p1,elek} \quad (4.11)$$

$$\psi = \frac{\dot{P}}{\dot{F}} = \frac{\dot{m}_1 (ex_{DS} - ex_1)}{\dot{W}_{p1,elek}} \quad (4.12)$$

$$\dot{m}_{DS} = \dot{m}_2 \quad (4.13)$$

$$\dot{W}_{p2} = \dot{m}_2 (h_2 - h_{DS}) \quad (4.14)$$

$$\dot{E}x_{y0,p2} = \dot{m}_2 (ex_{DS} - ex_2) + \dot{W}_{p2,elek} \quad (4.15)$$

$$\psi = \frac{\dot{P}}{\dot{F}} = \frac{\dot{m}_2 (ex_2 - ex_{DS})}{\dot{W}_{p2,elek}} \quad (4.16)$$

$$\dot{m}_{DS} = \dot{m}_3 \quad (4.17)$$

$$\dot{W}_{p3} = \dot{m}_3 (h_3 - h_{DS}) \quad (4.18)$$

$$\dot{E}x_{y_0,p3} = \dot{m}_3(ex_3 - ex_{DS}) + \dot{W}_{p3,elek} \quad (4.19)$$

$$\psi = \frac{\dot{P}}{\dot{F}} = \frac{\dot{m}_3(ex_{DS} - ex_3)}{\dot{W}_{p3,elek}} \quad (4.20)$$

$$\dot{m}_{DS} = \dot{m}_4 \quad (4.21)$$

$$\dot{W}_{p4} = \dot{m}_4(h_4 - h_{DS}) \quad (4.22)$$

$$\dot{E}x_{y_0,p4} = \dot{m}_4(ex_4 - ex_{DS}) + \dot{W}_{p4,elek} \quad (4.23)$$

$$\psi = \frac{\dot{P}}{\dot{F}} = \frac{\dot{m}_4(ex_{DS} - ex_4)}{\dot{W}_{p4,elek}} \quad (4.24)$$

#### **Bernoulli filtre (BF):**

$$\dot{m}_6 = \dot{m}_7 = \dot{m}_{BF} \quad (4.25)$$

$$\dot{Q}_{BF} = \dot{m}_{BF}c_p(T_7 - T_6) = \dot{m}_{BF}(h_6 - h_7) \quad (4.26)$$

$$\dot{E}x_{y_0,BF} = \dot{m}_{BF}(ex_6 - ex_7) \quad (4.27)$$

$$\psi = \frac{\dot{P}}{\dot{F}} = \frac{\dot{m}_{BF}ex_7}{\dot{m}_{BF}ex_6} \quad (4.28)$$

#### **Plakalı ısı eşanjörü (IE):**

$$\dot{m}_7 = \dot{m}_8 = \dot{m}_{soğ} \quad (4.29)$$

$$\dot{Q}_{soğ} = \dot{m}_{soğ}c_p(T_8 - T_7) = \dot{m}_{soğ}(h_8 - h_7) \quad (4.30)$$

$$\dot{E}x_{soğ} = \dot{m}_{IE}(ex_8 - ex_7) \quad (4.31)$$

$$\dot{m}_9 = \dot{m}_{10} = \dot{m}_{sıl} \quad (4.32)$$

$$\dot{Q}_{sıl} = \dot{m}_{sıl}c_p(T_{10} - T_9) = \dot{m}_{sıl}(h_{10} - h_9) \quad (4.33)$$

$$\dot{E}x_{sıl} = \dot{m}_{IE}(ex_{10} - ex_9) \quad (4.34)$$

$$\dot{E}x_{y0,SH} = \dot{m}_{IE}(ex_8 - ex_7) - \dot{m}_{IE}(ex_{10} - ex_9) \quad (4.35)$$

$$\psi = \frac{\dot{P}}{\dot{F}} = \frac{\dot{m}_{IE}(ex_{10} - ex_9)}{\dot{m}_{IE}(ex_8 - ex_7)} \quad (4.36)$$

**Sekonder pompalar (P5-6):**

$$\dot{m}_9 = \dot{m}_{30} \quad (4.37)$$

$$\dot{W}_{p5} = \dot{m}_9(h_9 - h_{30}) \quad (4.38)$$

$$\dot{E}x_{y0,p5} = \dot{m}_9(ex_9 - ex_{30}) + \dot{W}_{p5,elek} \quad (4.39)$$

$$\psi = \frac{\dot{P}}{\dot{F}} = \frac{\dot{m}_9(ex_9 - ex_{30})}{\dot{W}_{p5,elek}} \quad (4.40)$$

$$\dot{m}_9 = \dot{m}_{30} \quad (4.41)$$

$$\dot{W}_{p6} = \dot{m}_9(h_9 - h_{30}) \quad (4.42)$$

$$\dot{E}x_{y0,p6} = \dot{m}_9(ex_9 - ex_{30}) + \dot{W}_{p6,elek} \quad (4.43)$$

$$\psi = \frac{\dot{P}}{\dot{F}} = \frac{\dot{m}_9(ex_9 - ex_{30})}{\dot{W}_{p6,elek}} \quad (4.44)$$

**Bölgelerdeki pompalar (P7-16):**

$$\dot{m}_{11} = \dot{m}_{12} \quad (4.45)$$

$$\dot{W}_{p7} = \dot{m}_{11}(h_{11} - h_{12}) \quad (4.46)$$

$$\dot{E}x_{y0,p7} = \dot{m}_{11}(ex_{11} - ex_{12}) + \dot{W}_{p7,elek} \quad (4.47)$$

$$\psi = \frac{\dot{P}}{\dot{F}} = \frac{\dot{m}_{11}(ex_{11} - ex_{12})}{\dot{W}_{p7,elek}} \quad (4.48)$$

$$\dot{m}_{11} = \dot{m}_{12} \quad (4.49)$$

$$\dot{W}_{p8} = \dot{m}_{11}(h_{11} - h_{12}) \quad (4.50)$$

$$\dot{E}x_{y_0,p8} = \dot{m}_{11}(ex_{11} - ex_{12}) + \dot{W}_{p8,elek} \quad (4.51)$$

$$\psi = \frac{\dot{P}}{\dot{F}} = \frac{\dot{m}_{11}(ex_{11} - ex_{12})}{\dot{W}_{p8,elek}} \quad (4.52)$$

$$\dot{m}_{14} = \dot{m}_{15} \quad (4.53)$$

$$\dot{W}_{p9} = \dot{m}_{14}(h_{14} - h_{15}) \quad (4.54)$$

$$\dot{E}x_{y_0,p9} = \dot{m}_{14}(ex_{14} - ex_{15}) + \dot{W}_{p9,elek} \quad (4.55)$$

$$\psi = \frac{\dot{P}}{\dot{F}} = \frac{\dot{m}_{14}(ex_{14} - ex_{15})}{\dot{W}_{p9,elek}} \quad (4.56)$$

$$\dot{m}_{14} = \dot{m}_{15} \quad (4.57)$$

$$\dot{W}_{p10} = \dot{m}_{14}(h_{14} - h_{15}) \quad (4.58)$$

$$\dot{E}x_{y_0,p10} = \dot{m}_{14}(ex_{14} - ex_{15}) + \dot{W}_{p10,elek} \quad (4.59)$$

$$\psi = \frac{\dot{P}}{\dot{F}} = \frac{\dot{m}_{14}(ex_{14} - ex_{15})}{\dot{W}_{p10,elek}} \quad (4.60)$$

$$\dot{m}_{17} = \dot{m}_{18} \quad (4.61)$$

$$\dot{W}_{p11} = \dot{m}_{17}(h_{17} - h_{18}) \quad (4.62)$$

$$\dot{E}x_{y_0,p11} = \dot{m}_{17}(ex_{17} - ex_{18}) + \dot{W}_{p11,elek} \quad (4.63)$$

$$\psi = \frac{\dot{P}}{\dot{F}} = \frac{\dot{m}_{17}(ex_{17} - ex_{18})}{\dot{W}_{p11,elek}} \quad (4.64)$$

$$\dot{m}_{17} = \dot{m}_{18} \quad (4.65)$$

$$\dot{W}_{p12} = \dot{m}_{17}(h_{17} - h_{18}) \quad (4.66)$$

$$\dot{E}x_{y_0,p12} = \dot{m}_{17}(ex_{17} - ex_{18}) + \dot{W}_{p12,elek} \quad (4.67)$$

$$\psi = \frac{\dot{P}}{\dot{F}} = \frac{\dot{m}_{17}(\mathbf{ex}_{17} - \mathbf{ex}_{18})}{\dot{W}_{p12,elek}} \quad (4.68)$$

$$\dot{m}_{20} = \dot{m}_{21} \quad (4.69)$$

$$\dot{W}_{p13} = \dot{m}_{20}(h_{20} - h_{21}) \quad (4.70)$$

$$\dot{E}x_{y0,p13} = \dot{m}_{20}(\mathbf{ex}_{20} - \mathbf{ex}_{21}) + \dot{W}_{p13,elek} \quad (4.71)$$

$$\psi = \frac{\dot{P}}{\dot{F}} = \frac{\dot{m}_{20}(\mathbf{ex}_{20} - \mathbf{ex}_{21})}{\dot{W}_{p13,elek}} \quad (4.72)$$

$$\dot{m}_{20} = \dot{m}_{21} \quad (4.73)$$

$$\dot{W}_{p14} = \dot{m}_{20}(h_{20} - h_{21}) \quad (4.74)$$

$$\dot{E}x_{y0,p14} = \dot{m}_{20}(\mathbf{ex}_{20} - \mathbf{ex}_{21}) + \dot{W}_{p14,elek} \quad (4.75)$$

$$\psi = \frac{\dot{P}}{\dot{F}} = \frac{\dot{m}_{20}(\mathbf{ex}_{20} - \mathbf{ex}_{21})}{\dot{W}_{p14,elek}} \quad (4.76)$$

$$\dot{m}_{25} = \dot{m}_{26} \quad (4.77)$$

$$\dot{W}_{p15} = \dot{m}_{25}(h_{25} - h_{26}) \quad (4.78)$$

$$\dot{E}x_{y0,p15} = \dot{m}_{25}(\mathbf{ex}_{25} - \mathbf{ex}_{26}) + \dot{W}_{p15,elek} \quad (4.79)$$

$$\psi = \frac{\dot{P}}{\dot{F}} = \frac{\dot{m}_{25}(\mathbf{ex}_{25} - \mathbf{ex}_{26})}{\dot{W}_{p15,elek}} \quad (4.80)$$

$$\dot{m}_{25} = \dot{m}_{26} \quad (4.81)$$

$$\dot{W}_{p16} = \dot{m}_{25}(h_{25} - h_{26}) \quad (4.82)$$

$$\dot{E}x_{y0,p16} = \dot{m}_{25}(\mathbf{ex}_{25} - \mathbf{ex}_{26}) + \dot{W}_{p16,elek} \quad (4.83)$$

$$\psi = \frac{\dot{P}}{\dot{F}} = \frac{\dot{m}_{25}(\mathbf{ex}_{25} - \mathbf{ex}_{26})}{\dot{W}_{p16,elek}} \quad (4.84)$$

**VRF iç ünite (VRF):**

$$\dot{m}_{28} = \dot{m}_{29} = \dot{m}_{R410A} \quad (4.85)$$

$$\dot{Q}_{fc} = \dot{Q}_{VRF} = \dot{m}_{R410A} c_p (T_{29} - T_{28}) \quad (4.86)$$

$$\dot{Q}_{fc} = \dot{Q}_{HAVA} = \dot{m}_{HAVA} c_p (T_{34} - T_{35}) \quad (4.87)$$

$$\dot{E}x_{yo,VRF} = \dot{m}_{HAVA} (ex_{34} - ex_{35}) - \dot{m}_{R410A} (ex_{28} - ex_{29}) \quad (4.88)$$

$$\psi = \frac{\dot{P}}{\dot{F}} = \frac{\dot{m}_{R410A} (ex_{28} - ex_{29})}{\dot{m}_{HAVA} (ex_{34} - ex_{35})} \quad (4.89)$$

**Dış ünite (HP):**

$$\dot{m}_{22} = \dot{m}_{23} \quad (4.90)$$

$$\dot{Q}_{fc} = \dot{Q}_{DIŞ} = \dot{m}_{22} c_p (T_{22} - T_{23}) \quad (4.91)$$

$$\dot{Q}_{HP} = \dot{Q}_{R410A} = \dot{m}_{R410A} c_p (T_{29} - T_{28}) \quad (4.92)$$

$$\dot{E}x_{yo,HP} = \dot{m}_{22} (ex_{22} - ex_{23}) - \dot{m}_{R410A} (ex_{29} - ex_{28}) \quad (4.93)$$

$$\psi = \frac{\dot{P}}{\dot{F}} = \frac{\dot{m}_{R410A} (ex_{29} - ex_{28})}{\dot{m}_{22} (ex_{22} - ex_{23})} \quad (4.94)$$

**Sistemin beşe ayrılmış bölgeleri:**

$$\dot{E}x_{yo,Z1} = Q_{Z1} \left(1 - \frac{T_{Z1}}{T_0}\right) - (ex_{12} - ex_{13}) \quad (4.95)$$

$$\dot{E}x_{yo,Z2} = Q_{Z2} \left(1 - \frac{T_{Z2}}{T_0}\right) - (ex_{15} - ex_{16}) \quad (4.96)$$

$$\dot{E}x_{yo,Z3} = Q_{Z3} \left(1 - \frac{T_{Z3}}{T_0}\right) - (ex_{18} - ex_{19}) \quad (4.97)$$

$$\dot{E}x_{yo,Z4} = Q_{Z4} \left(1 - \frac{T_{Z4}}{T_0}\right) - (ex_{21} - ex_{24}) \quad (4.98)$$

$$\dot{E}x_{y_0, Z5} = Q_{Z5} \left(1 - \frac{T_{Z5}}{T_0}\right) - (ex_{26} - ex_{27}) \quad (4.99)$$





## 5. BULGULAR VE TARTIŞMA

Günümüzde enerji tüketimi gelişmişliğin ölçütlerinden biri olarak kabul edilmektedir. Gelişmekte olan ülkeler kategorisinde yer alan Türkiye'deki yaşam biçimi her geçen gün artan enerji tüketimi yönünde gelişme göstermektedir. Tüm dünyada hızlı bir artış gösteren enerji gereksiniminin büyük bir kısmı, bir süre daha fosil yakıtlar ve hidrolik enerji ile karşılanabilecektir. Fakat turizm tesislerde enerji tasarrufları için alternatif ısıtma soğutma sistemleri önemli bir yer teşkil etmektedir. Bu tez çalışmasında Alanya'da Asia Beach Resort Otel'in soğutulması amacıyla kullanılan deniz suyu kaynaklı ısı pompası sisteminin termodinamik analizi gerçekleştirilmiştir. Bu amaçla sisteme ekserji analizi uygulanmış ve böylece sistem ekipmanları arasındaki etkileşim ve sistem iyileştirme potansiyeli daha iyi anlaşılması sağlanmıştır.

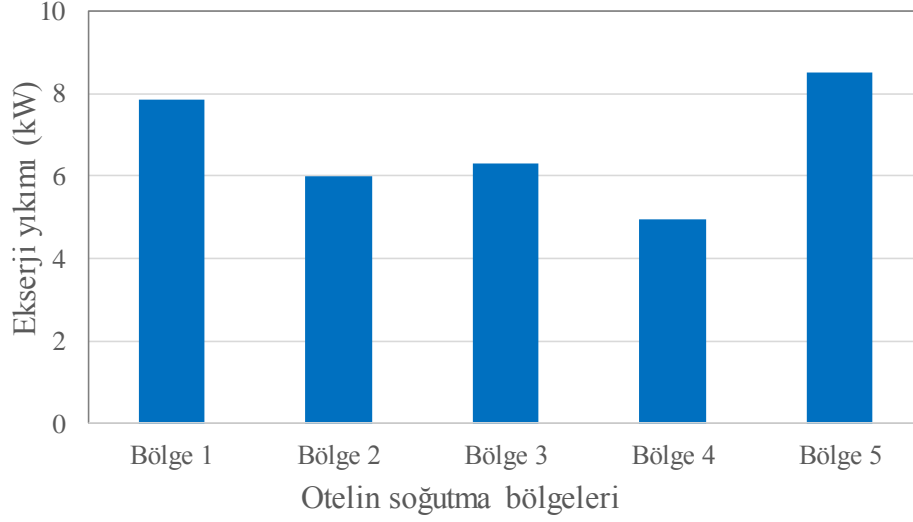
Bu amaçla 10 Haziran 2016 günü içerisinde seçilen bir saatte 13:00'da başlayıp 14:00'da bitmesiyle oluşan 1 saatlik zaman için sistem davranışı incelenmiştir. Sistemden alınan veriler test başlangıcında alınıp testin sonunda 1 saat sonunda tekrar alınıp elde edilen değerlerin doğrulaması yapılarak Çizelge 4.2'de sunulmuştur. Bölüm 4.5'te verilen denklemler ve Çizelge 4.2'de sunulan veriler, ekserji analizinin gerçekleşmesi için Mühendislik Denklem Çözücü (Engineering Equation Solver) programında kullanılmış ve elde edilen sonuçlar Çizelge 5.1'de listelenmiştir.

Şekil 5.1'de sistem soğutma bölgelerinin ekserji miktarlarının değişimi gösterilmiştir. Şekil 5.1'de görüldüğü gibi Otelin soğutma bölgeleri arasında en yüksek ekserji yıkım miktarı 8,53 kW ile 5. bölgede meydana gelmiştir. Daha sonra sırasıyla 1., 3., 2., ve 4. bölgelerde meydana gelmiştir. Otelde en fazla ekserji yıkımının 5. bölgede olmasının sebebi ise en uzun hattı olması ve dolayısıyla yalıtım problemleri bu kadar yüksek ekserji kayıplarına sebebiyet vermiştir. Oteldeki tüm soğutma mekan/odaları tam kapasitede çalıştırılmış bir sistem tarafından soğutulması esnasında veriler toplanmıştır. Dolayısıyla 4. bölge 4,97 kW ile en düşük ekserji yıkımına sahip bölge olmuştur. Bu bölge üzerinde bir HP ve bir VRF

sisteminin soğutma işlemi yaptığı bir oda seçilmiştir.

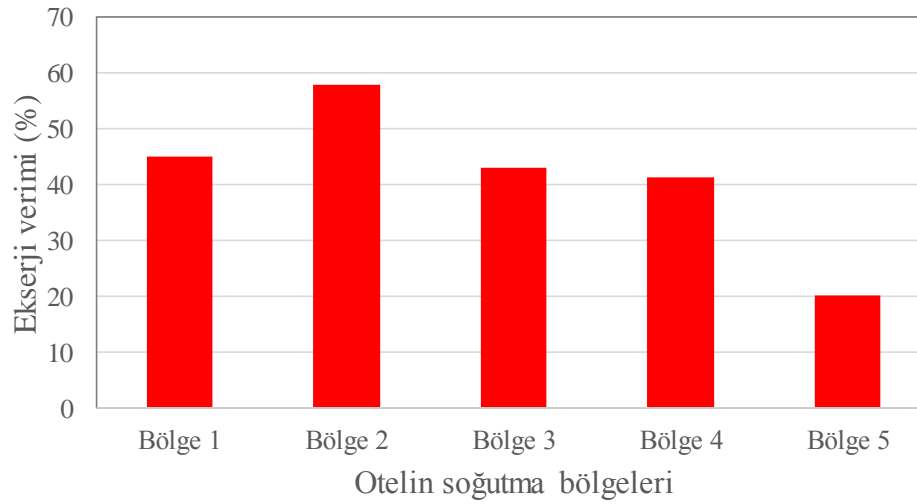
**Cizelge 5.1. Soğutma sisteminin teorik işletme şartlarında bir saatlik durum için belirlenen termodinamik özellikler ve ekserji miktarı.**

No, i	Kütleli debi, $\dot{m}_i$ (kg/s)	Entalpi, $h_i$ (kJ/kgK)	Entropi, $s_i$ (kJ/kgK)	Ekserji miktarı, $\dot{E}_{x_i}$ (kW)
1	26,39	81,85	0,289	23,04
2	26,39	81,85	0,289	23,04
3	52,78	81,85	0,289	46,07
4	26,39	81,85	0,289	23,04
5	26,39	81,85	0,289	23,04
6	105,56	81,85	0,289	92,14
7	105,56	81,8	0,289	85,78
8	105,56	85,95	0,3033	66,79
9	105,56	99,46	0,3473	81,5
10	105,56	93,9	0,3288	89,93
11	20	93,83	0,3288	15,43
12	20	93,98	0,3289	17,82
13	20	102,2	0,357	11,37
14	23,33	93,83	0,3288	18
15	23,33	93,97	0,3289	20,36
16	23,33	104,7	0,3654	12,1
17	23,33	93,83	0,3288	15,43
18	20	93,99	0,3289	18,02
19	20	98,01	0,3429	13,26
20	20	93,83	0,3288	15,43
21	20	93,98	0,3289	17,82
22	2	94,36	0,3302	1,761
23	2	100,9	0,3528	1,19
24	20	95,92	0,3359	14,31
25	22,23	93,83	0,3288	17,15
26	22,23	93,98	0,3289	19,8
27	22,23	92,99	0,326	17,67
28	0,000489	282,9	1,06	0,03349
29	0,00231	90,18	0,2932	0,2507
30	105,56	99,26	0,3472	66,81
31	85,56	99,26	0,3472	54,15
32	62,23	99,26	0,3472	39,39
33	42,23	99,26	0,3472	26,73
34	0,191	301,2	5,704	271,9
35	0,191	294,6	5,682	272,1



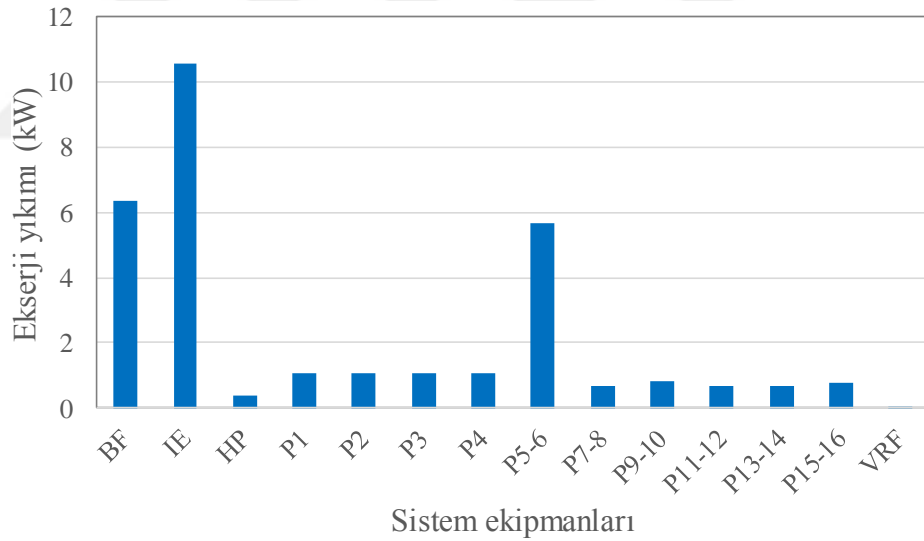
**Şekil 5.1. Soğutma sistemi bölgelerinin ekserji miktarının değişimi**

Soğutma sistemi bölgelerinin ekserji verimleri Şekil 5.2’de sunulmuştur. Şekilde sistem soğutma bölgelerinin en yüksek ekserji verime sahip bölge %57,9 ile 2. bölgedir. Daha sonra ise %45 ile 1. bölge ve %43 ile 3. bölge şeklinde sıralanmaktadır. 5. bölge yukarıda bahsedilen sebeplerden dolayı verimi en düşük olduğu görülmektedir. Bölgeler 2 ve 4’ün ekserji yıkım miktarları en az miktarda olmalarına rağmen ekserji verimleri açısından Bölge 2’nin ekserji verimi en yüksek olan bölgelerden biridir. Buna sebep ise bölgeye giren ekserjiden en fazla ekserji üretiminin olduğu bölge olmasıdır. Bu bölgede soğutma ihtiyacının en iyi şekilde sağlandığını göstermektedir. Şekil 5.1 ve Şekil 5.2’den açıkça anlaşılabilir ki Bölge 5, bölgeler arasında iyileştirilme önceliğine sahiptir.



**Şekil 5.2. Soğutma sistemi bölgelerinin ekserji verimleri**

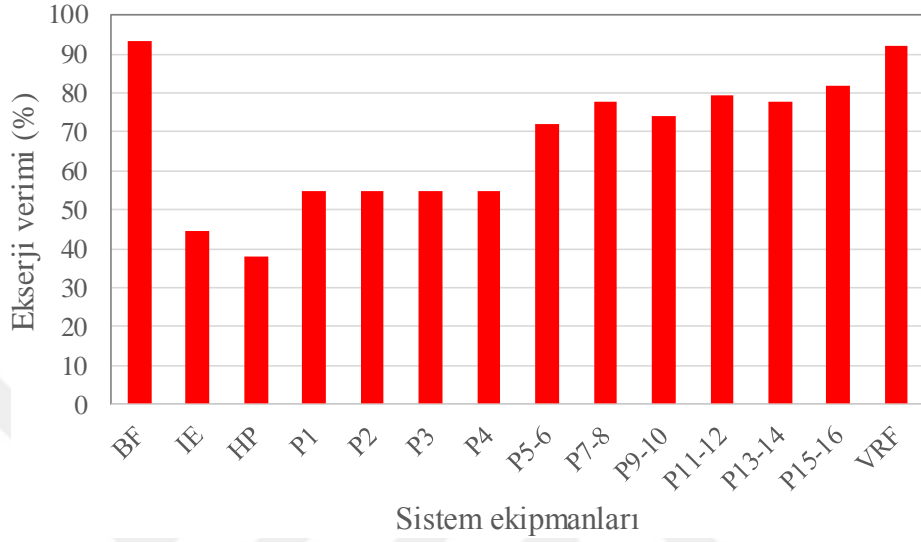
Otelin soğutulması amacıyla çalıştırılmış sistemin tüm ekipmanların ekserji yıkım miktarları Şekil 5.3'te gösterilmiştir. Ekipmanlar arasında en yüksek enerji yıkım miktarına sahip ekipman 10,57 kW ile deniz suyu ısı eşanjörü (IE) olarak belirlenmiştir. Daha sonra ise sırasıyla 6,36 kW ile Bernoulli filtre (BF) ve 5,67 kW ile sekonder pompalar gelmektedir. En düşük ekserji yıkım miktarına sahip ekipman 0,02 kW ile VRF görülmektedir. Ayrıca ısı pompası IP'nin 0,35 kW ile en düşük ekserji yıkıma sahiptir. Bölgeler için kullanılan siskülasyon pompaları ortalama olarak her biri 0,73 kW'lık ekserji yıkımı olmuştur. Sistem ekipmanları arasında deniz suyu ısı eşanjörü en öncelikli iyileştirilmesi gerekli ekipmandır. Isı eşanjörü içerisinde; deniz suyu ile birlikte gelebilecek yabancı maddelerin (ot, mil, midye, vb.) tutulmasını sağlayan Bernoulli filtreden kaynaklanan problemler etkili olmuştur. Zaten BF; basınç düşüşleri sağlayarak filtreleme yaparak IE'yi korumaktadır. Dolayısıyla her iki ekipmanın en yüksek ekserji yıkımına sahip olmasına neden olmuştur. Sekonder pompalarda ise elektrik maliyetlerinin artırmasına rağmen sayısının artırılması gerekmektedir.



Şekil 5.3. Soğutma sistemi ekipmanlarının enerji yıkımı miktarının değişimi

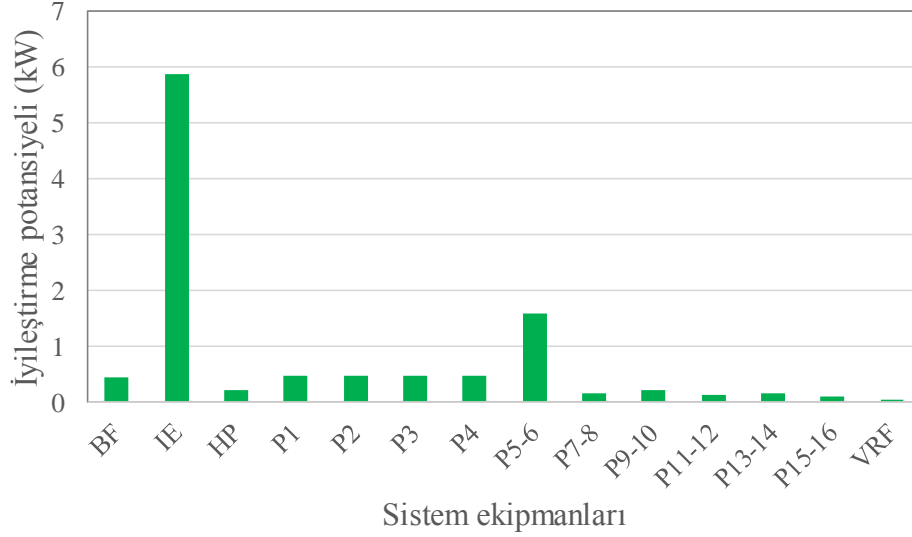
Şekil 5.4'te soğutma sistemi ekipmanlarının ekserji verimleri verilmiştir. Şekil 5.4'te görüldüğü gibi BF Bernoulli filtrenin ekserji yıkımı yüksek olmasına rağmen sistem ekipmanları arasında %93 ile en fazla ekserji verimine sahip ekipmandır. Dolayısıyla BF'ye giren ekserjiyi 6,36 kW'lık ekserji yıkımı ile en fazla ekserji üretimi sağlamıştır. BF'nin termodinamik performansı yüksek olması sebebiyle

iyileştirme önceliği olmamaktadır. Diğer taraftan VRF'nin ekserji yıkımı çok küçük olmasına rağmen ekserji verimi de %92'dir. IE deniz suyu ısı eşanjörü en yüksek miktarda ekserji yıkımına sahiptir. Dolayısıyla IE'ye giren ekserjinin ancak %44'ünü üretebildiği için ekipmanlar arasında en düşük performansa sahiptir. En düşük ekserji yıkım miktarına sahip olan IP ısı pompasının ekserji verimi ise %38'dir.



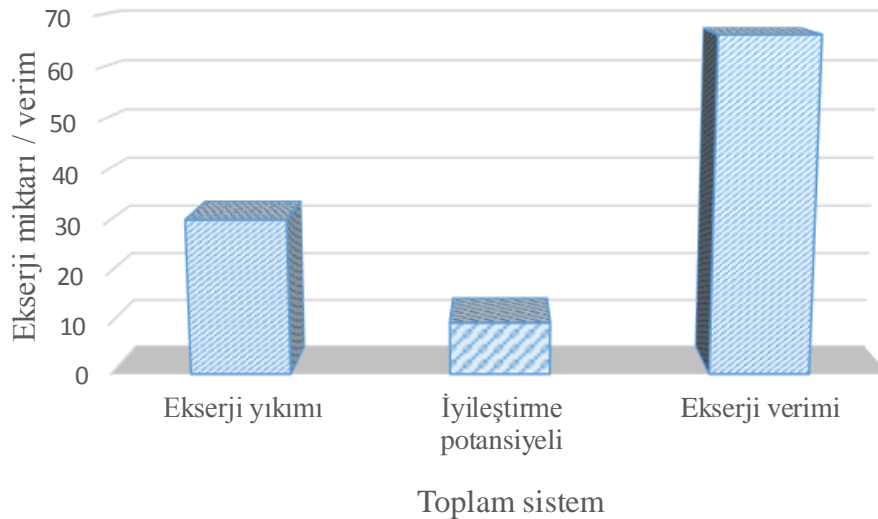
**Şekil 5.4. Soğutma sistemi ekipmanlarının ekserji verimlerinin değişimi**

Otel soğutma sistemin ekipmanlarının Van Goal tarafından verilen iyileştirme potansiyelleri Şekil 5.5'te sunulmuştur. Şekilde 5.5'te görüldüğü gibi IE deniz suyu ısı eşanjörünün iyileştirme potansiyeli 5,88 kW olarak belirlenmiştir. Bu değer, bahsedilen ekipman üzerinde en fazla iyileştirme yapılabileceğini ifade etmektedir. IE'nin 10,57 kW'lık ekserji yıkım miktarının 5,88 kW'lık kısmının iyileştirme yapılabilirse ekserji verimi %44'den %75'e yükselecektir. Sonra ki iyileştirme potansiyeli olan ekipman ise 1,58 kW ilie sekonder pompalardır. Dolayısıyla kullanılan pompa sayısı arttırılabilir. Şekil 5.5'te soğutma bölgeleri pompalarına göre deniz suyu pompalarında iyileştirilme potansiyelinini daha fazla olduğu görülmektedir. En iyi işletilen ekipmanın VRF olduğu şekilden açıkça görülmektedir.



**Şekil 5.5. Soğutma sistemi ekipmanlarının iyileştirme potansiyelleri.**

Şekil 5.6’da otel soğutma sistemi üzerinde gerçekleştirilen ekserji analizi sonuçları özetlenmektedir. Sisteme giren 92,16 kW’lık ekserjinin 30,87 kW’ı ekipmanlardan kaynaklanan ekserji yıkımı oluşturmaktadır. Geri kalan ekserji ise üretilen ekserjidir. Dolayısıyla tüm sistemin ekserji verimi %66,5 olarak hesaplanmıştır. Tüm sistemin ekipmanlarından kaynaklanan 30,87 kWlık ekserji yıkımında yapılabilecek iyileştirme stratejileri ile %34 iyileştirilerek 20,52 kW ekserji yıkımı kalabilecektir. Sonuç olarak sistemin iyileştirme potansiyeli 10,35 kW’tır. Dolayısıyla tüm sistem iyileştirme ile ekserji verimi %77,7’e yükseltilebilecektir.



**Şekil 5.6. Otel toplam soğutma sisteminin ekserji analizi sonuçları.**

## 6. SONUÇ VE ÖNERİLER

Bu çalışmada Antalya'nın Alanya ilçesinde bulunan Asia Beach Resort Spa Otel'de kurulu deniz suyu kaynaklı ısı pompası sistemi incelenmiştir. Kurulu bu sistem 360 odalı, 14.000 m<sup>2</sup> genel mekana sahip otelin mekanların ve bir odanın soğutması 1 saatlik ele alınmıştır. Çok noktadan su sıcaklıkları, soğutucu akışkan sıcaklıkları, iç ve dış ortam sıcaklıkları ve hat üzerindeki farklı noktalardaki debi ölçümleri alınmak kaydıyla teorik olarak çıkarılan kütle, enerji ve ekserji denge denklemleri ile ekserji analizi gerçekleştirilmiştir. Çalışmadan çıkarılan sonuçlar ve sistemin iyileştirilmesine yönelik öneriler aşağıda maddeler halinde sıralanmıştır:

a) Otelin soğutma bölgeleri arasında en yüksek ekserji yıkım miktarı 8,53 kW ile 5. bölgede meydana gelmiştir. 4. bölge 4,97 kW ile en düşük ekserji yıkımına sahip bölge olmuştur. Bu bölge üzerinde bir HP ve bir VRF sisteminin soğutma işlemi yaptığı bir oda seçilmiştir.

b) Sistem analizi göstermiştir ki en yüksek enerji kaybı deniz suyu eşanjörü (IE), bernoulli filtre (BF) ve seconder devre sirkülasyon pompaları (P<sub>5</sub>, P<sub>6</sub>) şeklinde olmuştur. Onların ekserji yıkım miktarları sırasıyla 10,57 kW, 6,36 kW ve 5,68 kW'tır. Bu şekilde öncelikli iyileştirilmesi gereken ekipmanlar sıralanmış olur. Tüm sistem ekipmanlarının ekserji yıkım miktarı 30,9 kW'dır. Ekserji verimliliklerine göre sıralandığında BF, VRF ve P<sub>15</sub>-P<sub>16</sub> şeklinde olmuştur. Onların değerleri sırasıyla %93, %92 ve %82 olarak bulunmuştur.

c) Sistemin toplam ekserji verimi %66,5 olarak belirlenmiştir. En iyi işletilen ekipman VRF'nin olduğu belirlenmiştir. İyileştirme potansiyeli en yüksek ekipman IE deniz suyu ısı eşanjörüdür. Sistem üzerinde yapılacak tüm iyileştirme stratejileri IE üzerine odaklanmalıdır.

d) Sistemdeki herhangi bir elemanın kötü performansı sistemin toplam performansı üzerine önemli derecede etken olduğu için yüksek tersinmezliklere sahip sistem elemanları öncelikli olarak iyileştirilmelidir. Isı pompasındaki tüm elemanların ekserji verimleri ürün / yakıt prensibine göre değerlendirildiğinde en fazla iyileştirme potansiyelinin VRF, sonrasında ise HP olduğu görülmektedir. Eşanjörde basınç

kayıplarını azaltacak akış düzenlemeleri veya konstrüksiyon ve malzeme seçimine dayalı önlemler almak ve akış dengesizliklerini düzeltmek kaydıyla dış ünite evaporatöründeki tersinmezlikleri azaltılabilir. İç üniteler üzerinde de daha detaylı çalışmalar yapılarak tersinmezlikler düşürülebilir. Kompresörde motorlar, valfler ve yağlama üzerine iyileştirmeler sağlanarak ya da etkin bir soğutma uygulamak kaydıyla kompresör gücü azaltılabilir. Ayrıca kompresör gücü cihazın giriş ve çıkışındaki basınçtan oldukça etkilenmektedir. Yoğuşturucu ve buharlaştırıcıda yapılacak iyileştirmeler de kompresör gücünü düşürecektir. Kompresördeki kayıplar tüm sistemin performansını önemli oranda etkilediğinden iyileştirme potansiyeli bakımından önemlidir ve öncelikli olarak ele alınmalıdır.





## KAYNAKLAR

- Asia Beach Resort Spa Otel, (2016). *Teknik servis notları*, www.asiabeachresort.com
- Baik, K., (2014). High efficiency and clean energy research division, Korea Institute of Energy Research, Daejeon 305-343, Republic of Korea.
- Bilgen, E. and Takahashi, H., (2002). Exergy analysis and experimental study of heat pump systems. *Exergy an International Journal*, 2:259-265.
- Çengel, Y.A. and Boles, M.A., (1998). *Mühendislik yaklaşımıyla termodinamik*, McGraw Hill, USA, 3, 1010.
- Demir, H., Mobedi, M. ve Ulku S., (2005). Adsorbsiyonlu ısı pompaları. 7. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi, 11 ss. 535-545.
- Dikici, A. and Akbulut, A., (2008). Performance characteristics and energy – exergy analysis of solar – assisted heat pump system. *Building and Environment*, 43: 1961-1972.
- Dincer, I. and Rosen, A., (2007). *Exergy, Energy, Environment and Sustainable Development*. Elsevier Publications, USA.
- Doğan, V., (2006). Isı geri kazanım ve deniz suyundan suya ısı pompası uygulaması. *Tesisat Mühendisliği Dergisi*, 27-36 ss, İstanbul.
- Doğan, C., (2007). Su kaynaklı ısı pompalarında su sıcaklığının ısı geri kazanımına etkileri. Yüksek Lisans Tezi, Süleyman Demirel Üniversitesi, 179 ss.
- Dupont S., (2012). 407C (R-407C) and 410A (R-410A) properties, uses, storage and Handling.  
[http://www2.dupont.com/Refrigerants/en\\_US/assets/downloads/h65905\\_Suva407C\\_410A\\_push.pdf](http://www2.dupont.com/Refrigerants/en_US/assets/downloads/h65905_Suva407C_410A_push.pdf) (Erişim tarihi: 06.08.2014).
- Erbil, T., (2002). Güneş enerjisi destekli toprak kaynaklı hibrit ısı pompası tesisinin enerji ve ekserji analizinin teorik ve deneysel olarak incelenmesi. Yüksek Lisans Tezi, Ege Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, İzmir.
- Fatouh, M. and Elgendy, E., (2011). Experimental investigation of a vapor compression heat pump used for cooling. *Energy*, 36, 5, 2788–2795.
- Genceli, O., (2002). Soğutma tesisatı, *MMO Yayınları*, 295, 2.
- Gunerhan, H. and Hepbaslı, A., (2007). Exergetic modeling and performance evaluation of solar water heating systems for building applications. *Energy and Buildings*, 39: 506-516.

- Hamamatsu, T., Iwatsubo T. and Saikawa M., (1990). Development of advanced heat pumps for room cooling, heating and hot water supplying. *Heat Pumps Solving Energy and Environmental Challenges*, 477–486.
- Hepbasli, A. and Akdemir, O. (2004). Energy and exergy analysis of a ground source (geothermal) heat pump system. *Energy Conversion and Management*, 45, 737-753.
- Inalli, M. and Esen, H., (2005). Seasonal cooling performance of a ground-coupled heat pump system in a hot and arid climate. *Renewable Energy*, 30, 1411–1424.
- Jiang, H., Jiang, Y., Wang Y., Ma, Z. and Yao, Y., (2006). An experimental study on a modified air conditioner with a domestic hot water supply (ACDHWS). *Energy*, 31, 1789–1803.
- Keskin, T., (2012). Dünyada ve Türkiye’de enerji verimliliği. *TMMOB Makine Mühendisleri Odası Yayınları*, Ankara, 132 ss.
- Kılıç, D., (2016). Asia beach resort spa otel proje hesap raporu. [www.demeks.net](http://www.demeks.net), (Erişim tarihi: 10.06.2016).
- Kuang, Y.H. and Wang, R.Z., (2006). Performance of a multi – functional direct expansion solar assisted heat pump system. *Solar Energy*, 80, 795-803.
- Kurt, B. ve Horuz, İ., (2011). Absorbsiyonlu Isı Yükselticileri ve Bir Endüstriyel Uygulama. X. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi, ss. 339-351, 13-16 Nisan 2011, İzmir.
- Ağırkaya, O., (2015), Jeotermal enerji kaynaklı organik Rankine çevriminin modellenmesi ve analizi, *Yüksek Lisans Tezi*, İTÜ, Enerji Bilim ve Teknoloji, İstanbul.
- MKT, (2016). Modern Klima Teknolojileri Midea Firması teknik yayınları. [www.modernklima.com.tr](http://www.modernklima.com.tr), (Erişim tarihi: 10.06.2016).
- Ozgener, O. and Hepbaslı, A., (2005a). Experimental performance analysis of a solar assisted ground source heat pump greenhouse heating system. *Energy and Buildings*, 37, 101-110.
- Ozgener, O. and Hepbaslı, A., (2005b). Performance analysis of a solar – assisted ground – source heat pump system for greenhouse heating: and experimental study. *Building and Environment*, 40, 1040-1050.
- Şaşmaz, C., (2014). Sudan suya ısı pompası ile eş zamanlı mahal soğutma ve sıcak su eldesinin deneysel analizi. *Yüksek Lisans Tezi*, Akdeniz Üniversitesi, 80 ss.
- Seçilmiş, A., (2006). Su kaynaklı ısı pompalarında ekserji analizi. *Yüksek Lisans Tezi*, Marmara Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul, 128 ss.

- Shao, S., Shi, W., Li, X. and Ma, J., (2004). A new inverter heat pump operated all year round with domestic hot water. *Energy Conversion and Management*, 45, 2255–2268.
- Süzer, B., (2001). Toprak Kaynaklı Isı Pompası ile Hava Kaynaklı Isı Pompasının Tekno-Ekonomik Açısından Karşılaştırılması. *Yüksek Lisans Tezi*, Yıldız Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- TMMOB, (2014). Makina Mühendisleri Odası Yayınları Mart 2014. Türkiye'nin Enerji Görünümü, Yayın no: MMO/616, Ankara, 253 ss.
- TMMOB, (2017). Makina Mühendisleri Odası Yayınları Nisan 2017. Türkiye'nin Enerji Görünümü, Yayın no: MMO/686, Ankara, 58 ss.
- Yamaç, Ö., (2005). Güneş enerjisi destekli ısı pompalarının teorik incelenmesi. *Yüksek Lisans Tezi*, Mustafa Kemal Üniversitesi, 95 ss.
- Yamankaradeniz, R., Horuz, İ. ve Coşkun, S., (2002). *Soğutma Tekniği ve Uygulamaları*. VIPAŞ A.Ş. Yayınları, Bursa, 607 ss.
- Yamankaradeniz, R., Horuz, İ., Kaynaklı, Ö., Coşkun, S. ve Yamankaradeniz, N., (2009). *Soğutma Tekniği ve Isı Pompası Uygulamaları*. Dora Yayıncılık, Bursa, 690 ss.
- Yiğit, A. ve Atmaca, İ., (2010). *Güneş Enerjisi*. Alfa Aktüel Yayınları, Bursa, 216 ss.

## ÖZGEÇMİŞ

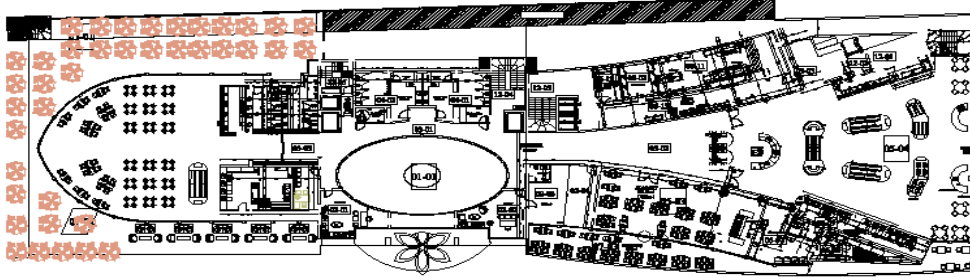
### Kişisel Bilgiler

Adı Soyadı : Ömer SAÇKAN  
Uyruk : T.C.  
Doğum Yeri ve Tarihi : Antalya 04/10/1990  
Medeni Hali : Evli  
Telefon : 0 543 309 3248  
E-posta : omersackan@gmail.com

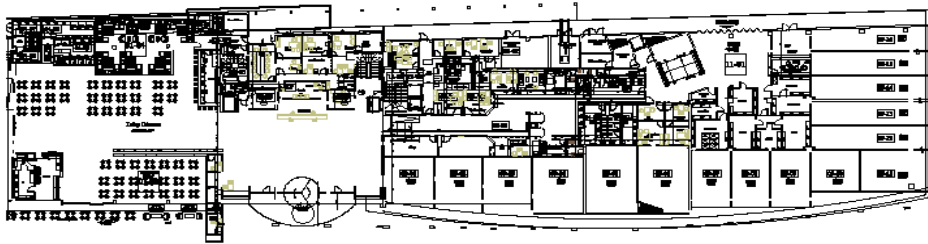
### Eğitim

Alınan Derece	Üniversite	Mezuniyet Yılı
Lise	Antalya Çağlayan Lisesi	2007
Lisans	Aksaray Üniversitesi	2012
Yüksek Lisans	Muğla Sıtkı Koçman Üniversitesi	2018

**EK A. Asia Beach Resort SPA Otel'in mimari görünüşleri**



Ek A. (devam)



## EK B. Asia Beach Resort SPA Otel'in termodinamik analizi ve tasarımı için HAP programında Hesaplanan Değerler

### Air System Sizing Summary for KS-02 ALAKART RESTORAN

Project Name: ASIA BEACH OTEL 06.11.2016

Prepared by: DEMEKS 09:38

Hourly Analysis Program v.4,4 Page 1 of 1

#### Air System Information

Air System Name ..... **KS-02 ALAKART RESTORAN**  
Equipment Class ..... **CW AHU**  
Air System Type ..... **SZCAV**  
Number of zones ..... **1**  
Floor Area ..... **110,0 m<sup>2</sup>**  
Location ..... **Antalya, Turkey**

#### Sizing Calculation Information

##### Zone and Space Sizing Method:

Zone L/s ..... **Sum of space airflow rates**  
Space L/s ..... **Individual peak space loads**  
Calculation Months ..... **Jan to Dec**  
Sizing Data ..... **User-Modified**

#### Central Cooling Coil Sizing Data

Total coil load ..... **101,6 kW**  
Sensible coil load ..... **53,1 kW**  
Coil L/s at Aug 1500 ..... **1900 L/s**  
Max block L/s ..... **1900 L/s**  
Sum of peak zone L/s ..... **1900 L/s**  
Sensible heat ratio ..... **0,523**  
m<sup>2</sup>/kW ..... **1,1**  
W/m<sup>2</sup> ..... **924,0**  
Water flow @ 5,0 °K rise ..... **4,86 L/s**  
Load occurs at ..... **Aug 1500**  
OA DB / WB ..... **39,0 / 28,0 °C**  
Entering DB / WB ..... **39,0 / 28,0 °C**  
Leaving DB / WB ..... **15,7 / 15,4 °C**  
Coil ADP ..... **14,5 °C**  
Bypass Factor ..... **0,050**  
Resulting RH ..... **61 %**  
Design supply temp. .... **14,4 °C**  
Zone T-stat Check ..... **1 of 1 OK**  
Max zone temperature deviation ..... **0,0 °K**

#### Central Heating Coil Sizing Data

Max coil load ..... **44,5 kW**  
Coil L/s at Des Htg ..... **1900 L/s**  
Max coil L/s ..... **1900 L/s**  
Water flow @ 15,0 °K drop ..... **0,71 L/s**  
Load occurs at ..... **Des Htg**  
W/m<sup>2</sup> ..... **404,1**  
Ent. DB / Lvg DB ..... **3,0 / 22,5 °C**

#### Supply Fan Sizing Data

Actual max L/s ..... **1900 L/s**  
Standard L/s ..... **1891 L/s**  
Actual max L/(s-m<sup>2</sup>) ..... **17,27 L/(s-m<sup>2</sup>)**  
Fan motor BHP ..... **2,60 BHP**  
Fan motor kW ..... **1,94 kW**  
Fan static ..... **550 Pa**

#### Outdoor Ventilation Air Data

Design airflow L/s ..... **1900 L/s**  
L/(s-m<sup>2</sup>) ..... **17,27 L/(s-m<sup>2</sup>)**  
L/s/person ..... **41,30 L/s/person**

## Ek B. (devam)

### Air System Sizing Summary for KS-15a/15b ANA MUTFAK

Project Name: ASIA BEACH OTEL 06.11.2016

Prepared by: DEMEKS 09:43

Hourly Analysis Program v.4,4 Page 1 of 1

#### Air System Information

Air System Name ..... **KS-15a/15b ANA MUTFAK**  
Equipment Class ..... **CW AHU**  
Air System Type ..... **SZCAV**  
Number of zones ..... **1**  
Floor Area ..... **550,0 m<sup>2</sup>**  
Location ..... **Antalya, Turkey**

#### Sizing Calculation Information

##### Zone and Space Sizing Method:

Zone L/s ..... **Sum of space airflow rates**  
Space L/s ..... **Individual peak space loads**  
Calculation Months ..... **Jan to Dec**  
Sizing Data ..... **User-Modified**

#### Central Cooling Coil Sizing Data

Total coil load ..... **287,6 kW**  
Sensible coil load ..... **159,7 kW**  
Coil L/s at Jul 1500 ..... **6778 L/s**  
Max block L/s ..... **6778 L/s**  
Sum of peak zone L/s ..... **6778 L/s**  
Sensible heat ratio ..... **0,555**  
m<sup>2</sup>/kW ..... **1,9**  
W/m<sup>2</sup> ..... **522,8**  
Water flow @ 5,0 °K rise ..... **13,76 L/s**  
Load occurs at ..... **Jul 1500**  
OA DB / WB ..... **39,0 / 28,0 °C**  
Entering DB / WB ..... **36,9 / 26,9 °C**  
Leaving DB / WB ..... **17,3 / 16,9 °C**  
Coil ADP ..... **16,2 °C**  
Bypass Factor ..... **0,050**  
Resulting RH ..... **61 %**  
Design supply temp. .... **16,0 °C**  
Zone T-stat Check ..... **1 of 1 OK**  
Max zone temperature deviation ..... **0,0 °K**

#### Central Heating Coil Sizing Data

Max coil load ..... **121,1 kW**  
Coil L/s at Des Htg ..... **6778 L/s**  
Max coil L/s ..... **6778 L/s**  
Water flow @ 15,0 °K drop ..... **1,93 L/s**  
Load occurs at ..... **Des Htg**  
W/m<sup>2</sup> ..... **220,1**  
Ent. DB / Lvg DB ..... **6,6 / 21,4 °C**

#### Supply Fan Sizing Data

Actual max L/s ..... **6778 L/s**  
Standard L/s ..... **6747 L/s**  
Actual max L/(s-m<sup>2</sup>) ..... **12,32 L/(s-m<sup>2</sup>)**  
Fan motor BHP ..... **9,26 BHP**  
Fan motor kW ..... **6,90 kW**  
Fan static ..... **550 Pa**

#### Return Fan Sizing Data

Actual max L/s ..... **6778 L/s**  
Standard L/s ..... **6747 L/s**  
Actual max L/(s-m<sup>2</sup>) ..... **12,32 L/(s-m<sup>2</sup>)**  
Fan motor BHP ..... **9,26 BHP**  
Fan motor kW ..... **6,90 kW**  
Fan static ..... **550 Pa**

#### Outdoor Ventilation Air Data

Design airflow L/s ..... **5555 L/s**  
L/(s-m<sup>2</sup>) ..... **10,10 L/(s-m<sup>2</sup>)**  
L/s/person ..... **185,17 L/s/person**



## Ek B. (devam)

### Air System Sizing Summary for KS-01a/01b ANA RESTORAN

Project Name: ASIA BEACH OTEL 06.11.2016

Prepared by: DEMEKS 09:38

Hourly Analysis Program v.4,4 Page 1 of 1

#### Air System Information

Air System Name ..... **KS-01a/01b ANA RESTORAN**  
Equipment Class ..... **CW AHU**  
Air System Type ..... **SZCAV**  
Number of zones ..... **1**  
Floor Area ..... **884,0 m<sup>2</sup>**  
Location ..... **Antalya, Turkey**

#### Sizing Calculation Information

##### Zone and Space Sizing Method:

Zone L/s ..... **Sum of space airflow rates**  
Space L/s ..... **Individual peak space loads**  
Calculation Months ..... **Jan to Dec**  
Sizing Data ..... **User-Modified**

#### Central Cooling Coil Sizing Data

Total coil load ..... **225,2 kW**  
Sensible coil load ..... **136,4 kW**  
Coil L/s at Jun 1700 ..... **8333 L/s**  
Max block L/s ..... **8333 L/s**  
Sum of peak zone L/s ..... **8333 L/s**  
Sensible heat ratio ..... **0,606**  
m<sup>2</sup>/kW ..... **3,9**  
W/m<sup>2</sup> ..... **254,7**  
Water flow @ 5,0 °K rise ..... **10,78 L/s**  
Load occurs at ..... **Jun 1700**  
OA DB / WB ..... **37,3 / 27,7 °C**  
Entering DB / WB ..... **28,3 / 21,8 °C**  
Leaving DB / WB ..... **14,7 / 14,4 °C**  
Coil ADP ..... **14,0 °C**  
Bypass Factor ..... **0,050**  
Resulting RH ..... **59 %**  
Design supply temp. .... **14,4 °C**  
Zone T-stat Check ..... **1 of 1 OK**  
Max zone temperature deviation ..... **0,0 °K**

#### Central Heating Coil Sizing Data

Max coil load ..... **64,2 kW**  
Coil L/s at Des Htg ..... **8333 L/s**  
Max coil L/s ..... **8333 L/s**  
Water flow @ 15,0 °K drop ..... **1,02 L/s**  
Load occurs at ..... **Des Htg**  
W/m<sup>2</sup> ..... **72,6**  
Ent. DB / Lvg DB ..... **16,5 / 22,9 °C**

#### Supply Fan Sizing Data

Actual max L/s ..... **8333 L/s**  
Standard L/s ..... **8295 L/s**  
Actual max L/(s-m<sup>2</sup>) ..... **9,43 L/(s-m<sup>2</sup>)**  
Fan motor BHP ..... **11,38 BHP**  
Fan motor kW ..... **8,49 kW**  
Fan static ..... **550 Pa**

#### Outdoor Ventilation Air Data

Design airflow L/s ..... **2400 L/s**  
L/(s-m<sup>2</sup>) ..... **2,71 L/(s-m<sup>2</sup>)**  
L/s/person ..... **6,00 L/s/person**

## Ek B. (devam)

### Air System Sizing Summary for KS-09 CEP SİNEMASI

Project Name: ASIA BEACH OTEL 06.11.2016

Prepared by: DEMEKS 09:41

Hourly Analysis Program v.4,4 Page 1 of 1

#### Air System Information

Air System Name ..... **KS-09 CEP SİNEMASI**  
Equipment Class ..... **CW AHU**  
Air System Type ..... **SZCAV**  
Number of zones ..... **1**  
Floor Area ..... **116,0 m<sup>2</sup>**  
Location ..... **Antalya, Turkey**

#### Sizing Calculation Information

##### Zone and Space Sizing Method:

Zone L/s ..... **Sum of space airflow rates**  
Space L/s ..... **Individual peak space loads**  
Calculation Months ..... **Jan to Dec**  
Sizing Data ..... **User-Modified**

#### Central Cooling Coil Sizing Data

Total coil load ..... **41,3 kW**  
Sensible coil load ..... **22,8 kW**  
Coil L/s at Jul 1600 ..... **1000 L/s**  
Max block L/s ..... **1000 L/s**  
Sum of peak zone L/s ..... **1000 L/s**  
Sensible heat ratio ..... **0,552**  
m<sup>2</sup>/kW ..... **2,8**  
W/m<sup>2</sup> ..... **356,5**  
Water flow @ 5,0 °K rise ..... **1,98 L/s**  
Load occurs at ..... **Jul 1600**  
OA DB / WB ..... **38,7 / 27,9 °C**  
Entering DB / WB ..... **33,8 / 25,0 °C**  
Leaving DB / WB ..... **14,8 / 14,5 °C**  
Coil ADP ..... **13,8 °C**  
Bypass Factor ..... **0,050**  
Resulting RH ..... **58 %**  
Design supply temp. .... **14,4 °C**  
Zone T-stat Check ..... **1 of 1 OK**  
Max zone temperature deviation ..... **0,0 °K**

#### Central Heating Coil Sizing Data

Max coil load ..... **13,0 kW**  
Coil L/s at Des Htg ..... **1000 L/s**  
Max coil L/s ..... **1000 L/s**  
Water flow @ 15,0 °K drop ..... **0,21 L/s**  
Load occurs at ..... **Des Htg**  
W/m<sup>2</sup> ..... **112,0**  
Ent. DB / Lvg DB ..... **10,3 / 21,2 °C**

#### Supply Fan Sizing Data

Actual max L/s ..... **1000 L/s**  
Standard L/s ..... **995 L/s**  
Actual max L/(s-m<sup>2</sup>) ..... **8,62 L/(s-m<sup>2</sup>)**  
Fan motor BHP ..... **1,37 BHP**  
Fan motor kW ..... **1,02 kW**  
Fan static ..... **550 Pa**

#### Return Fan Sizing Data

Actual max L/s ..... **1000 L/s**  
Standard L/s ..... **995 L/s**  
Actual max L/(s-m<sup>2</sup>) ..... **8,62 L/(s-m<sup>2</sup>)**  
Fan motor BHP ..... **1,37 BHP**  
Fan motor kW ..... **1,02 kW**  
Fan static ..... **550 Pa**

#### Outdoor Ventilation Air Data

Design airflow L/s ..... **630 L/s**  
L/(s-m<sup>2</sup>) ..... **5,43 L/(s-m<sup>2</sup>)**  
L/s/person ..... **7,00 L/s/person**

## Ek B. (devam)

### Air System Sizing Summary for KS-14 ÇAMAŞIRHANE

Project Name: ASIA BEACH OTEL 06.11.2016

Prepared by: DEMEKS 09:43

Hourly Analysis Program v.4,4 Page 1 of 1

#### Air System Information

Air System Name ..... **KS-14 ÇAMAŞIRHANE**  
Equipment Class ..... **CW AHU**  
Air System Type ..... **SZCAV**  
Number of zones ..... **1**  
Floor Area ..... **257,0 m<sup>2</sup>**  
Location ..... **Antalya, Turkey**

#### Sizing Calculation Information

##### Zone and Space Sizing Method:

Zone L/s ..... **Sum of space airflow rates**  
Space L/s ..... **Individual peak space loads**  
Calculation Months ..... **Jan to Dec**  
Sizing Data ..... **User-Modified**

#### Central Cooling Coil Sizing Data

Total coil load ..... **102,7 kW**  
Sensible coil load ..... **60,1 kW**  
Coil L/s at Jul 1500 ..... **3333 L/s**  
Max block L/s ..... **3333 L/s**  
Sum of peak zone L/s ..... **3333 L/s**  
Sensible heat ratio ..... **0,585**  
m<sup>2</sup>/kW ..... **2,5**  
W/m<sup>2</sup> ..... **399,6**  
Water flow @ 5,0 °K rise ..... **4,92 L/s**  
Load occurs at ..... **Jul 1500**  
OA DB / WB ..... **39,0 / 28,0 °C**  
Entering DB / WB ..... **32,7 / 24,9 °C**  
Leaving DB / WB ..... **17,7 / 17,4 °C**  
Coil ADP ..... **16,9 °C**  
Bypass Factor ..... **0,050**  
Resulting RH ..... **64 %**  
Design supply temp. .... **14,4 °C**  
Zone T-stat Check ..... **1 of 1 OK**  
Max zone temperature deviation ..... **0,0 °K**

#### Central Heating Coil Sizing Data

Max coil load ..... **37,3 kW**  
Coil L/s at Des Htg ..... **3333 L/s**  
Max coil L/s ..... **3333 L/s**  
Water flow @ 15,0 °K drop ..... **0,60 L/s**  
Load occurs at ..... **Des Htg**  
W/m<sup>2</sup> ..... **145,2**  
Ent. DB / Lvg DB ..... **12,6 / 21,9 °C**

#### Supply Fan Sizing Data

Actual max L/s ..... **3333 L/s**  
Standard L/s ..... **3318 L/s**  
Actual max L/(s-m<sup>2</sup>) ..... **12,97 L/(s-m<sup>2</sup>)**  
Fan motor BHP ..... **4,55 BHP**  
Fan motor kW ..... **3,39 kW**  
Fan static ..... **550 Pa**

#### Outdoor Ventilation Air Data

Design airflow L/s ..... **1667 L/s**  
L/(s-m<sup>2</sup>) ..... **6,49 L/(s-m<sup>2</sup>)**  
L/s/person ..... **138,92 L/s/person**

## Ek B. (devam)

### Air System Sizing Summary for KS-06 ÇOKAMAÇLISALON

Project Name: ASIA BEACH OTEL 06.11.2016

Prepared by: DEMEKS 09:40

Hourly Analysis Program v.4,4 Page 1 of 1

#### Air System Information

Air System Name ..... **KS-06 ÇOKAMAÇLISALON**  
Equipment Class ..... **CW AHU**  
Air System Type ..... **SZCAV**  
Number of zones ..... **1**  
Floor Area ..... **700,0 m<sup>2</sup>**  
Location ..... **Antalya, Turkey**

#### Sizing Calculation Information

##### Zone and Space Sizing Method:

Zone L/s ..... **Sum of space airflow rates**  
Space L/s ..... **Individual peak space loads**  
Calculation Months ..... **Jan to Dec**  
Sizing Data ..... **User-Modified**

#### Central Cooling Coil Sizing Data

Total coil load ..... **199,3 kW**  
Sensible coil load ..... **110,7 kW**  
Coil L/s at Jul 1600 ..... **5000 L/s**  
Max block L/s ..... **5000 L/s**  
Sum of peak zone L/s ..... **5000 L/s**  
Sensible heat ratio ..... **0,555**  
m<sup>2</sup>/kW ..... **3,5**  
W/m<sup>2</sup> ..... **284,7**  
Water flow @ 5,0 °K rise ..... **9,54 L/s**  
Load occurs at ..... **Jul 1600**  
OA DB / WB ..... **38,7 / 27,9 °C**  
Entering DB / WB ..... **33,4 / 24,9 °C**  
Leaving DB / WB ..... **15,0 / 14,7 °C**  
Coil ADP ..... **14,0 °C**  
Bypass Factor ..... **0,050**  
Resulting RH ..... **60 %**  
Design supply temp. .... **14,4 °C**  
Zone T-stat Check ..... **1 of 1 OK**  
Max zone temperature deviation ..... **0,0 °K**

#### Central Heating Coil Sizing Data

Max coil load ..... **61,4 kW**  
Coil L/s at Des Htg ..... **5000 L/s**  
Max coil L/s ..... **5000 L/s**  
Water flow @ 15,0 °K drop ..... **0,98 L/s**  
Load occurs at ..... **Des Htg**  
W/m<sup>2</sup> ..... **87,7**  
Ent. DB / Lvg DB ..... **10,9 / 21,2 °C**

#### Supply Fan Sizing Data

Actual max L/s ..... **5000 L/s**  
Standard L/s ..... **4977 L/s**  
Actual max L/(s-m<sup>2</sup>) ..... **7,14 L/(s-m<sup>2</sup>)**  
Fan motor BHP ..... **6,83 BHP**  
Fan motor kW ..... **5,09 kW**  
Fan static ..... **550 Pa**

#### Return Fan Sizing Data

Actual max L/s ..... **5000 L/s**  
Standard L/s ..... **4977 L/s**  
Actual max L/(s-m<sup>2</sup>) ..... **7,14 L/(s-m<sup>2</sup>)**  
Fan motor BHP ..... **6,83 BHP**  
Fan motor kW ..... **5,09 kW**  
Fan static ..... **550 Pa**

#### Outdoor Ventilation Air Data

Design airflow L/s ..... **3000 L/s**  
L/(s-m<sup>2</sup>) ..... **4,29 L/(s-m<sup>2</sup>)**  
L/s/person ..... **6,00 L/s/person**

## Ek B. (devam)

### Air System Sizing Summary for KS-11 DİNLENME

Project Name: ASIA BEACH OTEL 06.11.2016

Prepared by: DEMEKS 09:42

Hourly Analysis Program v.4,4 Page 1 of 1

#### Air System Information

Air System Name ..... **KS-11 DİNLENME**  
Equipment Class ..... **CW AHU**  
Air System Type ..... **SZCAV**  
Number of zones ..... **1**  
Floor Area ..... **498,0 m<sup>2</sup>**  
Location ..... **Antalya, Turkey**

#### Sizing Calculation Information

##### Zone and Space Sizing Method:

Zone L/s ..... **Sum of space airflow rates**  
Space L/s ..... **Individual peak space loads**  
Calculation Months ..... **Jan to Dec**  
Sizing Data ..... **User-Modified**

#### Central Cooling Coil Sizing Data

Total coil load ..... **73,5 kW**  
Sensible coil load ..... **43,7 kW**  
Coil L/s at Jul 1600 ..... **2200 L/s**  
Max block L/s ..... **2200 L/s**  
Sum of peak zone L/s ..... **2200 L/s**  
Sensible heat ratio ..... **0,595**  
m<sup>2</sup>/kW ..... **6,8**  
W/m<sup>2</sup> ..... **147,5**  
Water flow @ 5,0 °K rise ..... **3,52 L/s**  
Load occurs at ..... **Jul 1600**  
OA DB / WB ..... **38,7 / 27,9 °C**  
Entering DB / WB ..... **31,6 / 23,5 °C**  
Leaving DB / WB ..... **15,0 / 14,7 °C**  
Coil ADP ..... **14,2 °C**  
Bypass Factor ..... **0,050**  
Resulting RH ..... **57 %**  
Design supply temp. .... **14,4 °C**  
Zone T-stat Check ..... **1 of 1 OK**  
Max zone temperature deviation ..... **0,0 °K**

#### Central Heating Coil Sizing Data

Max coil load ..... **19,8 kW**  
Coil L/s at Des Htg ..... **2200 L/s**  
Max coil L/s ..... **2200 L/s**  
Water flow @ 15,0 °K drop ..... **0,32 L/s**  
Load occurs at ..... **Des Htg**  
W/m<sup>2</sup> ..... **39,8**  
Ent. DB / Lvg DB ..... **13,6 / 21,2 °C**

#### Supply Fan Sizing Data

Actual max L/s ..... **2200 L/s**  
Standard L/s ..... **2190 L/s**  
Actual max L/(s-m<sup>2</sup>) ..... **4,42 L/(s-m<sup>2</sup>)**  
Fan motor BHP ..... **3,00 BHP**  
Fan motor kW ..... **2,24 kW**  
Fan static ..... **550 Pa**

#### Return Fan Sizing Data

Actual max L/s ..... **2200 L/s**  
Standard L/s ..... **2190 L/s**  
Actual max L/(s-m<sup>2</sup>) ..... **4,42 L/(s-m<sup>2</sup>)**  
Fan motor BHP ..... **3,00 BHP**  
Fan motor kW ..... **2,24 kW**  
Fan static ..... **550 Pa**

#### Outdoor Ventilation Air Data

Design airflow L/s ..... **1020 L/s**  
L/(s-m<sup>2</sup>) ..... **2,05 L/(s-m<sup>2</sup>)**  
L/s/person ..... **9,11 L/s/person**

## Air System Sizing Summary for KS-17 FITNESS

Project Name: ASIA BEACH OTEL 06.11.2016

Prepared by: DEMEKS 09:44

Hourly Analysis Program v.4,4 Page 1 of 1

### Air System Information

Air System Name ..... **KS-17 FITNESS**  
 Equipment Class ..... **CW AHU**  
 Air System Type ..... **SZCAV**  
 Number of zones ..... **1**  
 Floor Area ..... **1,0 m<sup>2</sup>**  
 Location ..... **Antalya, Turkey**

### Sizing Calculation Information

#### Zone and Space Sizing Method:

Zone L/s ..... **Sum of space airflow rates**  
 Space L/s ..... **Individual peak space loads**  
 Calculation Months ..... **Jan to Dec**  
 Sizing Data ..... **User-Modified**

### Central Cooling Coil Sizing Data

Total coil load ..... **22,8 kW**  
 Sensible coil load ..... **14,3 kW**  
 Coil L/s at Jul 1500 ..... **667 L/s**  
 Max block L/s ..... **667 L/s**  
 Sum of peak zone L/s ..... **667 L/s**  
 Sensible heat ratio ..... **0,628**  
 m<sup>2</sup>/kW ..... **0,0**  
 W/m<sup>2</sup> ..... **22778,3**  
 Water flow @ 5,0 °K rise ..... **1,09 L/s**  
 Load occurs at ..... **Jul 1500**  
 OA DB / WB ..... **39,0 / 28,0 °C**  
 Entering DB / WB ..... **39,0 / 28,0 °C**  
 Leaving DB / WB ..... **21,2 / 20,7 °C**  
 Coil ADP ..... **20,2 °C**  
 Bypass Factor ..... **0,050**  
 Resulting RH ..... **18 %**  
 Design supply temp. .... **22,0 °C**  
 Zone T-stat Check ..... **0 of 1 OK**  
 Max zone temperature deviation ..... **29,6 °K**

### Central Heating Coil Sizing Data

**No central heating coil loads occurred during this calculation.**

### Supply Fan Sizing Data

Actual max L/s ..... **667 L/s**  
 Standard L/s ..... **664 L/s**  
 Actual max L/(s-m<sup>2</sup>) ..... **667,00 L/(s-m<sup>2</sup>)**  
 Fan motor BHP ..... **0,91 BHP**  
 Fan motor kW ..... **0,68 kW**  
 Fan static ..... **550 Pa**

### Return Fan Sizing Data

Actual max L/s ..... **667 L/s**  
 Standard L/s ..... **664 L/s**  
 Actual max L/(s-m<sup>2</sup>) ..... **667,00 L/(s-m<sup>2</sup>)**  
 Fan motor BHP ..... **0,91 BHP**  
 Fan motor kW ..... **0,68 kW**  
 Fan static ..... **550 Pa**

### Outdoor Ventilation Air Data

Design airflow L/s ..... **667 L/s**  
 L/(s-m<sup>2</sup>) ..... **667,00 L/(s-m<sup>2</sup>)**  
 L/s/person ..... **0,00 L/s/person**

## Ek B. (devam)

### Air System Sizing Summary for KS-08 GECE KLUBÜ

Project Name: ASIA BEACH OTEL 06.11.2016

Prepared by: DEMEKS 09:41

Hourly Analysis Program v.4,4 Page 1 of 1

#### Air System Information

Air System Name ..... **KS-08 GECE KLUBÜ**  
Equipment Class ..... **CW AHU**  
Air System Type ..... **SZCAV**  
Number of zones ..... **1**  
Floor Area ..... **283,0 m<sup>2</sup>**  
Location ..... **Antalya, Turkey**

#### Sizing Calculation Information

##### Zone and Space Sizing Method:

Zone L/s ..... **Sum of space airflow rates**  
Space L/s ..... **Individual peak space loads**  
Calculation Months ..... **Jan to Dec**  
Sizing Data ..... **User-Modified**

#### Central Cooling Coil Sizing Data

Total coil load ..... **66,4 kW**  
Sensible coil load ..... **38,7 kW**  
Coil L/s at Jun 0000 ..... **2800 L/s**  
Max block L/s ..... **2800 L/s**  
Sum of peak zone L/s ..... **2800 L/s**  
Sensible heat ratio ..... **0,584**  
m<sup>2</sup>/kW ..... **4,3**  
W/m<sup>2</sup> ..... **234,6**  
Water flow @ 5,0 °K rise ..... **3,18 L/s**  
Load occurs at ..... **Jun 0000**  
OA DB / WB ..... **29,3 / 25,8 °C**  
Entering DB / WB ..... **26,3 / 21,1 °C**  
Leaving DB / WB ..... **14,8 / 14,6 °C**  
Coil ADP ..... **14,2 °C**  
Bypass Factor ..... **0,050**  
Resulting RH ..... **62 %**  
Design supply temp. .... **14,4 °C**  
Zone T-stat Check ..... **1 of 1 OK**  
Max zone temperature deviation ..... **0,0 °K**

#### Central Heating Coil Sizing Data

Max coil load ..... **8,6 kW**  
Coil L/s at Des Htg ..... **2800 L/s**  
Max coil L/s ..... **2800 L/s**  
Water flow @ 15,0 °K drop ..... **0,14 L/s**  
Load occurs at ..... **Des Htg**  
W/m<sup>2</sup> ..... **30,4**  
Ent. DB / Lvg DB ..... **18,6 / 21,2 °C**

#### Supply Fan Sizing Data

Actual max L/s ..... **2800 L/s**  
Standard L/s ..... **2787 L/s**  
Actual max L/(s-m<sup>2</sup>) ..... **9,89 L/(s-m<sup>2</sup>)**  
Fan motor BHP ..... **3,82 BHP**  
Fan motor kW ..... **2,85 kW**  
Fan static ..... **550 Pa**

#### Return Fan Sizing Data

Actual max L/s ..... **2800 L/s**  
Standard L/s ..... **2787 L/s**  
Actual max L/(s-m<sup>2</sup>) ..... **9,89 L/(s-m<sup>2</sup>)**  
Fan motor BHP ..... **3,82 BHP**  
Fan motor kW ..... **2,85 kW**  
Fan static ..... **550 Pa**

#### Outdoor Ventilation Air Data

Design airflow L/s ..... **600 L/s**  
L/(s-m<sup>2</sup>) ..... **2,12 L/(s-m<sup>2</sup>)**  
L/s/person ..... **6,00 L/s/person**

## Ek B. (devam)

### Air System Sizing Summary for KS-03 HAVUZ RESTORAN

Project Name: ASIA BEACH OTEL 06.11.2016

Prepared by: DEMEKS 09:39

Hourly Analysis Program v.4,4 Page 1 of 1

#### Air System Information

Air System Name ..... **KS-03 HAVUZ RESTORAN**  
Equipment Class ..... **CW AHU**  
Air System Type ..... **SZCAV**  
Number of zones ..... **1**  
Floor Area ..... **402,0 m<sup>2</sup>**  
Location ..... **Antalya, Turkey**

#### Sizing Calculation Information

##### Zone and Space Sizing Method:

Zone L/s ..... **Sum of space airflow rates**  
Space L/s ..... **Individual peak space loads**  
Calculation Months ..... **Jan to Dec**  
Sizing Data ..... **User-Modified**

#### Central Cooling Coil Sizing Data

Total coil load ..... **118,2 kW**  
Sensible coil load ..... **72,4 kW**  
Coil L/s at Aug 1600 ..... **3889 L/s**  
Max block L/s ..... **3889 L/s**  
Sum of peak zone L/s ..... **3889 L/s**  
Sensible heat ratio ..... **0,612**  
m<sup>2</sup>/kW ..... **3,4**  
W/m<sup>2</sup> ..... **294,0**  
Water flow @ 5,0 °K rise ..... **5,66 L/s**  
Load occurs at ..... **Aug 1600**  
OA DB / WB ..... **38,7 / 27,9 °C**  
Entering DB / WB ..... **30,6 / 22,9 °C**  
Leaving DB / WB ..... **15,1 / 14,8 °C**  
Coil ADP ..... **14,3 °C**  
Bypass Factor ..... **0,050**  
Resulting RH ..... **55 %**  
Design supply temp. .... **14,4 °C**  
Zone T-stat Check ..... **1 of 1 OK**  
Max zone temperature deviation ..... **0,0 °K**

#### Central Heating Coil Sizing Data

Max coil load ..... **46,7 kW**  
Coil L/s at Des Htg ..... **3889 L/s**  
Max coil L/s ..... **3889 L/s**  
Water flow @ 15,0 °K drop ..... **0,74 L/s**  
Load occurs at ..... **Des Htg**  
W/m<sup>2</sup> ..... **116,0**  
Ent. DB / Lvg DB ..... **14,1 / 24,0 °C**

#### Supply Fan Sizing Data

Actual max L/s ..... **3889 L/s**  
Standard L/s ..... **3871 L/s**  
Actual max L/(s-m<sup>2</sup>) ..... **9,67 L/(s-m<sup>2</sup>)**  
Fan motor BHP ..... **5,31 BHP**  
Fan motor kW ..... **3,96 kW**  
Fan static ..... **550 Pa**

#### Outdoor Ventilation Air Data

Design airflow L/s ..... **1638 L/s**  
L/(s-m<sup>2</sup>) ..... **4,07 L/(s-m<sup>2</sup>)**  
L/s/person ..... **16,38 L/s/person**



## Ek B. (devam)

### Air System Sizing Summary for KS-05 KAPALI HAVUZ(C)

Project Name: ASIA BEACH OTEL 06.11.2016

Prepared by: DEMEKS 09:39

Hourly Analysis Program v.4,4 Page 1 of 1

#### Air System Information

Air System Name ..... **KS-05 KAPALI HAVUZ(C)**  
Equipment Class ..... **CW AHU**  
Air System Type ..... **SZCAV**  
Number of zones ..... **1**  
Floor Area ..... **790,0 m<sup>2</sup>**  
Location ..... **Antalya, Turkey**

#### Sizing Calculation Information

##### Zone and Space Sizing Method:

Zone L/s ..... **Sum of space airflow rates**  
Space L/s ..... **Individual peak space loads**  
Calculation Months ..... **Jan to Dec**  
Sizing Data ..... **User-Modified**

#### Central Cooling Coil Sizing Data

Total coil load ..... **107,0 kW**  
Sensible coil load ..... **72,4 kW**  
Coil L/s at Aug 1500 ..... **3500 L/s**  
Max block L/s ..... **3500 L/s**  
Sum of peak zone L/s ..... **3500 L/s**  
Sensible heat ratio ..... **0,677**  
m<sup>2</sup>/kW ..... **7,4**  
W/m<sup>2</sup> ..... **135,4**  
Water flow @ 5,0 °K rise ..... **5,12 L/s**  
Load occurs at ..... **Aug 1500**  
OA DB / WB ..... **39,0 / 28,0 °C**  
Entering DB / WB ..... **32,3 / 22,9 °C**  
Leaving DB / WB ..... **15,1 / 14,7 °C**  
Coil ADP ..... **14,2 °C**  
Bypass Factor ..... **0,050**  
Resulting RH ..... **46 %**  
Design supply temp. .... **14,4 °C**  
Zone T-stat Check ..... **1 of 1 OK**  
Max zone temperature deviation ..... **0,0 °K**

#### Supply Fan Sizing Data

Actual max L/s ..... **3500 L/s**  
Standard L/s ..... **3484 L/s**  
Actual max L/(s-m<sup>2</sup>) ..... **4,43 L/(s-m<sup>2</sup>)**  
Fan motor BHP ..... **4,78 BHP**  
Fan motor kW ..... **3,56 kW**  
Fan static ..... **550 Pa**

#### Return Fan Sizing Data

Actual max L/s ..... **3500 L/s**  
Standard L/s ..... **3484 L/s**  
Actual max L/(s-m<sup>2</sup>) ..... **4,43 L/(s-m<sup>2</sup>)**  
Fan motor BHP ..... **4,78 BHP**  
Fan motor kW ..... **3,56 kW**  
Fan static ..... **550 Pa**

#### Outdoor Ventilation Air Data

Design airflow L/s ..... **1000 L/s**  
L/(s-m<sup>2</sup>) ..... **1,27 L/(s-m<sup>2</sup>)**  
L/s/person ..... **31,25 L/s/person**

## Ek B. (devam)

### Air System Sizing Summary for KS-05 KAPALI HAVUZ(H)

Project Name: ASIA BEACH OTEL 06.11.2016

Prepared by: DEMEKS 09:40

Hourly Analysis Program v.4,4 Page 1 of 1

#### Air System Information

Air System Name ..... **KS-05 KAPALI HAVUZ(H)**  
Equipment Class ..... **CW AHU**  
Air System Type ..... **SZCAV**  
Number of zones ..... **1**  
Floor Area ..... **790,0 m<sup>2</sup>**  
Location ..... **Antalya, Turkey**

#### Sizing Calculation Information

##### Zone and Space Sizing Method:

Zone L/s ..... **Sum of space airflow rates**  
Space L/s ..... **Individual peak space loads**  
Calculation Months ..... **Jan to Dec**  
Sizing Data ..... **User-Modified**

#### Central Heating Coil Sizing Data

Max coil load ..... **50,7 kW**  
Coil L/s at Des Htg ..... **3500 L/s**  
Max coil L/s ..... **3500 L/s**  
Water flow @ 15,0 °K drop ..... **0,81 L/s**  
Load occurs at ..... **Des Htg**  
W/m<sup>2</sup> ..... **64,2**  
Ent. DB / Lvg DB ..... **19,4 / 31,5 °C**

#### Supply Fan Sizing Data

Actual max L/s ..... **3500 L/s**  
Standard L/s ..... **3484 L/s**  
Actual max L/(s-m<sup>2</sup>) ..... **4,43 L/(s-m<sup>2</sup>)**  
Fan motor BHP ..... **4,78 BHP**  
Fan motor kW ..... **3,56 kW**  
Fan static ..... **550 Pa**

#### Return Fan Sizing Data

Actual max L/s ..... **3500 L/s**  
Standard L/s ..... **3484 L/s**  
Actual max L/(s-m<sup>2</sup>) ..... **4,43 L/(s-m<sup>2</sup>)**  
Fan motor BHP ..... **4,78 BHP**  
Fan motor kW ..... **3,56 kW**  
Fan static ..... **550 Pa**

#### Outdoor Ventilation Air Data

Design airflow L/s ..... **2000 L/s**  
L/(s-m<sup>2</sup>) ..... **2,53 L/(s-m<sup>2</sup>)**  
L/s/person ..... **62,50 L/s/person**

## Ek B. (devam)

### Air System Sizing Summary for KS-10 KOKTEYL ALANI

Project Name: ASIA BEACH OTEL 06.11.2016

Prepared by: DEMEKS 09:42

Hourly Analysis Program v.4,4 Page 1 of 1

#### Air System Information

Air System Name ..... **KS-10 KOKTEYL ALANI**  
Equipment Class ..... **CW AHU**  
Air System Type ..... **SZCAV**  
Number of zones ..... **1**  
Floor Area ..... **216,0 m<sup>2</sup>**  
Location ..... **Antalya, Turkey**

#### Sizing Calculation Information

##### Zone and Space Sizing Method:

Zone L/s ..... **Sum of space airflow rates**  
Space L/s ..... **Individual peak space loads**  
Calculation Months ..... **Jan to Dec**  
Sizing Data ..... **User-Modified**

#### Central Cooling Coil Sizing Data

Total coil load ..... **50,9 kW**  
Sensible coil load ..... **28,1 kW**  
Coil L/s at Jul 1500 ..... **1200 L/s**  
Max block L/s ..... **1200 L/s**  
Sum of peak zone L/s ..... **1200 L/s**  
Sensible heat ratio ..... **0,551**  
m<sup>2</sup>/kW ..... **4,2**  
W/m<sup>2</sup> ..... **235,7**  
Water flow @ 5,0 °K rise ..... **2,44 L/s**  
Load occurs at ..... **Jul 1500**  
OA DB / WB ..... **39,0 / 28,0 °C**  
Entering DB / WB ..... **34,8 / 25,6 °C**  
Leaving DB / WB ..... **15,3 / 15,0 °C**  
Coil ADP ..... **14,3 °C**  
Bypass Factor ..... **0,050**  
Resulting RH ..... **59 %**  
Design supply temp. .... **14,4 °C**  
Zone T-stat Check ..... **1 of 1 OK**  
Max zone temperature deviation ..... **0,0 °K**

#### Central Heating Coil Sizing Data

Max coil load ..... **17,4 kW**  
Coil L/s at Des Htg ..... **1200 L/s**  
Max coil L/s ..... **1200 L/s**  
Water flow @ 15,0 °K drop ..... **0,28 L/s**  
Load occurs at ..... **Des Htg**  
W/m<sup>2</sup> ..... **80,3**  
Ent. DB / Lvg DB ..... **9,1 / 21,2 °C**

#### Supply Fan Sizing Data

Actual max L/s ..... **1200 L/s**  
Standard L/s ..... **1194 L/s**  
Actual max L/(s-m<sup>2</sup>) ..... **5,56 L/(s-m<sup>2</sup>)**  
Fan motor BHP ..... **1,64 BHP**  
Fan motor kW ..... **1,22 kW**  
Fan static ..... **550 Pa**

#### Return Fan Sizing Data

Actual max L/s ..... **1200 L/s**  
Standard L/s ..... **1194 L/s**  
Actual max L/(s-m<sup>2</sup>) ..... **5,56 L/(s-m<sup>2</sup>)**  
Fan motor BHP ..... **1,64 BHP**  
Fan motor kW ..... **1,22 kW**  
Fan static ..... **550 Pa**

#### Outdoor Ventilation Air Data

Design airflow L/s ..... **830 L/s**  
L/(s-m<sup>2</sup>) ..... **3,84 L/(s-m<sup>2</sup>)**  
L/s/person ..... **9,76 L/s/person**

## Ek B. (devam)

### Air System Sizing Summary for KS-04 LOBİ

Project Name: ASIA BEACH OTEL 06.11.2016

Prepared by: DEMEKS 09:39

Hourly Analysis Program v.4,4 Page 1 of 1

#### Air System Information

Air System Name ..... **KS-04 LOBİ**  
Equipment Class ..... **CW AHU**  
Air System Type ..... **SZCAV**  
Number of zones ..... **1**  
Floor Area ..... **985,0 m<sup>2</sup>**  
Location ..... **Antalya, Turkey**

#### Sizing Calculation Information

##### Zone and Space Sizing Method:

Zone L/s ..... **Sum of space airflow rates**  
Space L/s ..... **Individual peak space loads**  
Calculation Months ..... **Jan to Dec**  
Sizing Data ..... **User-Modified**

#### Central Cooling Coil Sizing Data

Total coil load ..... **148,0 kW**  
Sensible coil load ..... **97,8 kW**  
Coil L/s at Aug 1500 ..... **5555 L/s**  
Max block L/s ..... **5555 L/s**  
Sum of peak zone L/s ..... **5555 L/s**  
Sensible heat ratio ..... **0,661**  
m<sup>2</sup>/kW ..... **6,7**  
W/m<sup>2</sup> ..... **150,3**  
Water flow @ 5,0 °K rise ..... **7,09 L/s**  
Load occurs at ..... **Aug 1500**  
OA DB / WB ..... **39,0 / 28,0 °C**  
Entering DB / WB ..... **29,4 / 21,8 °C**  
Leaving DB / WB ..... **14,8 / 14,5 °C**  
Coil ADP ..... **14,0 °C**  
Bypass Factor ..... **0,050**  
Resulting RH ..... **55 %**  
Design supply temp. .... **14,4 °C**  
Zone T-stat Check ..... **1 of 1 OK**  
Max zone temperature deviation ..... **0,0 °K**

#### Central Heating Coil Sizing Data

Max coil load ..... **47,3 kW**  
Coil L/s at Des Htg ..... **5555 L/s**  
Max coil L/s ..... **5555 L/s**  
Water flow @ 15,0 °K drop ..... **0,75 L/s**  
Load occurs at ..... **Des Htg**  
W/m<sup>2</sup> ..... **48,0**  
Ent. DB / Lvg DB ..... **16,9 / 24,0 °C**

#### Supply Fan Sizing Data

Actual max L/s ..... **5555 L/s**  
Standard L/s ..... **5529 L/s**  
Actual max L/(s-m<sup>2</sup>) ..... **5,64 L/(s-m<sup>2</sup>)**  
Fan motor BHP ..... **7,59 BHP**  
Fan motor kW ..... **5,66 kW**  
Fan static ..... **550 Pa**

#### Return Fan Sizing Data

Actual max L/s ..... **5555 L/s**  
Standard L/s ..... **5529 L/s**  
Actual max L/(s-m<sup>2</sup>) ..... **5,64 L/(s-m<sup>2</sup>)**  
Fan motor BHP ..... **7,59 BHP**  
Fan motor kW ..... **5,66 kW**  
Fan static ..... **550 Pa**

#### Outdoor Ventilation Air Data

Design airflow L/s ..... **1632 L/s**  
L/(s-m<sup>2</sup>) ..... **1,66 L/(s-m<sup>2</sup>)**  
L/s/person ..... **8,00 L/s/person**

## Ek B. (devam)

### Air System Sizing Summary for KS-12 PERSONEL SOYUNMA

Project Name: ASIA BEACH OTEL 06.11.2016

Prepared by: DEMEKS 09:42

Hourly Analysis Program v.4,4 Page 1 of 1

#### Air System Information

Air System Name ..... **KS-12 PERSONEL SOYUNMA**  
Equipment Class ..... **CW AHU**  
Air System Type ..... **SZCAV**  
Number of zones ..... **1**  
Floor Area ..... **152,0 m<sup>2</sup>**  
Location ..... **Antalya, Turkey**

#### Sizing Calculation Information

##### Zone and Space Sizing Method:

Zone L/s ..... **Sum of space airflow rates**  
Space L/s ..... **Individual peak space loads**  
Calculation Months ..... **Jan to Dec**  
Sizing Data ..... **User-Modified**

#### Central Cooling Coil Sizing Data

Total coil load ..... **60,4 kW**  
Sensible coil load ..... **31,1 kW**  
Coil L/s at Jul 1600 ..... **1100 L/s**  
Max block L/s ..... **1100 L/s**  
Sum of peak zone L/s ..... **1100 L/s**  
Sensible heat ratio ..... **0,515**  
m<sup>2</sup>/kW ..... **2,5**  
W/m<sup>2</sup> ..... **397,5**  
Water flow @ 5,0 °K rise ..... **2,89 L/s**  
Load occurs at ..... **Jul 1600**  
OA DB / WB ..... **38,7 / 27,9 °C**  
Entering DB / WB ..... **38,7 / 27,9 °C**  
Leaving DB / WB ..... **15,1 / 14,8 °C**  
Coil ADP ..... **13,9 °C**  
Bypass Factor ..... **0,050**  
Resulting RH ..... **57 %**  
Design supply temp. .... **14,4 °C**  
Zone T-stat Check ..... **1 of 1 OK**  
Max zone temperature deviation ..... **0,0 °K**

#### Central Heating Coil Sizing Data

Max coil load ..... **25,4 kW**  
Coil L/s at Des Htg ..... **1100 L/s**  
Max coil L/s ..... **1100 L/s**  
Water flow @ 15,0 °K drop ..... **0,41 L/s**  
Load occurs at ..... **Des Htg**  
W/m<sup>2</sup> ..... **167,4**  
Ent. DB / Lvg DB ..... **3,0 / 22,2 °C**

#### Supply Fan Sizing Data

Actual max L/s ..... **1100 L/s**  
Standard L/s ..... **1095 L/s**  
Actual max L/(s-m<sup>2</sup>) ..... **7,24 L/(s-m<sup>2</sup>)**  
Fan motor BHP ..... **1,50 BHP**  
Fan motor kW ..... **1,12 kW**  
Fan static ..... **550 Pa**

#### Outdoor Ventilation Air Data

Design airflow L/s ..... **1100 L/s**  
L/(s-m<sup>2</sup>) ..... **7,24 L/(s-m<sup>2</sup>)**  
L/s/person ..... **22,00 L/s/person**

## Ek B. (devam)

### Air System Sizing Summary for KS-13 PERSONEL YEMEKHANE

Project Name: ASIA BEACH OTEL 06.11.2016

Prepared by: DEMEKS 09:43

Hourly Analysis Program v.4,4 Page 1 of 1

#### Air System Information

Air System Name ... **KS-13 PERSONEL YEMEKHANE**  
Equipment Class ..... **CW AHU**  
Air System Type ..... **SZCAV**  
Number of zones ..... **1**  
Floor Area ..... **179,0 m<sup>2</sup>**  
Location ..... **Antalya, Turkey**

#### Sizing Calculation Information

##### Zone and Space Sizing Method:

Zone L/s ..... **Sum of space airflow rates**  
Space L/s ..... **Individual peak space loads**  
Calculation Months ..... **Jan to Dec**  
Sizing Data ..... **User-Modified**

#### Central Cooling Coil Sizing Data

Total coil load ..... **72,5 kW**  
Sensible coil load ..... **35,6 kW**  
Coil L/s at Jul 1200 ..... **1389 L/s**  
Max block L/s ..... **1389 L/s**  
Sum of peak zone L/s ..... **1389 L/s**  
Sensible heat ratio ..... **0,491**  
m<sup>2</sup>/kW ..... **2,5**  
W/m<sup>2</sup> ..... **404,8**  
Water flow @ 5,0 °K rise ..... **3,47 L/s**  
Load occurs at ..... **Jul 1200**  
OA DB / WB ..... **36,4 / 27,4 °C**  
Entering DB / WB ..... **36,4 / 27,4 °C**  
Leaving DB / WB ..... **15,1 / 14,8 °C**  
Coil ADP ..... **14,0 °C**  
Bypass Factor ..... **0,050**  
Resulting RH ..... **59 %**  
Design supply temp. .... **14,4 °C**  
Zone T-stat Check ..... **1 of 1 OK**  
Max zone temperature deviation ..... **0,0 °K**

#### Central Heating Coil Sizing Data

Max coil load ..... **31,6 kW**  
Coil L/s at Des Htg ..... **1389 L/s**  
Max coil L/s ..... **1389 L/s**  
Water flow @ 15,0 °K drop ..... **0,50 L/s**  
Load occurs at ..... **Des Htg**  
W/m<sup>2</sup> ..... **176,8**  
Ent. DB / Lvg DB ..... **3,0 / 22,0 °C**

#### Supply Fan Sizing Data

Actual max L/s ..... **1389 L/s**  
Standard L/s ..... **1382 L/s**  
Actual max L/(s-m<sup>2</sup>) ..... **7,76 L/(s-m<sup>2</sup>)**  
Fan motor BHP ..... **1,90 BHP**  
Fan motor kW ..... **1,41 kW**  
Fan static ..... **550 Pa**

#### Outdoor Ventilation Air Data

Design airflow L/s ..... **1389 L/s**  
L/(s-m<sup>2</sup>) ..... **7,76 L/(s-m<sup>2</sup>)**  
L/s/person ..... **28,06 L/s/person**

## Ek B. (devam)

### Air System Sizing Summary for KS-07 SEMİNER SALONU

Project Name: ASIA BEACH OTEL 06.11.2016

Prepared by: DEMEKS 09:40

Hourly Analysis Program v.4,4 Page 1 of 1

#### Air System Information

Air System Name ..... **KS-07 SEMİNER SALONU**  
Equipment Class ..... **CW AHU**  
Air System Type ..... **SZCAV**  
Number of zones ..... **1**  
Floor Area ..... **194,0 m<sup>2</sup>**  
Location ..... **Antalya, Turkey**

#### Sizing Calculation Information

##### Zone and Space Sizing Method:

Zone L/s ..... **Sum of space airflow rates**  
Space L/s ..... **Individual peak space loads**  
Calculation Months ..... **Jan to Dec**  
Sizing Data ..... **User-Modified**

#### Central Cooling Coil Sizing Data

Total coil load ..... **38,3 kW**  
Sensible coil load ..... **22,0 kW**  
Coil L/s at Jul 1400 ..... **1050 L/s**  
Max block L/s ..... **1050 L/s**  
Sum of peak zone L/s ..... **1050 L/s**  
Sensible heat ratio ..... **0,575**  
m<sup>2</sup>/kW ..... **5,1**  
W/m<sup>2</sup> ..... **197,4**  
Water flow @ 5,0 °K rise ..... **1,83 L/s**  
Load occurs at ..... **Jul 1400**  
OA DB / WB ..... **38,7 / 27,9 °C**  
Entering DB / WB ..... **32,5 / 24,2 °C**  
Leaving DB / WB ..... **15,0 / 14,7 °C**  
Coil ADP ..... **14,1 °C**  
Bypass Factor ..... **0,050**  
Resulting RH ..... **58 %**  
Design supply temp. .... **14,4 °C**  
Zone T-stat Check ..... **1 of 1 OK**  
Max zone temperature deviation ..... **0,0 °K**

#### Central Heating Coil Sizing Data

Max coil load ..... **11,2 kW**  
Coil L/s at Des Htg ..... **1050 L/s**  
Max coil L/s ..... **1050 L/s**  
Water flow @ 15,0 °K drop ..... **0,18 L/s**  
Load occurs at ..... **Des Htg**  
W/m<sup>2</sup> ..... **57,8**  
Ent. DB / Lvg DB ..... **12,3 / 21,2 °C**

#### Supply Fan Sizing Data

Actual max L/s ..... **1050 L/s**  
Standard L/s ..... **1045 L/s**  
Actual max L/(s-m<sup>2</sup>) ..... **5,41 L/(s-m<sup>2</sup>)**  
Fan motor BHP ..... **1,43 BHP**  
Fan motor kW ..... **1,07 kW**  
Fan static ..... **550 Pa**

#### Return Fan Sizing Data

Actual max L/s ..... **1050 L/s**  
Standard L/s ..... **1045 L/s**  
Actual max L/(s-m<sup>2</sup>) ..... **5,41 L/(s-m<sup>2</sup>)**  
Fan motor BHP ..... **1,43 BHP**  
Fan motor kW ..... **1,07 kW**  
Fan static ..... **550 Pa**

#### Outdoor Ventilation Air Data

Design airflow L/s ..... **560 L/s**  
L/(s-m<sup>2</sup>) ..... **2,89 L/(s-m<sup>2</sup>)**  
L/s/person ..... **8,00 L/s/person**

## Ek B. (devam)

### Air System Sizing Summary for KS-18 SPA

Project Name: ASIA BEACH OTEL 06.11.2016

Prepared by: DEMEKS 09:44

Hourly Analysis Program v.4,4 Page 1 of 1

#### Air System Information

Air System Name ..... **KS-18 SPA**  
Equipment Class ..... **CW AHU**  
Air System Type ..... **SZCAV**  
Number of zones ..... **1**  
Floor Area ..... **1,0 m<sup>2</sup>**  
Location ..... **Antalya, Turkey**

#### Sizing Calculation Information

##### Zone and Space Sizing Method:

Zone L/s ..... **Sum of space airflow rates**  
Space L/s ..... **Individual peak space loads**  
Calculation Months ..... **Jan to Dec**  
Sizing Data ..... **Calculated**

#### Central Cooling Coil Sizing Data

Total coil load ..... **97,4 kW**  
Sensible coil load ..... **92,4 kW**  
Coil L/s at Jan 0600 ..... **20805 L/s**  
Max block L/s ..... **20805 L/s**  
Sum of peak zone L/s ..... **20805 L/s**  
Sensible heat ratio ..... **0,948**  
m<sup>2</sup>/kW ..... **0,0**  
W/m<sup>2</sup> ..... **97426,3**  
Water flow @ 5,0 °K rise ..... **4,66 L/s**  
Load occurs at ..... **Jan 0600**  
OA DB / WB ..... **18,1 / 17,8 °C**  
Entering DB / WB ..... **25,4 / 22,6 °C**  
Leaving DB / WB ..... **21,7 / 21,5 °C**  
Coil ADP ..... **21,5 °C**  
Bypass Factor ..... **0,050**  
Resulting RH ..... **84 %**  
Design supply temp. .... **22,0 °C**  
Zone T-stat Check ..... **1 of 1 OK**  
Max zone temperature deviation ..... **0,0 °K**

#### Central Heating Coil Sizing Data

**No central heating coil loads occurred during this calculation.**

#### Supply Fan Sizing Data

Actual max L/s ..... **20805 L/s**  
Standard L/s ..... **20709 L/s**  
Actual max L/(s-m<sup>2</sup>) ..... **20805,27 L/(s-m<sup>2</sup>)**  
Fan motor BHP ..... **28,42 BHP**  
Fan motor kW ..... **21,19 kW**  
Fan static ..... **550 Pa**

#### Return Fan Sizing Data

Actual max L/s ..... **20805 L/s**  
Standard L/s ..... **20709 L/s**  
Actual max L/(s-m<sup>2</sup>) ..... **20805,27 L/(s-m<sup>2</sup>)**  
Fan motor BHP ..... **28,42 BHP**  
Fan motor kW ..... **21,19 kW**  
Fan static ..... **550 Pa**

#### Outdoor Ventilation Air Data

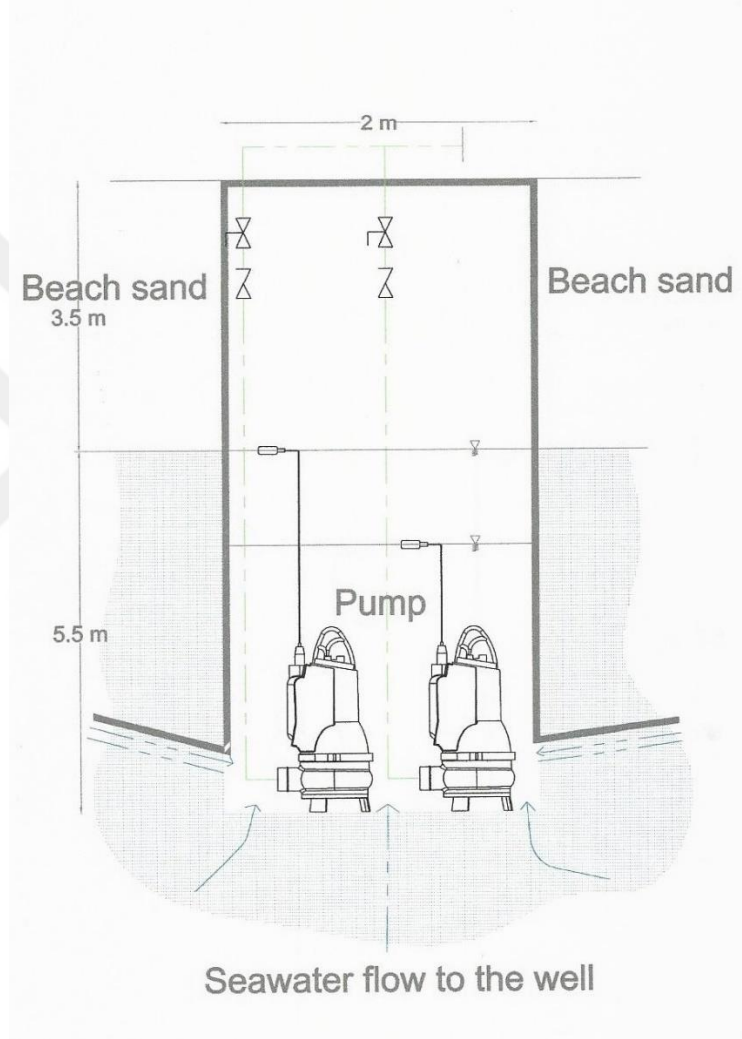
Design airflow L/s ..... **0 L/s**  
L/(s-m<sup>2</sup>) ..... **0,00 L/(s-m<sup>2</sup>)**  
L/s/person ..... **0,00 L/s/person**



**Ek B.** (devam)

<b>OTEL HAP VERİLERİ</b>	
<b>MAHAL</b>	<b>DESİNG COOLİNG (W)</b>
3. BODRUM KAT	31.973
2.BODRUM KAT	264.572
1.BODRUM KAT	234.389
ZEMİN KAT	64.858
1.KAT	82.289
2.KAT	58.535
3.4.VE 5.KAT	226.500
6.KAT	72.114
7.KAT	75.410

**EK C. Asia Beach Resort SPA Otel'in Soğutma Sisteminde Kullanılan Deniz  
Suyu Kuyusu ve Ekipmanların Teknik Detayları**



# Ek C. (devam)

Project:  
Project number:

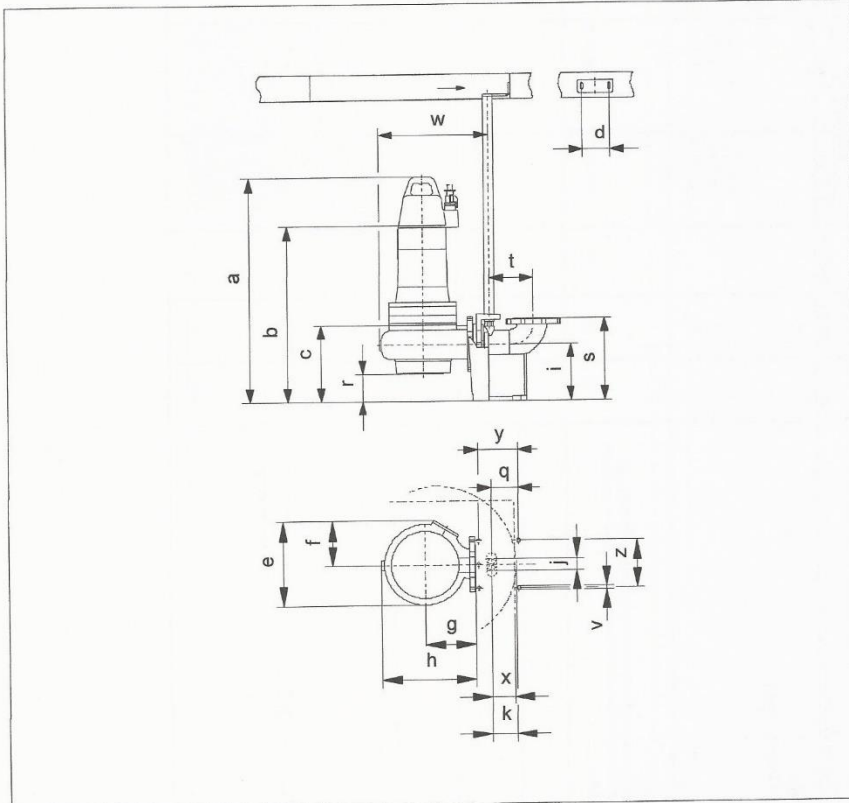
Created on: 2015-10-26  
Created by:

**wilo**

Technical data  
Submersible sewage pump


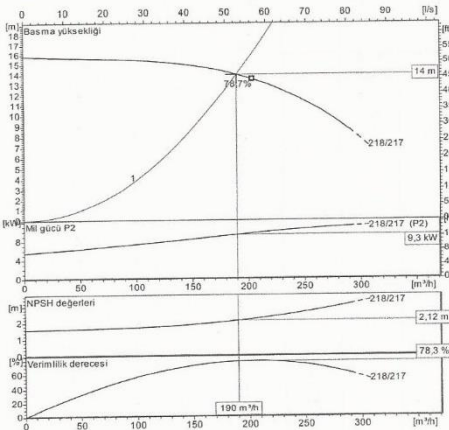
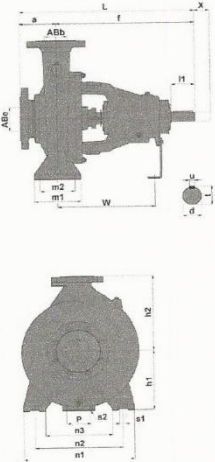
FA 10.65E

with motor  
T 17.2-4/24K



Dimensions in mm				Connections
a	883	r	125	Suction port
b	811	s	325	DN100
c	301	t	176	PN10
d	110	v	15	Discharge port
e	474	w	571	
f	258	x	90	DN100
g	280	y	160	PN10
h	506	z	190	Einhängevorrichtung 1 DN100/2RK
i	225			
j	50			
k	98			
q	109			

Ek C. (devam)

WILO SE Dortmund  Phone Fax		<b>NP 125/200-11/4</b> System:Norm Pump			
Customer Customer no. Contact Care of		Project Project no. Position no. Date			
		<b>Requested Data</b> Flow 190 m³/h Head 14 mSS Fluid Water Fluid Temperature 20 °C Density 998,20 kg/m³ Kinematic viscosity 1 mm²/s Vapour pressure 0,02 bar			
		<b>Pump data</b> Make WILO Type NP 125/200-11/4 Design Pressure Rating PN16 Min.Fluid Temp. -10 °C Max.Fluid Temp. 120 °C			
		<b>Hydrolic data(duty point)</b> Flow 190 m³/h Head 14 m Shaft Power P2 9,3 Kw NPSH 2,12 m Speed 1460 rpm			
		<b>Materials/Shaft seal</b> Housing GG 25 Impeller GG 25 Shaft AISI 420 Shaft Seal SiC / EPDM			
		<b>Dimension per pump</b> mm			
DNs		A1			
DNd		A2			
L		L1			
W		L2			
H1					
H2					
		<b>Weight</b> kg			
		<b>Motor data per Motor</b>			
		Rated power P2		11	Kw
		Nominal speed		1460	rpm
		Rated voltage		3, 400 V, 50 Hz	
		Efficiency		78,3%	
		Degree of protection		IP 55	
		Permitted voltage tolerans		+/- 10 %	

## Ek C. (devam)

wilo

İrtibat kişisi  
E-posta  
Telefon

Müşteri

İrtibat kişisi  
E-posta  
Telefon

### Teknik veriler

Kuru rotorlu standart tekli pompa  
IPL 65/120-3/2 PN 10

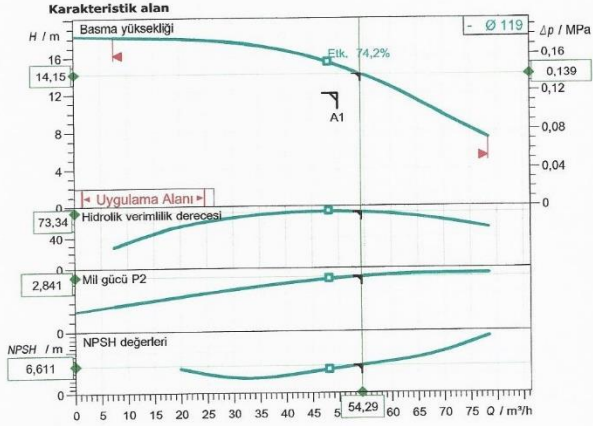
Proje adı

Proje numarası F2DBD217-93D6-4446-A2AC-6094320F9CE1

Montaj yeri

Müşteri konum no

Tarih 5.12.2015



#### İşletme verileri ön bilgisi

Pompalama miktarı	50,00 m <sup>3</sup> /h
Basma yüksekliği	12,00 m
Akışkan	Su 100 %
Akışkan sıcaklığı	10,00 °C
Yoğunluk	998,30 kg/m <sup>3</sup>
Kinematik viskozite	1,00 mm <sup>2</sup> /s

#### Hidrolik verileri (çalışma noktası)

Pompalama miktarı	54,29 m <sup>3</sup> /h
Basma yüksekliği	14,15 m
Mil gücü P2	2,84 kW
Hidrolik verimlilik derecesi	73,34 %
NPSH	6,61 m

#### Ürün verileri

Kuru rotorlu standart tekli pompa IPL 65/120-3/2 PN 10	
Maks. işletme basıncı	1 MPa
Akışkan sıcaklığı	-20 °C ... +120 °C
Maks. çevre sıcaklığı	40 °C
Minimum verimlilik endeksi (MEI)	≥ 0,40

#### Motor verileri

Motor verimlilik sınıfı	IE2
Elektrik sebekesi bağlantısı	3~ 400 V / 50 Hz
İzin verilen voltaj toleransı	±10 %
Nominal devir hızı	2900 1/min
Nominal güç P2	3,00 kW
Nominal akım	6,17 A
Güç faktörü	0,81
Verimlilik derecesi	82,5/ 84,6/84,6%
50% / 75% / 100%	
Koruma sınıfı	IP 55
Yalıtım sınıfı	F
Motor koruması	Hayır

#### Bağlantı ölçüleri

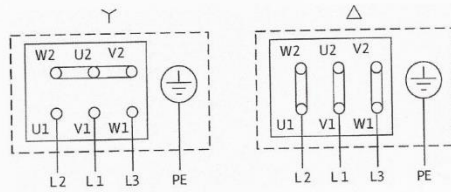
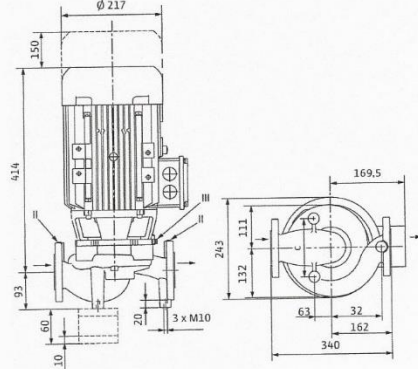
Boru bağlantısı emiş tarafında	DN 65, PN 10
Boru bağlantısı basınç tarafında	DN 65, PN 10
Yapı boyu	340 mm

#### Malzemeler

Pompa gövdesi	EN-GJL-250
Çark	PPO-GF30
Braket	EN-GJL-250
Pompa milii	1.4021 [AISI420]
Mekanik salmastra	AQEGG

#### Sipariş bilgileri

Ağırlık yakl.	42,8 kg
No	2129199



Subject to change

Yazılım Sürümü 4.2.2 - 2015/08/27 (Build 351)  
Veri sürümü 27.07.2015

Sayfalar 1 / 1

## Ek C. (devam)

# wilo

İrtibat kişisi  
E-posta  
Telefon

Müşteri

İrtibat kişisi  
E-posta  
Telefon

## Teknik veriler

Kuru rotorlu standart tekli pompa  
IPL 65/120-3/2 PN 10

Proje adı

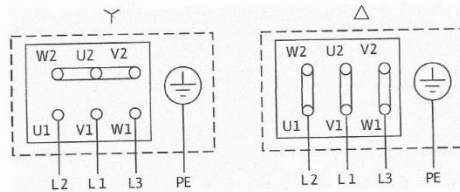
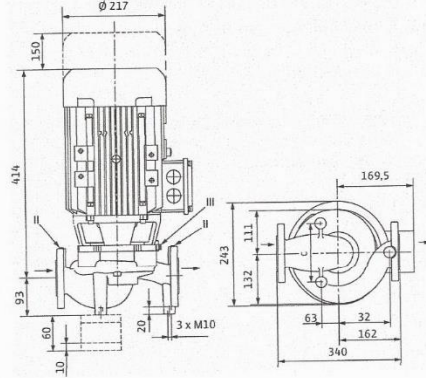
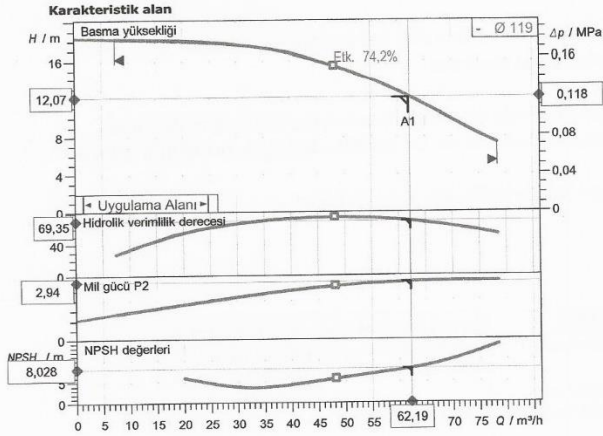
Proje numarası

F2DBD217-93D6-4446-A2AC-6094320F9CE1

Montaj yeri

Müşteri konum no

Tarih 5.12.2015



### İşletme verileri ön bilgisi

Pompalama miktarı	62,00 m <sup>3</sup> /h
Basma yüksekliği	12,00 m
Akışkan	Su 100 %
Akışkan sıcaklığı	10,00 °C
Yoğunluk	998,30 kg/m <sup>3</sup>
Kinematik viskozite	1,00 mm <sup>2</sup> /s

### Hidrolik verileri (çalışma noktası)

Pompalama miktarı	62,19 m <sup>3</sup> /h
Basma yüksekliği	12,07 m
Mil gücü P2	2,94 kW
Hidrolik verimlilik derecesi	69,35 %
NPSH	8,03 m

### Ürün verileri

Kuru rotorlu standart tekli pompa  
IPL 65/120-3/2 PN 10

Maks. işletme basıncı	1 MPa
Akışkan sıcaklığı	-20 °C ... +120 °C
Maks. çevre sıcaklığı	40 °C
Minimum verimlilik endeksi (MEI)	≥ 0,40

### Motor verileri

Motor verimlilik sınıfı	IE2
Elektrik şebekesi bağlantısı	3~ 400 V / 50 Hz
İzin verilen voltaj toleransı	±10 %
Nominal devir hızı	2900 1/min
Nominal güç P2	3,00 kW
Nominal akım	6,17 A
Güç faktörü	0,81
Verimlilik derecesi	50% / 75% / 100%
Koruma sınıfı	IP 55
Yalıtım sınıfı	F
Motor koruması	Hayır

### Bağlantı ölçüleri

Boru bağlantısı emiş tarafında	DN 65, PN 10
Boru bağlantısı basınç tarafında	DN 65, PN 10
Yapı boyu	340 mm

### Malzemeler

Pompa gövdesi	EN-GJL-250
Çark	PPO-GF30
Braket	EN-GJL-250
Pompa mili	1.4021 [AISI420]
Mekanik salmastra	AQEGG

### Sipariş bilgileri

Ağırıklık yakl.	42,8 kg
No	2129199

Subject to change

Yazılım Sürümü 4.2.2 - 2015/08/27 (Build 351)  
Veri sürümü 27.07.2015

Sayfalar 1 / 1

## Ek C. (devam)

# wilo

İrtibat kişisi  
E-posta  
Telefon

Müşteri

İrtibat kişisi  
E-posta  
Telefon

### Teknik veriler

Kuru rotorlu standart tekli pompa  
IPL 65/120-3/2 PN 10

Proje adı

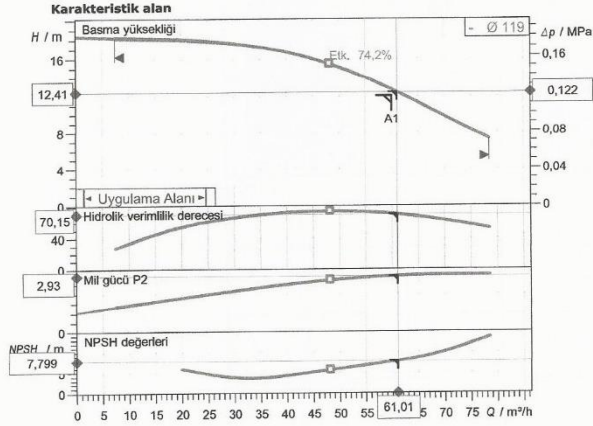
Proje numarası

FZDBD217-93D6-4446-A2AC-6094320F9CE1

Mentaj yeri

Müşteri konum no

Tarih 5.12.2015



#### İşletme verileri ön bilgisi

Pompa miktarı	60,00 m³/h
Basma yüksekliği	12,00 m
Akışkan	Su 100 %
Akışkan sıcaklığı	10,00 °C
Yoğunluk	998,30 kg/m³
Kinematik viskozite	1,00 mm²/s

#### Hidrolik verileri (çalışma noktası)

Pompa miktarı	61,01 m³/h
Basma yüksekliği	12,41 m
Mil gücü P2	2,93 kW
Hidrolik verimlilik derecesi	70,15 %
NPSH	7,80 m

#### Ürün verileri

Kuru rotorlu standart tekli pompa	
IPL 65/120-3/2 PN 10	
Maks. işletme basıncı	1 MPa
Akışkan sıcaklığı	-20 °C ... +120 °C
Maks. çevre sıcaklığı	40 °C
Minimum verimlilik endeksi (MEI)	≥ 0.40

#### Motor verileri

Motor verimlilik sınıfı	IE2
Elektrik şebekesi bağlantısı	3~ 400 V / 50 Hz
İzin verilen voltaj toleransı	±10 %
Nominal devir hızı	2900 1/min
Nominal güç P2	3,00 kW
Nominal akım	6,17 A
Güç faktörü	0,81
Verimlilik derecesi	50% / 75% / 100%
Koruma sınıfı	82,5/ 84,6/84,6%
Yalıtım sınıfı	IP 55
Motor koruması	F
Motor koruması	Hayır

#### Bağlantı ölçüleri

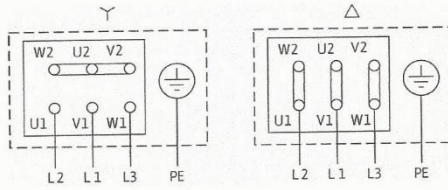
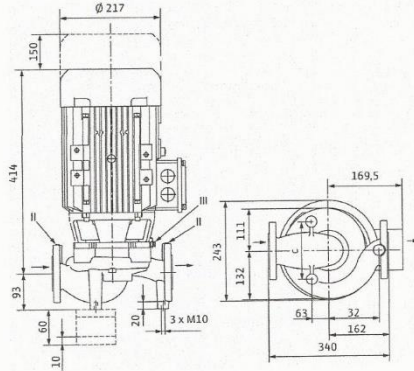
Boru bağlantısı emiş tarafında	DN 65, PN 10
Boru bağlantısı basınç tarafında	DN 65, PN 10
Yapı boyu	340 mm

#### Malzemeler

Pompa gövdesi	EN-GJL-250
Çark	PPO-GF30
Braket	EN-GJL-250
Pompa mil	1.4021 [AISI420]
Mekanik salmastra	AQEGG

#### Sipariş bilgileri

Ağırlık yakl.	42,8 kg
No	2129199



Subject to change

Yazılım Sürümü 4.2.2 - 2015/08/27 (Build 351)  
Veri sürümü 27.07.2015

Sayfalar 1 / 1

## Ek C. (devam)

# wilo

İrtibat kişisi  
E-posta  
Telefon

Müşteri

İrtibat kişisi  
E-posta  
Telefon

### Teknik veriler

Kuru rotorlu standart tekli pompa  
IPL 65/120-3/2 PN 10

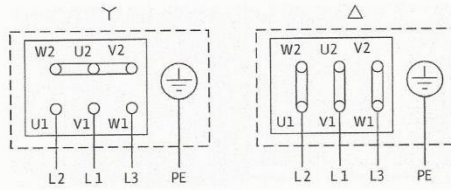
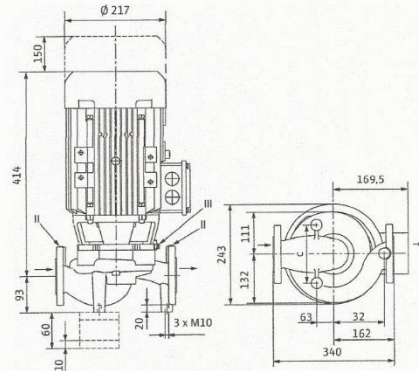
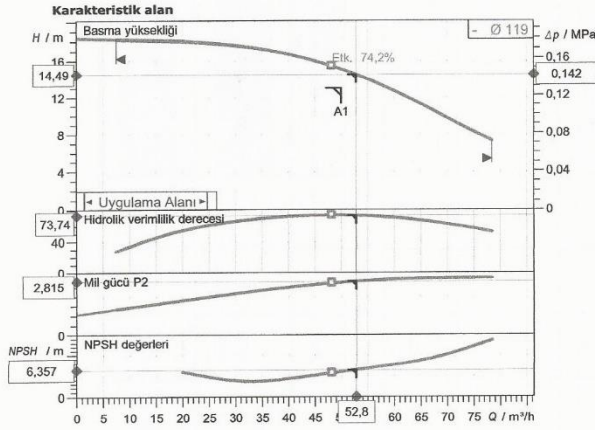
Proje adı

Proje numarası F2DBD217-93D6-4446-A2AC-6094320F9CE1

Montaj yeri

Müşteri konum no

Tarih 5.12.2015



### İşletme verileri ön bilgisi

Pompalama miktarı	50,00 m <sup>3</sup> /h
Basma yüksekliği	13,00 m
Akışkan	Su 100 %
Akışkan sıcaklığı	10,00 °C
Yoğunluk	998,30 kg/m <sup>3</sup>
Kinematik vizkozite	1,00 mm <sup>2</sup> /s

### Hidrolik verileri (çalışma noktası)

Pompalama miktarı	52,80 m <sup>3</sup> /h
Basma yüksekliği	14,49 m
Mil gücü P2	2,81 kW
Hidrolik verimlilik derecesi	73,74 %
NPSH	6,36 m

### Ürün verileri

Kuru rotorlu standart tekli pompa IPL 65/120-3/2 PN 10	
Maks. işletme basıncı	1 MPa
Akışkan sıcaklığı	-20 °C ... +120 °C
Maks. çevre sıcaklığı	40 °C
Minimum verimlilik endeksi (MEI)	≥ 0.40

### Motor verileri

Motor verimlilik sınıfı	IE2
Elektrik şebekesi bağlantısı	3~ 400 V / 50 Hz
İzin verilen voltaj toleransı	±10 %
Nominal devir hızı	2900 1/min
Nominal güç P2	3,00 kW
Nominal akım	6,17 A
Güç faktörü	0,81
Verimlilik derecesi	50% / 75% / 100%
Koruma sınıfı	IP 55
Yalıtım sınıfı	F
Motor koruması	Hayır

### Bağlantı ölçüleri

Boru bağlantısı emiş tarafında	DN 65, PN 10
Boru bağlantısı basınç tarafında	DN 65, PN 10
Yapı boyu	340 mm

### Malzemeler

Pompa gövdesi	EN-GJL-250
Çark	PPO-GF30
Braket	EN-GJL-250
Pompa mili	1.4021 [AISI420]
Mekanik salmastra	AQEGG

### Sipariş bilgileri

Ağırlık yakt.	42,8 kg
No	2129199

Subject to change

Yazılım Sürümü 4.2.2 - 2015/08/27 (Build 351)  
Veri sürümü 27.07.2015

Sayfalar 1 / 1



## Ek C. (devam)

# wilo

İrtibat kişisi  
E-posta  
Telefon

Müşteri

İrtibat kişisi  
E-posta  
Telefon

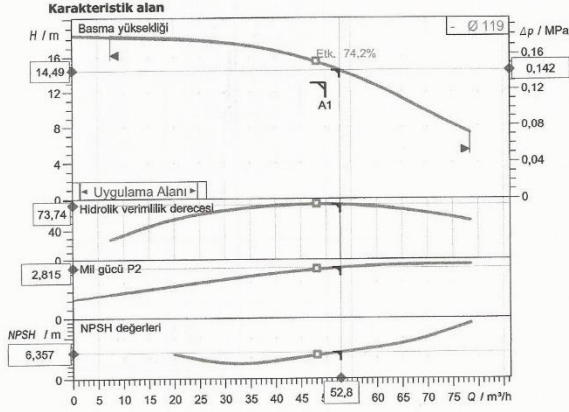
### Teknik veriler

Kuru rotorlu standart tekli pompa  
IPL 65/120-3/2 PN 10

Proje adı

Proje numarası F20BD217-93D6-4446-A2AC-6094320F9CE1  
Montaj yeri  
Müşteri konum no

Tarih 5.12.2015



### İşletme verileri ön bilgisi

Pompa miktarı	50,00 m <sup>3</sup> /h
Basma yüksekliği	13,00 m
Akışkan	Su 100 %
Akışkan sıcaklığı	10,00 °C
Yoğunluk	998,30 kg/m <sup>3</sup>
Kinematik viskozite	1,00 mm <sup>2</sup> /s

### Hidrolik verileri (çalışma noktası)

Pompa miktarı	52,80 m <sup>3</sup> /h
Basma yüksekliği	14,49 m
Mil gücü P2	2,81 kW
Hidrolik verimlilik derecesi	73,74 %
NPSH	6,36 m

### Ürün verileri

Kuru rotorlu standart tekli pompa

IPL 65/120-3/2 PN 10

Maks. işletme basıncı

1 MPa

Akışkan sıcaklığı

-20 °C ... +120 °C

Maks. çevre sıcaklığı

40 °C

Minimum verimlilik endeksi (MEI)

≥ 0,40

### Motor verileri

Motor verimlilik sınıfı

IE2

Elektrik şebekesi bağlantısı

3~ 400 V / 50 Hz

İzin verilen voltaj toleransı

±10 %

Nominal devir hızı

2900 1/min

Nominal güç P2

3,00 kW

Nominal akım

6,17 A

Güç faktörü

0,81

Verimlilik derecesi

82,5 / 84,6 / 84,6 %

Koruma sınıfı

IP 55

Yalıtım sınıfı

F

Motor koruması

Hayır

### Bağlantı ölçüleri

Boru bağlantısı emiş tarafında

DN 65, PN 10

Boru bağlantısı basınç tarafında

DN 65, PN 10

Yapı boyu

340 mm

### Malzemeler

Pompa gövdesi

EN-GJL-250

Çark

PPO-GF30

Braket

EN-GJL-250

Pompa mili

1.4021 [AISI420]

Mekanik salmastra

AQEGG

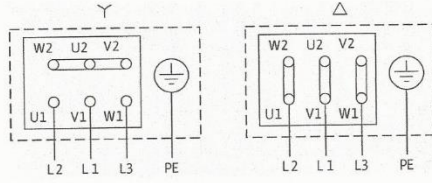
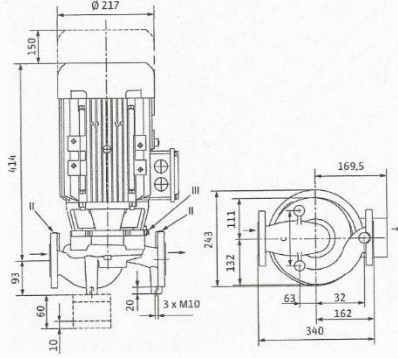
### Sipariş bilgileri

Ağırlık yakl.

42,8 kg

No

2129199



Subject to change

Yazılım Sürümü 4.2.2 - 2015/08/27 (Build 351)  
Veri sürümü 27.07.2015

Sayfalar 1 / 1

**SIEMENS**



**Pressure Sensors**

for neutral and slightly aggressive liquids and gases

**QBE2003-P...  
QBE2103-P...**

- 
- High-precision measuring
  - Measuring range 0 to 60 bar relative
  - Supply voltage AC 24 V / DC 12...33 V or DC 7...33 V
  - DC 0 ...10 V or DC 4...20 mA output signal
  - Measurement unaffected by changes in temperature
  - High temperature stability
  - Connection: external thread G ½", inside thread M5
  - Maintenance free thanks to outstanding long-term stability
  - High overload resistance
  - Robust and compact construction

# Ek C. (devam)

SIEMENS

QAE2120.010

Immersion temperature sensor 100 mm LG-Ni1000, with protection pocket

You are here: > Building Technologies > Products > Building automation systems > Synco System > Standard HVAC controllers > QAE2120.010

QAE2120.010

Immersion temperature sensor 100 mm LG-Ni1000, with protection pocket

>

Stock no. BPZ:QAE2120.010



#### Additional info

Fixing is made by protection pocket or compression fitting. If for the nominal pressure no entry can be found in the table, no protection pocket is included as standard and the nominal pressure depends on the protection pocket used (see accessories). By using the compression fitting AQE2102 the nominal pressure is 16 bar (PN16).

Attribute	Value
Sensing element, temperature	LG-Ni1000
Measuring range, temperature	-30...130 °C
Measurement accuracy	At -30...130 °C: ±1.3 K
Time constant	With protection pocket: 30 s
Immersion length	100 mm
Material, immersion pocket	Stainless steel
Connection, electrical	Screw terminals
Type of fixing	Protection pocket G½"
PN class	PN 10
Degree of protection	IP42
Dimensions (W x H x D)	80 x 60 x 31 mm

> For more information

Share this Page: > > > >

#### Download center

Get data sheets, manuals, brochures and more at our download center.

> Downloads

#### For more information

> HIT online product catalog

#### I-Mall webshop

Choose your country

- > I-Mall webshop Australia
- > I-Mall webshop Austria
- > I-Mall webshop China
- > I-Mall webshop Denmark
- > I-Mall webshop Germany
- > I-Mall webshop Finland
- > I-Mall webshop Italy
- > I-Mall webshop New Zealand
- > I-Mall webshop Netherlands
- > I-Mall webshop Norway
- > I-Mall webshop Russia
- > I-Mall webshop Sweden
- > I-Mall webshop Switzerland
- > I-Mall webshop Spain

#### Datasheet

## Ek C. (devam)

### PLAKALI ISI EŞANJÖRÜ

#### Teknik Özellikler

Müşteri	: DEMEKS MÜH.LTD.ŞTİ.	Date	: 04.12.2015
Model	: T20-MFG		
Proje	: ASIA BEACH OTEL		
Ünite	: 2200 KW DENİZ SUYU EŞANJÖRÜ		

		<u>Sıcak Akışkan</u>	<u>Soğuk Akışkan</u>
Akışkan		Water	Water
Yoğunluk	kg/m <sup>3</sup>	992.5	993.9
Ozgül Isı Kapasitesi	kJ/(kg*K)	4.18	4.18
Isıl İletkenlik	W/(m*K)	0.625	0.619
Viskosite giriş	cP	0.680	0.736
Viskosite çıkış	cP	0.752	0.818
Hacimsel Debi	m <sup>3</sup> /h	382.3	380.9
Giriş Sıcaklığı	°C	38.0	29.0
Çıkış Sıcaklığı	°C	33.0	34.0
Basınç Düşümü	kPa	29.2	29.3
Isı Transfer Kapasitesi	kW	2200	
L.M.T.D. Logaritmik Sıcaklık Farkı	K	4.0	
Isı Transfer Katsayısı (ideal şartlar)	W/(m <sup>2</sup> *K)	5541	
Isı Transfer Katsayısı (çalışma şartları)	W/(m <sup>2</sup> *K)	5541	
Isı Transfer Alanı	m <sup>2</sup>	99.5	
Kirlenme Direnç Faktörü * 10000	m <sup>2</sup> *K/W	0.0	
Ekstra Isı Transfer Alanı	%	0.0	
Akış Yönü		Ters Yönlü Akış	
Plaka Sayısı		119	
Efektif Plaka Sayısı		117	
Pas-Geçiş Sayısı		1	1
İlave Edilebilir Plaka Sayısı		43	
Plaka Malzemesi / Kalınlık		TITANIUM / 0.50 mm	
Conta Malzemesi		NBRP CLIP-ON	NBRP CLIP-ON
Bağlantı Malzemesi		Unlined	Unlined
Bağlantı Çapı	mm	200	200
Bağlantı Oryantasyonu		S1 -> S2	S4 <- S3
Basınçlı Kaplar Kodu		PED	
Dizayn Basıncı	bar	5.0	5.0
Test Basıncı	bar	7.2	7.2
Dizayn Sıcaklığı	°C	40.0	35.0
Toplam uzunluk x genişlik x yükseklik	mm	1835 x 780 x 2165	
Akışkan Hacmi	dm <sup>3</sup>	216.5	216.5
Net ağırlık, boş / işletme	kg	1920 / 2350	
Paketli Ağırlık ( SKID LYING )	kg	2050	
Hacim	m <sup>3</sup>	5.0	
uzunluk x genişlik x yükseklik	mm	2380 x 950 x 2225	

Performance is conditioned on the accuracy of customers data and customers ability to supply equipment and products in conformity therewith.

Data, specifications, and other kind of information of technological nature set out in this document and submitted by Alfa Laval to you (Proprietary Information) are intellectual property rights of Alfa Laval. The Proprietary Information shall remain the exclusive property of Alfa Laval and shall only be used for the purpose of evaluating Alfa Laval's quotation. The Proprietary Information may not, without the written consent of Alfa Laval, be used or copied, reproduced, transmitted or communicated or disclosed in any other way to a third party.