

**YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**ELEKTRİĞİN DEĞİŞKEN FİYATLI OLMASI  
DURUMUNDA SOĞU DEPOLAMANIN  
EKONOMİKLİĞİNİN ARAŞTIRILMASI**

Mühendis Serkan AKYÜZ

**FBE Makina Mühendisliği Anabilim Dalı Isı Proses Programında  
Hazırlanan**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ**

**Tez Danışmanı : Prof. Dr. Durriye BİLGE**

**İSTANBUL, 2008**

## İÇİNDEKİLER

SİMGE LİSTESİ .....	iv
KISALTMA LİSTESİ .....	v
ŞEKİL LİSTESİ .....	vi
ÖNSÖZ .....	viii
ÖZET .....	ix
ABSTRACT .....	x
1. GİRİŞ .....	1
1.1 Yapılan Çalışmalar .....	2
1.2 Ülkemizde Yapılan Çalışmalar .....	3
2. TÜRKİYE ELEKTRİK İLETİM ANANONİM ŞİRKETİ' NİN ELEKTRİK TARİFELERİ .....	5
3. SOĞUTMA SİSTEMLERİ .....	7
3.1 Soğutma Yöntemleri .....	9
3.2 Soğutma Sistemi Elemanları .....	10
3.2.1 Soğutma Kompresörleri .....	10
3.2.1.1 Pistonlu Kompresörler .....	11
3.2.1.2 Paletli Dönel Kompresörler .....	12
3.2.1.3 Helisel Tip(Vidalı) Dönel Kompresörler .....	12
3.2.1.4 Santrifüj Kompresörler .....	13
3.2.2 Kondenserler (Yoğuşturucu) .....	15
3.2.2.1 Su Soğutmalı Kondenserler .....	16
3.2.2.2 Hava Soğutmalı Kondenserler .....	17
3.2.2.2.1 Adyabatik Su Spreyleme Sistemi (ECOMESH sistemi) .....	19
3.2.2.3 Evaporatif Kondenserler .....	22
3.2.3 Evaporatörler .....	23
3.2.3.1 Hava Soğutucu Evaporatörler .....	24
3.2.3.2 Sıvı Soğutucu Evaporatörler .....	26
3.2.3.3 Katı Soğutucu Evaporatörler .....	26
3.2.4 Genleşme Elemanları .....	26
3.2.5 Kurutucu ve Süzgeç (Drayer ve Süzgeç) .....	26
3.2.6 Manometre .....	27
3.2.7 Termometre .....	27
3.2.8 Soğutma Sistemlerinde Kullanılan Diğer Elemanlar .....	27
3.3 Soğutucu Akışkanlar .....	27
3.3.1 Soğutucu Akışkan Çeşitleri .....	29

4.	SOĞU DEPOLAMALI SOĞUTMA SİSTEMLERİ .....	36
4.1	Soğu Depolamalı Soğutma Sistemlerinin Avantajları .....	37
4.2	İşletme Yöntemlerine Göre Soğu Depolama Sistemleri .....	37
4.2.1	Tam Depolama .....	37
4.2.2	Kısmi Depolama .....	37
4.3	Depolayıcılar .....	37
5.	UYGULAMA .....	39
5.1	Giriş .....	39
5.2	Bina Özellikleri ve Dizayn Şartları .....	40
5.3	Bina Soğutma Yüğü Hesabı .....	40
5.4	Soğutma Sisteminin Tasarımı .....	43
5.5	Ekipman Kapasitelerinin Belirlenmesi .....	46
5.5.1	1.Kısım; Su Deposunun Özellikleri .....	47
5.5.2	1.Kısım; Evaporatör Kapasitesinin Belirlenmesi .....	52
5.5.3	1.Kısım; Kompresör Kapasitesinin Belirlenmesi .....	55
5.5.4	1.Kısım; Kondenser Kapasitesinin Belirlenmesi .....	56
5.5.5	1.Kısım; P1-A Pompa Kapasitesinin Belirlenmesi .....	56
5.5.6	2.Kısım; Chiller Kapasitesinin Belirlenmesi .....	58
5.5.7	2.Kısım; Pompa Kapasitelerinin Belirlenmesi .....	59
5.6	Ekipman Kapasitelerinin Standart Değerlere Getirilmesi .....	60
5.6.1	Pompaların Standart Değerlere Getirilmesi .....	60
6.	SİSTEM EKONOMİKLİĞİNİN ANALİZİ .....	63
6.1	Elektrik Maliyeti .....	63
6.2	Su Deposunun Sistem Dışı Olduğı Durumlar İçin Elektrik Maliyeti .....	63
6.3	İki Sistem Günlük Elektrik Maliyeti Açısından Karşılaştırılması .....	66
6.4	Yatırım Maliyetlerinin Karşılaştırılması .....	66
7.	SONUÇLAR ve ÖNERİLER .....	68
EKLER	.....	72
Ek 1	Sistem Şeması .....	73
Ek 2	Su Deposundaki Evaporatörlerin Yerleşimi ve Depo Chiller Bağlantısı .....	74
ÖZGEÇMİŞ	.....	75

## SİMGE LİSTESİ

$A$	Bina kullanım alanı
$A, B$	Yıllık elektrik masrafları
$C$	Özgül ısı
$COP$	Performans katsayısı
$D, C$	Saatlik elektrik masrafları
$g$	yerçekimi ivmesi
$h$	Entalpi
$H$	Pompa basıncı
$i$	yıllık faiz oranı
$I$	İşletim maliyeti kazancı
$m$	kütle
$n$	ekonomik ömür
$P$	Pompanın güç
$T$	Sıcaklık
$V$	Hacim
$W$	İş
$q$	Birim alan soğutma yükü
$Q_T$	Toplam soğutma yükü
$\Delta T$	Sıcaklık farkı
$\Delta E$	İç enerji Değişimi
$\eta$	Verim
$\dot{m}$	Kütlesel debi
$\dot{V}$	Hacimsel debi
$\rho$	Akışkanın yoğunluğu
$\alpha$	Pompa emniyet katsayıları

## **KISALTMA LİSTESİ**

ASHRE	American Society of Heating, Refrigerating and Airconditioning Engineers
AYEDAŞ	Anadolu Yakası Elektrik Dağıtım Anonim Şirketi
EMO	Elektrik Mühendisleri Odası
EPDK	Enerji Piyasası Denetleme ve Düzenleme Kurumu
MMO	Makina Mühendisleri Odası
NFPA	National Fire Protection Association
TTMD	Türk Tesisat Mühendisleri Derneği
TEDAŞ	Türkiye Elektrik Dağıtım Anonim Şirketi
TEİAŞ	Türkiye Elektrik İletim Anonim Şirketi

## ŞEKİL LİSTESİ

	Sayfa
Şekil 3.1	Kompresörleri sınıflandırması ..... 11
Şekil 3.2	Pistonlu kompresör ..... 12
Şekil 3.3	Vidalı kompresör ..... 13
Şekil 3.4	Su soğutmalı kondenser ..... 16
Şekil 3.5	Hava soğutmalı kondenser ..... 18
Şekil 3.6	ECOMESH yöntemiyle psikometrik diyagram üzerindeki değişimler ..... 20
Şekil 3.7	Çeşitli soğutma cihazları için nozullardan adyabatik su spreyleme sisteminin... 21
Şekil 3.8	Evaporatif soğutmalı kondenser sistemi ..... 23
Şekil 5.1	Sistem çalışma konsept şeması ..... 45
Şekil 5.2	Tipik Soğutma çevrimi ..... 46
Şekil 5.3	Soğutma çevrimi, şematik basınç-entalpi (lnP-h) ve sıcaklık-entropi (T-S) grafikleri..... 46
Şekil 5.4	Su deposu şematik gösterimi ..... 48
Şekil 5.5	Su deposunun termodinamik modellenmesi ..... 49

## ÇİZELGE LİSTESİ

	Sayfa
Çizelge 2.1	2008 AYEDAŞ tarafından tüketicilere verilen elektrik birim fiyatları ..... 6
Çizelge 3.1	Soğutucu Akışkanların kimyasal formülleri ..... 30
Çizelge 3.2	Karışım ile elde edilmiş başlıca soğutucu maddeler ..... 31
Çizelge 5.1	Isı yükü, zaman arasındaki ilişki; gün içerisinde saatlik soğutma ihtiyacı (saat 19.00 pik yük saatidir). ..... 41
Çizelge 5.2	Isı yükü-zaman arasındaki ilişki; gün içerisinde saatlik soğutma ihtiyacı ve oranı (koyu renkli hücre saat 19.00 için pik yük saatidir). ..... 42
Çizelge 5.3	Depo üzerindeki ısı giriş-çıkışları, iç enerji ve depo sıcaklık değişimi. (“-“ işareti olan hücreler o ekipmanın çalışmadığını göstermektedir.) ..... 51
Çizelge 5.4	Gün içerisinde saatlik depo suyu sıcaklık değişimi. .... 52
Çizelge 5.5	Çekilen ısıya göre su deposunun soğuma zamanları ..... 54
Çizelge 5.6	Çekilen ısıya göre su deposunun soğuma zamanları ..... 59
Çizelge 5.7	Pompa emniyet katsayıları ..... 61
Çizelge 5.8	Pompa standart motor güçleri ..... 61
Çizelge 5.9	Pompa gruplarının standart motor güçleri ..... 62
Çizelge 6.1	Sistem elemanlarının saatlik elektrik maliyeti (Koyu olan hücreler o elemanın çalışmadığını göstermektedir)..... 64
Çizelge 6.2	Deponun olmaması durumunda sistem elemanlarının saatlik elektrik maliyeti65
Çizelge 6.3	Deponun olması (1.Durum) ve olmaması (2.Durum) için sistemin 24 saatlik ve senelik YTL ve EURO cinsinde elektrik maliyeti ..... 66
Çizelge 6.4	İlk yatırım maliyeti 1. Durum ..... 67
Çizelge 6.5	İlk yatırım maliyeti 2. Durum ..... 67

## **ÖNSÖZ**

Enerji ve ekonomik olguların tartışıldığı, bu doğrultuda sayısal bir uygulamayla sosyal paydaşlar olan işletmeci, devlet ve tedarikçilerin karşılıklı memnuniyetlerin anlatıldığı bu çalışmada desteklerini sürdüren değerli tez danışmanım Prof. Dr. Durriye Bilge Hanım'a, SODEX 2008 fuarında stant açmış olan ve çalışmama bilgi birikimleriyle katkıda bulunan başta CIAT Türkiye, Isısan, ITT Pompa, Grundfos Türkiye, Wilo Türkiye, Friterm, Akdeniz Soğutma, Airfel ve adını sayamadığım diğer sektörümüzün tedarikçilerine teşekkür ederim. Son olarak da en çok istediğim desteği veren AKYÜZ ailesine sonsuz teşekkürlerimi sunarım.

Mayıs 2008



## ÖZET

### ELEKTRİĞİN DEĞİŞKEN FİYATLI OLMASI DURUMUNDA SOĞU DEPOLAMANIN EKONOMİKLİĞİNİN ARAŞTIRILMASI

Serkan Akyüz  
Makina Mühendisliği, Yüksek Lisans Tezi

Su soğutma sistemlerinin kapasiteleri, kullanım alanının işleyiş olarak tam dolu ve dış hava sıcaklığının maksimum olduğu saatlerin optimize edilmesiyle ortaya çıkan pik yükü karşılayacak şekilde tasarlanmaktadır. Soğutma grupları bu pik yük periyotları dışında ise düşük kapasitelerde çalışacak ve gereksiz yere ilk yatırım maliyetini yüksek tutacak dolayısıyla verimin düşmesine neden olacaktır. Gereksiz yere büyük kapasiteli cihaz kullanmak yerine soğu depolama sistemi kullanılabiliriz. Bu bağlamda işletmenin yükü, diğer saatlerde soğutma grubunun çalıştırılarak soğutulan bir depodan kısmi olarak faydalanmak suretiyle soğutma grubunun daha küçük kapasiteli olmasını sağlayabiliriz.

Diğer taraftan son yasal düzenlemelerle birlikte günün belli zaman dilimlerinde yaşanan elektrik kullanma yoğunluğunun artması nedeniyle değişik elektrik fiyatlandırılmasına gidilmiştir. Bu şekilde şebeke üzerindeki aşırı yüklemeye asgariye indirilmiş ve günün diğer periyotlarına yayılmıştır. Değişken elektrik tarifeleri için ekonomik olan zaman diliminde soğutma sistemi bir depoda ısıyı depolayacak şekilde çalıştırılabilir ve ilk yatırım, işletme, bakım maliyetleri düşük tutulabilir. Bu çalışma da böyle bir sistemin uygulamalı olarak sayısal ve ekonomik analizleri verilmiştir.

**Anahtar kelimeler;** Soğutma sistemleri, Soğu depolama, Yatırım/İşletim maliyeti.

#### J JÜRİ:

1. Prof. Dr., Durriye Bilge
2. Prof. Dr., Galip Temir
3. Prof. Dr., Mesut Özgürler

Kabul tarihi: 26.06.2008  
Sayfa Sayısı: 75

## ABSTRACT

### ECONOMIC RESEARCHING OF COOLING STORAGE IN VARIABLE ELECTRICAL PRICE

Serkan AKYÜZ

Mechanical Engineering, M.S. Thesis

Chiller system's capacities are calculated to maximum cooling load that optimized with maximum temperature and operation hour in buildings areas. They will be worked out of peak load times and increase first investments so it causes down the output. In solution to these problems, we can use cool storage systems. In this context we can run the Chiller in other times and than use this cooling energy in operations times therefore chiller capacity is less than before.

On the other hand electrical price is changed with last legal arrangements that three times as different price for blocking peak load in electrical trafo and cables. So we can run up the Chiller in economical times for cooling the storage. In this theses, there is a search in concordance with above text doing numerical and economical analysis.

**Keywords:** Cooling systems, Cooling storage, Investment/Running cost.

J JÜRİ:

1. Prof. Dr., Durriye Bilge
2. Prof. Dr., Galip Temir
3. Prof. Dr., Mesut Özgürler

Kabul tarihi: 26.06.2008  
Sayfa Sayısı: 75

## 1. GİRİŞ

21. Yüzyıla girerken, Türkiye’de artan nüfus ve sanayileşmeden kaynaklanan enerji gereksinimi ülkemizin kısıtlı kaynaklarıyla karşılanamamakta, enerji üretimi ve tüketimi arasındaki açık hızla büyümektedir. Bu enerji açığının dış kaynaklarla kapatılabilmesi ülke ekonomisine büyük yük getirmektedir. Bu durum enerji güvenilirliği açısından da kaygılar oluşturmakta ve kendi öz kaynaklarımızdan daha etkin biçimde yararlanmak önem kazanmaktadır. Çevre üzerindeki olumsuz etkileri bilinen fosil yakıtların tüketiminin, çevre konusundaki uluslararası taahhütler nedeni ile azaltılması da beklenmektedir. Fosil yakıtların dışında, kendi öz kaynaklarımızdan olan yenilenebilir enerji kaynaklarının yanı sıra toprak, yüzey ve yeraltı suları ile havada doğal olarak bulunan ısıl enerji, ayrıca sanayideki atık ısı değerlendirilmelidir. Bu tür kaynakların elde olunması ve kullanımı arasındaki zaman farkı depolama ile kapatılabilmektedir.

Isı enerjisi yeraltında geniş bir hacimde, uzun süreli (mevsimlik) ve kısa süreli (haftalık, günlük) depolanabilir. Bu kapsamda yeraltında ısı enerjisi depolaması ısıtma amaçlı depolama, soğutma amaçlı depolama, hem ısıtma ve hem de soğutma amaçlı depolama olarak ayırt edilmektedir. Söz konusu teknoloji den ülkemizde de yararlanılmalıdır.

Depolama süreleri için, ısı enerjisinin yeraltında mevsimlik depolanması üç ayı aşkın süreyi kapsamaktadır. Kısa süreli depolama ise bir haftadan az ve günlük bir zaman içindedir. Mevsimlik depolamada, güneş enerjisi, iklimden kaynaklanan doğal ısıl enerji (yüksek sıcaklıklı ve soğuk kökenli alçak sıcaklıklı) ve herhangi bir işlem den atılan atık ısı depolanabilmektedir. Kısa süreli depolamada ise kullanılan kaynaklar, güneş enerjisi, çok tarifeli elektrik sisteminde puant yük dışında ucuz tarifeli elektrikle kazanılan ısı ve sanayi atık ısısı olmaktadır. Isıtma amaçlı ısıl depolama, fosil yakıt yakımı ile sağlanacak ısıdan tasarruf oluşturduğundan, yanma emisyonlarının ortaya koyacağı kirliliği önleme avantajı da taşımaktadır. Böylece CO<sub>2</sub>, SO<sub>2</sub> ve NO<sub>2</sub> emisyonlarının sınırlandırılmasına katkıda bulunur. Soğutma amaçlı ısıl depolama ise, elektrik enerjisinden sağlanan tasarrufun yanı sıra ozon tabakasına zarar veren kloroflorokarbon gazlarının kullanımının sınırlandırılmasına da katkıda bulunur.

Özellikle Dünya’ da 1970’li yıllardan beri yeraltında ısı depolama çalışmaları sürdürülmektedir. Bu çalışmalar, üç yılda bir düzenlenen ve yedincisi 1997’de Japonya’da yapılan Uluslararası Isıl Enerji Depolama Konferanslarına sunulmaktadır. Yeraltında ısı depolama teknikleri üç grupta ele alınmaktadır;

- Tank, çukur ve kaya oyuklarında depolama
- Akiferde (doğal yeraltı suyu havzası) depolama
- Kanallarda depolama

Yeraltında tank, çukur ve kaya oyuklarında güneş enerjisi ve/veya sanayideki atık ısılar depolanabilir. Bu amaçla su veya su-antifriz karışımının duyulur ısı kapasitesinden yararlanılır. Depodan kaçakları önlemek için iyi bir yalıtım gerekmektedir. Bu ise maliyeti artırıp, sistem ekonomisini olumsuz etkilemektedir.

Akiferde ısı enerjinin depolanması prensip olarak çok basittir. Soğuk depolamada, yeraltı suyu açılan depodan kışın çekilip soğutulur ve tekrar kuyuya geri verilir. Soğutma için dış ortamın soğukluğundan, yüzey buz ve sularından yararlanılır. Bu amaçla ısı eşanjörleri de kullanılmaktadır. Yazın soğutma gereksinimi olduğunda, yeraltındaki soğuk su çekilerek kullanılır. Bu kullanım yine ısı eşanjörü yardımıyla ve soğutma sisteminden ısı aktarımıyla gerçekleştirilir. Hem soğutma ve hem de ısıtma amaçlı sistemlerde, kullanım sonucu ısınan yeraltı suyu akiferde başka bir kuyu aracılığıyla tekrar depolanabilir. Bu yöntemde biri sıcak ve diğeri soğuk olmak üzere aralarında etkileşim bulunmayacak uzaklıkta iki kuyuya gereksinim vardır. Akiferde yüksek sıcaklıklı ısı enerjinin depolanması, yine çekilen suyun ısıtılıp geri gönderilmesiyle gerçekleştirilir.

Yeraltı suyu bulunmayan yerlerde, yeraltına düşey olarak yerleştirilen, birbiri ile bağlantılı özel kanallar kullanılır. Bu yöntemde kanallarda ısı enerjisi depolama denilmektedir. Bu kanallar, akışkan ile toprak arasında ısı aktarımını sağlayan yeraltı ısı eşanjörleri görevini yaparlar. Bu teknikte hem ısıtma ve hem de soğutma amaçlı depolama yapılabilmektedir.

### **1.1 Yapılan Çalışmalar**

Yeraltında ısı enerjisi depolama tekniklerinden kanallarda ve akiferde depolama, Avrupa, Kuzey Amerika, Japonya ve Çin'deki birçok uygulama ile ekonomik ve ticari olarak kendini kanıtlamıştır. Hollanda'da 1980 yılından bu yana yapılan 40 adet akiferde depolama projesinin %80'i konut sektöründe (hastaneler ve alışveriş merkezleri dahil), kalanı da sanayide uygulanmıştır. İsveç'te yapılan akiferde depolamaya ilişkin 23 projeden elde olunan sonuçlara göre, soğutma amaçlı depolamada %90-95, hem ısıtma ve hem de soğutma amaçlı depolamada %80-85, yalnızca ısıtma amaçlı depolamada %60-75 enerji tasarrufu sağlanmıştır. Kanal depolama ise daha çok Amerika Birleşik Devletleri, Almanya ve İsveç'te uygulanmaktadır. Japonya ve İsveç'te yeraltında depolanmış ısı, kış aylarında yolların buzlanmasını önlemek için kullanılmaktadır. Belçika, komşusu Hollanda'nın da desteği ile akiferde ısı depolama teknolojisini enerji pazarına hızla sokmuştur. Hollanda, bu amaçla bir özendirme yasası da çıkarmıştır.

Dünyadaki en büyük kanal depolama sistemi ABD’de New Jersey Richard Stockton College’de yapılmıştır. Burada her biri 130 m derinliğinde 400 adet kanal bulunmaktadır. Bu sistemin toplam soğutma kapasitesi 5,6 MW’dır. Burada sağlanan enerji tasarrufunun karşılığı olarak emisyonlardaki yıllık azalma, CO<sub>2</sub> için 459, SO<sub>2</sub> için 3395 ve NO<sub>2</sub> için 186 otomobilin yarattığı emisyonu eşdeğerdir. ABD Başkanı Bili Clinton 6 Ekim 1997 günü Amerikan Kongresinde iklim değişikliği konusunda yaptığı konuşmada, ABD’de kanal depolama sistemleriyle konutlarda geleneksel sistemlerden daha ucuza ve hem de sera etkisi yaratan gazları %40 azaltarak ısıtma ve soğutmanın yapılabileceğini söylemiştir.

## 1.2 Ülkemizde Yapılan Çalışmalar

Türkiye’de yeraltında ısı depolama potansiyelini belirleme çalışmaları sürdürülmektedir. Türkiye’de yeraltında ısıl enerjinin depolanabileceği alanlara ilişkin bir harita çalışması da yapılmış bulunmaktadır. Ülkemizde enerji tüketiminde ilk iki sırayı paylaşan yapı ve sanayi sektöründe yeraltında ısıl enerjinin depolanmasına uygun alanların çok geniş olduğu tahmin edilmektedir. Bu teknolojinin, özellikle güney illerimizde seracılık tarımının en önemli enerji girdisi olan ısı enerjisi için de kullanılması planlanmaktadır. Ayrıca, yaygınlaştırılacak uygulamalarla büyük binalarda ısıtma ve iklimlendirmede bu teknolojiye yararlanılması, klasik enerji kaynaklarından tasarruf sağlayacaktır.

Türkiye’de bu konudaki ilk çalışmalar Çukurova Üniversitesi Fen Edebiyat Fakültesi Kimya Bölümü’nde başlatılmıştır. 1995 yılında, Uluslararası Enerji Ajansı ile Türkiye adına Çukurova Üniversitesi Rektörlüğü “Enerji Depolamasıyla Enerji Tasarrufunun Araştırılması” Uygulama Anlaşması’nı imzalamıştır. Bu anlaşma kapsamında Annex 8 “Yeraltında Isıl Enerji depolama Sistemlerinin Uygulamaları” konusunda, ABD, Almanya, Belçika, Hollanda, İsveç, Kanada ve Japonya’dan uzmanlarla birlikte çalışmalar yapılmaktadır

Uluslararası Enerji Ajansı ile Türkiye adına Çukurova Üniversitesinin imzaladığı “Enerji Depolanmasıyla Enerji Tasarrufunun Artırılması” Uygulama Anlaşması kapsamında Çukurova Üniversitesinde, yeraltında ısıl enerjinin depolanması ve faz değiştiren maddelerde depolama çalışmaları yürütülmektedir

Türkiye’de akiferde ısı depolaması konusundaki ilk çalışma da yine Çukurova Üniversitesi Tıp Fakültesi Balcalı Hastanesi’nin ısıtma ve soğutması için yapılmaktadır. Diğer üniversitelerimizde konuya el atılmış değildir. Bu konuda henüz eğitim de verilmemektedir

Yeni ve yenilenebilir enerjilerle ilgili çıkarılması gereken yasal mevzuat kapsamında, ısıl enerji depolaması konusuna da yer verilmesi zorunluluğu vardır. Uygulamalarda bazı mevzuat sorunları ile karşılaşılacağı beklenmelidir. Uygulamalar mali açıdan, yasal

mevzuattan dayanak alacak sübvansiyonlarla desteklenmelidir. Bu kapsamda gerek sistem kurucularına ve gerekse bu tür sistem kullanıcılarına verilecek teşvikler de gündeme gelmelidir.

Yine çeşitli mahallerden gördüğümüz üzere depolama yöntemlerinden biri olan günlük depolama sistemleri özellikle puant yük dışında soğu ısı depolama sistemleri verimlerinin ve sisteme getirdiği diğer avantajlardan dolayı önem kazanmıştır. Başaran ve Erek (2001) yaptıkları bir sistemle ekonomik elektrik fiyatlarını içeren zaman dilimlerinde ısıyı depoda faz değişimi yaparak depolamış bunu pik ve elektrik fiyatının fazla olduğu zamanlarda kullanarak bir süt tesisinin ihtiyacını karşılamıştır. Kullanılan depo yukarılardaki örneklerde olduğu gibi devasal değil küçük boyutta olmasına rağmen istenilen ısıyı vermiştir. Öztürk (1998) yaptığı teorik çalışmayla ısı depolamanın önemini ve ülke ekonomisine işletmecilerin ekonomilerine ne derece katkı yapacağını ispatlamıştır.

## 2. TÜRKİYE ELEKTRİK İLETİM ANONİM ŞİRKETİ' NİN ELEKTRİK TARİFELERİ

Yukarıdaki depolama sistemlerinin kullanılabilir derecede olması elbette sistem maliyetini izin verdiği sınırlardadır. Depolama sistemleri çok fazla yer kaplamaları arazi ihtiyacını, bakım ihtiyacını.. gibi parametreleri getirip maliyet artırımını yapsa da, Eelktrik dağıtımını firmaları açısından, elektriğin yoğun kullanıma periyodunu düşürmekte ve şebeke hatları üzerindeki aşırı güç çekimini sönmölemektedir.

Yasal düzenlemelerle Enerji Bakanlığının, EPDK (Enerji Piyasası Denetleme ve Düzenleme Kurumu)'nın, 1997 tarihinde 4628 nolu Elektrik Piyasası Kanunu'na göre belirlediği değişken tarifeli elektrik birim fiyatları Danıştay onayından geçmesiyle, TEİAŞ (Türkiye Elektrik İletim Anonim Şirketi), TEDAŞ (Türkiye Elektrik İletim Anonim Şirketi) şirketleri özel sektöre 3 farklı fiyatta elektrik satamaya başladı. Bu şekilde şebeke üzerindeki yük yığılmaları asgariye indirilmiş oldu. Trafolarda meydana gelen arızalar ve iletim hatlarındaki kayıplarda düşürüldü. Bakanlık bu düzenlemeye ilgi gösterilmesi için yeni jenerasyon elektrik sayaçlarını fon yardımıyla desteklemiştir. Fakat daha sonraki yıllarda bu fon kaldırılmıştır (1999). Sayaç üreticileri de arza üretimle cevap vermiştir. Bu sayaçlar yeni tarifelere uyum sağlayacak şekilde ve eski tek tarifeli sistemi de tanıyacak sayaçlar üretmişlerdir.

Çizelge 2.1'de 2008 yılı için özetlenmiş elektrik birim fiyatları görülebilir. Bu çizelgede görülebileceği gibi zaman dilimlerine göre fiyatların değişken olması yanında elektriğin kullanan tüzel veya özel kişilerin ne amaçla kullandığına göre de fiyatlarda esneklik vardır. iki tip tarife vardır. Birincisi tek zamanlı tarifiedir. Bu tarife kullanıcılara gün her saati eşit fiyattan elektriği vermektedir. İkinci tarife ise değişken tarifeli olandır. Bu tarife sisteminde gece, gündüz, akşam olmak üzere 3 devir vardır. gece tarifesi en ekonomik olan tarifiedir. Gündüz ise gecenin yaklaşık 2 katı akşam ise tarifesi ise gecenin 3 katından fazladır. Bu tüm tüzel ve özel kullanıcılar için geçerlidir. Fakat sanayide henüz bu sitsem oturmamıştır. Projenin özet kısmında bahsedildiği gibi uygulama yapılan yer bir alış veriş merkezi ve hacimler ticarethane kısmına girmektedir. Çizelge2.1' den daha sonra projede kullanabileceğimiz elektrik birim fiyatları vardır.

Çizelge 2.1 2008 AYEDAŞ tarafından tüketicilere verilen elektrik birim fiyatları (Ykr) (KAYNAK: AYEDAŞ)

<b>Diğer Tüm Dağıtım Sistemi Kullanıcıları</b>	<b>Perakende Tek Zamanlı</b>	<b>Perakende Gündüz</b>	<b>Perakende Puant</b>	<b>Perakende Gece</b>
<b>Çift Terimli Tarife</b>				
Sanayi Güç Bedeli				
Sanayi KWh	8,736	8,677	15,431	3,82
<b>Tek Terimli Tarife</b>				
Sanayi				
Orta Gerilim	9,857	9,798	16,552	4,941
Alçak Gerilim	9,968	9,909	16,662	5,051
<b>Ticarethane ve Diğer</b>				
Ticarethane	12,423	11,587	18,341	6,73
Diğer 1	9,517	8,682	15,436	3,825
Diğer 2	9,886	9,051	15,805	4,194
<b>Mesken</b>	10,244	9,512	16,266	4,655
Şehit Aileleri ve Muharip Malul Gaziler	5,633			
K.Ö.İ. Mesken	9,293	8,56	15,314	3,703
Tarımsal Sulama	8,961	8,432	15,186	3,575
<b>Aydınlatma</b>	9,654			



### 3. SOĞUTMA SİSTEMLERİ

Bir maddenin veya ortamın sıcaklığını onu çevreleyen hacim sıcaklığının altına indirmek ve orada muhafaza etmek üzere ısının alınması işlemine soğutma denilebilir. En basit ve eski soğutma şekli, soğuk yörelerde tabiatın meydana getirdiği buzları muhafaza edip bunları sıcak veya ısısı alınmak istenen yerlere koyarak soğutma sağlanmasıdır. Kışın meydana gelen kar ve buz muhafaza ederek sıcak mevsimlerde bunu soğutma maksatları için kullanma usulünün m.ö. 1000 yıllarından uygulanmakta olduğu bilinmektedir. Bu uygulamanın bugün dahi yurdumuzun bazı yörelerinde geçerli bir soğutma şekli olduğu görülmektedir. Diğer yandan, eski mısırlılardan beri geceleri açık gökyüzünü görecektarza yerleştirilen seramik testilerde suyun soğutulabileceği bilinmektedir. Bu soğutma şekli, gökyüzünün gece karanlıktaki sıcaklığının mutlak sıfır (-273)derece seviyesinde olmasından ve ışıma (Radyasyon) yolu ile ısının gökyüzüne iletilmesinden yararlanılarak sağlanmaktadır. Ticari maksatla ilk büyük buz satışı 1806 yılında Frederic Tudor tarafından ve Antil adalarına 130 tonluk bir buz hamulesini Favorite adlı tekneyle götürülmesi ile başlamıştır. Daha sonraları “buz kralı” adı ile tanınan bu şahıs, ilk macerasından 3500 dolar para kaybetmesine rağmen bu zararın tamamıyla depolama olanaklarının bulunmayışından meydana geldiğini, gerçekte ise buz işinde büyük kazançlar bulunduğunu görebilmiş ve buz ticaretine devam ederek 1850 yıllarında senede 150.000 ton’a ulaşan bir buz ticareti hacmi geliştirmiştir. 1864 de ise buz sattığı ülkeler arasında Antiller, İran, Hindistan, Güney Amerika ülkeleri bulunuyor ve gemilerinin uğradığı limanlarının sayısı 53’ü buluyordu. Tabiatın bahşettiği buz ile soğutma şeklinden 1880’lere kadar geniş ölçüde yararlanılmıştır. Buz ile elde edilen soğutma şeklinin gerek zaman ve gerekse bulunduğu yer bakımından çoğu kez pratik ve ucuz bir soğutma sağlayamayacağı bellidir. Bunun yerine mekanik araç ve cihazlarla soğutma sağlanması tercih edilir ki soğutma tekniği biliminde bu ikincisi ile ilgilenir. Mekanik soğutma ile ilgili bilinen ilk patent 1790 yılında İngiliz Thomas Harris ile John Long’a aittir. 1834 yılında da Amerikalı Jacop Perkins eter ile çalışan pistonlu bir soğutma makinesinin patentini almıştır. Bu makine, bir emme basma tulum baya benzer. Bir tıp doktoru olan John Gorrie (1803-1855) ilk defa, ticari gaye ile çalışan bir soğutma makinesi yapmış (1844-Apalachicola, Florida, ABD)ve “Klima –Soğutma-Ticari buz imali” konularının babası olarak tarihe,geçmiştir.

Uygulama alanında ilk defa 1860 yılında Dr. James Harrison (Avusturalya) üretim işlemi sırasında birayı soğutmak maksadıyla mekanik soğutmayı başarıyla kullanmıştır. Sistemde soğutucu akışkan olarak Sülfirik Eter kullanılmıştır. 1861 de Dr Alexander Kirk kömür ısısı ile çalışan ilk Absorpsiyonlu soğutma aygıtını gerçekleştirmiştir. Mekanik soğutma vasıtasıyla buz imalinin ticari sahaya girmesinin ise 1890 yıllarını bulmuştur. Klima

sahasında büyük çapta ilk uygulama 1904 yılında New York Ticaret Borsasına 450 ton/frigo'luk bir makina konularak gerçekleştirilmiştir. Konutlarda kullanılmak maksadıyla soğutucu (Buzdolabı) yaptı. Otomatik olarak çalışan buzdolapları 1918 de Kelvinatör Company tarafından imal edilmeye başlandı ve ilk sene 67 dolap satıldı. 1918-1920 yılları arasında toplam 200 dolap yapılarak satıldı.

Absorpsiyon prensibiyle çalışan otomatik bir buzdolabıda (Electrolux) 1927 yılında amerika'da satışa çıktı. Soğutma'nın tarifinden, bunun iki fiziksel değere, yani sıcaklık ve ısı değerlerine bağlı olduğu görülmektedir. Gerçekte bu iki değer birbirine yakinen bağlıdır. İzotermik ve Adyabatik işlemler ile kütle transferi dışında bu iki değer beraberce artıp azalır.

**ISI:** Maddelerin moleküllerinin devamlı hareket halinde olduğu ve bu hareket serbestisinin en çok gaz halindeki maddelerde, daha az şekilde sıvı haldekilerde ve en az katı haldeki maddelerde olduğu bilinir. Bu moleküler hareket ısının artmasıyla artar. Diğer bir deyişle ısı, moleküler bir harekettir. Katı bir maddeye ısı ilave edildiği sürece sıcaklığı artmaya sıvı hale dönmeye başlayıncaya kadar devam eder. Madde tamamen sıvı hale dönüşüncye kadar sıcaklık artmaz. Sıvı hale dönüşünce, ısı verilmeye devam edilirse sıcaklık gene artmaya devam eder ve buharlaşma devam eder ve buharlaşma başlayıncaya kadar sıcaklık artışı sürer. Buharlaşmanın başlamasından maddenin tamamen buhar haline dönüşmesine kadar sıcaklık artması yine durur.

Madde gaz halde iken verilen ısı ile sıcaklığın yükselmeye devam etmesi termodinamik şartlara bağlıdır. Isı enerjinin bir türüdür ve bugün mevcut ölçü cihazlarıyla direkt olarak ölçülmesi mümkün değildir. Isının ölçü birimi olarak soğutmacılıkta kilo kalori "Kcal" (+145 °C deki 1 kg suyun sıcaklığını 1 °C artırmak için ilave edilmesi gereken ısı miktarı) veya British Thermal Unit "BTU" (1 libre ağırlığındaki suyun sıcaklığını 1 derece Fahrenheit yükseltmek için ilave edilmesi gereken ısı) kullanılır. Son yıllarda Joule (J) ve Kilojoule (KJ) ısı birimi daha yaygın bir şekilde kullanılmaktadır.

**SICAKLIK:** Sıcaklık bağıl bir değerdir ve maddenin ısı sıklığını ifade eder. Genellikle bir referans noktasına göre, daha sıcak veya daha soğuk, şeklinde tarif edilir. Örneğin suyun atmosfer basıncı altındaki donma sıcaklığı 0 °C ve atmosfer basıncı altında kaynamaya başladığı sıcaklık 100 °C olarak alınır.

Maddenin sıcaklığı yalnız başına ısı miktarı belirtmez. Örneğin 1000 °C sıcaklıktaki 1 kg demir parçasındaki ısı 100 °C deki 20 kg demir parçasından daha azdır, fakat birincisi daha sıcaktır, yani ısı sıklığı daha fazladır. Sıcaklıklar, değişik pek çok ölçü aletleriyle

ölçülebilirler ki, bunlara genellikle Termometre adı verilir. Cıvalı ve alkollü termometreler en ucuz ve basit sıcaklık ölçü aletleridir ve oldukça hassas olanları (0,1 °C) mevcuttur.

**BASINÇ:** Buhar sıkıştırma çevrimleri halen mekanik soğutma en sık yararlanılan çevrimdir. Bu çevrim ise sistemde farklı basınç seviyelerinin meydana getirilmesi ile sağlandığından basınç kavramının ve basınçla ilgili fizik kanunlarının iyi bilinmesi gerekir. Basınç, birim yüzeye gelen ağırlık (kuvvet)dir, diye tarif edilebilir. Ağırlık veya kuvvet birimi Kilogram olarak ve birim yüzey metrekare alınırsa Basınç,  $\text{kg/m}^2$  olacaktır. Soğutma tekniğinde ise daha çok bir  $\text{cm}^2$ 'ye gelen kg miktarı kullanılır ve  $\text{kg/cm}^2$  olarak tamamlanır. Bu aynı zamanda Teknik Atmosfer (at) diye adlandırılır. Atmosfer basıncının altındaki basınçlar mutlak basınç şeklinde ifade edilebileceği gibi negatif manometre basıncı şeklinde de ifade edilmektedir ki bu ikincisi “Vakum” adı ile belirtilir; burada aslında kısmi vakum kastedilmektedir.

**ISINMA ISISI (özgül ısı):** Birim ağırlıktaki bir kütlenin sıcaklığının birim sıcaklık kadar artırılması için, ilavesi gereken ısı miktarı olup her değişik tür madde için farklı olduğu gibi aynı maddenin değişik konumları (Katı, Sıvı, Gaz) için farklıdır.

**GÜÇ:** Birim zamanda yapılan iş miktarını ifade eder.

Örneğin 1 beygir gücü (ps), saniyede 75 kg.m iş yapabilen bir güç'ü belirtir.

**ENTALPİ/ISI TUTUMU:** İzafi bir değer olup bir sıvı veya gaz kütlesinin birim ağırlığının termodinamik gücünü ifade eder ve iç enerji ile sıkıştırma veya akış enerjisinin toplamıdır.

### 3.1 Soğutma Yöntemleri

Literatürde ve uygulamada çok çeşitli soğutma yöntemleri vardır. Bunlara örnek olarak; Gaz destekli sıvı soğutma (Chiller, Water Chilli) sistemleri, Gaz ile soğutma sistemleri (DOD), Peltier (Termoelektrik Soğutucu) destekli soğutma sistemleri, Kuru-Buz (Dry-Ice) ile soğutma tekniği, Sıvı Azot (Liquid Nitrogen-LN2) ile soğutma tekniği, Absorbsiyonlu soğutma tekniği verilebilir. Bu sistemler kullanım alanı olarak kendilerine çeşitli yerler edinmişlerdir. Örneğin çoğunlukla olmak üzere, gaz destekli sıvı soğutma sistemleri konut, alış-veriş merkezi, plaza, otel gibi işletmelerde kullanılsa da, Gaz ile soğutma sistemleri soğuk şoklama odalarında, ürün muhafaza odalarında, Absorbsiyonlu soğutma sanayide kullanılmaktadır. Bunların uygulanabilirliği çevre, işletme büyüklüğü, yatırım/amortisman ilişkisi gibi değerlere bağlıdır. Bunlardan en çok kullanılanı elbette gaz destekli sıvı soğutma sistemleridir. Bu sistemlerin kolay ve diğerlerine göre ucuz olması bu yöntemin kullanılma oranını artırmaktadır. Uygulama kısmında da görülebileceği gibi sistem olarak yine bu sistem kullanılacaktır. Bu nedenle bu sistemin elemanları anlatılacaktır.

### 3.2 Soğutma Sistemi Elemanları

Bugün en sık rastlanan soğutma çevriminin buhar sıkıştırma çevrimi olduğu bilinmektedir. Buhar sıkıştırma çevriminde kullanılan cihaz ve ekipmanları öncelikle tanıyalım. Bir buhar sıkıştırma çevrimi beş ana kısımdan meydana gelmektedir.

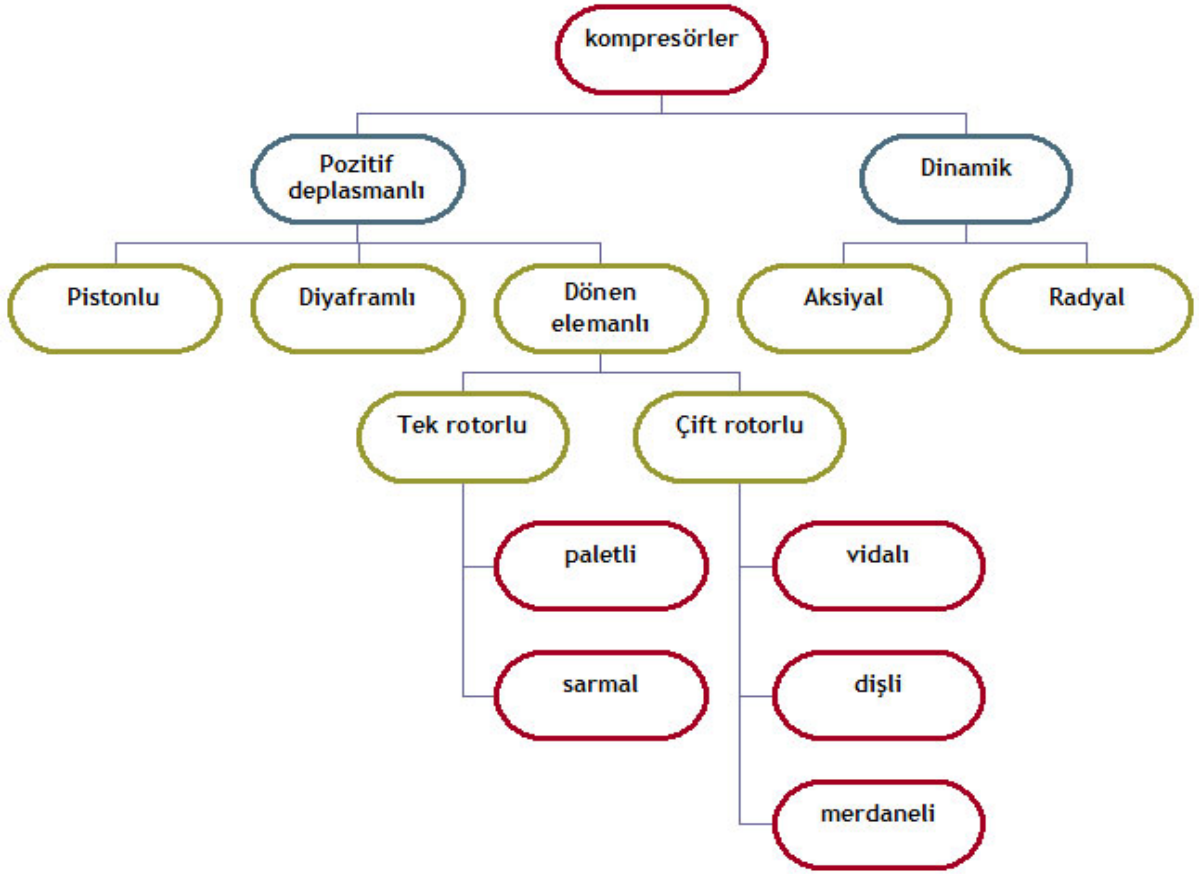
- Soğutma kompresörü (Buhar sıkıştırma aparatı)
  - Kondenser (Sıkıştırılan buharı yoğuşturucu)
  - Evaporatör (Buharlaştırıcı-Soğutucu)
  - Genişleme ekipmanları (Ekspansiyon valfleri, kılcal borular, seviye kontrol cihazları)
- Bunlara ek olarak yardımcı ve kontrol elemanları olarak Termometre, Manometre, Ayırıcı, Kontrol valfleri vardır.

#### 3.2.1 Soğutma Kompresörleri

Soğutma kompresörünün sistemdeki görevi Buharlaştırıcı-Soğutucu ısı ile yüklü soğutucu akışkanı buradan uzaklaştırmak ve böylece arkadan gelen ısı yüklenmemiş akışkana yer temin ederek akışın sürekliliğini sağlamak ve buhar haldeki soğutucu akışkanın basıncını kondenserdeki yoğuşma sıcaklığının karşıtı olan seviyeye çıkarmaktır. İdeal bir kompresörde şu genel ve kontrol karakteristikleri aranır.

- a) Sürekli bir kapasite kontrolü ve geniş bir yük değişimi-çalışma rejimine uyabilme.
- b) İlk kalkışta dönme momentinin mümkün olduğunca az olması.
- c) Verimlerin kısmi yüklerde de düşmemesi.
- d) Değişik çalışma şartlarında emniyet ve güvenilirliği muhafaza etmesi.
- e) Titreşim ve gürültü seviyelerinin kısmi ve tam yüklerde ve değişik şartlarda belirli seviyenin üstüne çıkmaması.
- f) Ömrünün uzun olması ve arızasız çalışması.
- g) Daha az bir güç harcayarak birim soğutma değerini sağlayabilmesi.
- h) Maliyetinin mümkün olduğu kadar düşük olması.

Fakat bu karakteristiklerin tümüne birden sahip olan bir kompresör yoktur denilebilir. Uygulamadaki şartlara göre yukarıdaki karakteristiklerden en fazlasını sağlayabilen kompresör seçimde tercih edilir. Genel yapıları itibariyle soğutma kompresörlerini aşağıdaki şekilde sınıflandırmak mümkündür.



Şekil 3.1 Kompresörleri sınıflandırması

Şimdi bu kompresörler içinden en çok kullanılanları inceleyelim.

### 3.2.1.1 Pistonlu Kompresörler

Bir silindir içerisinde gidip gelme hareketi yapan bir pistonla sıkıştırma işlemi yapan bir tip kompresörlerde tahrik motorunun dönme hareketi bir krank-byel sistemi ile doğrusal harekete çevrilir. Eski tip bazı çift etkili kompresörlerin yatık tip pistonlu buhar makinaları ile hareketlendirilmesinde hiç dönel hareket olmadan da çalışma durumlarına rastlamak mümkündür. Bugünkü pistonlu soğutma kompresörleri genellikle tek etkili, yüksek devirli ve çok sayıda silindirli makinalar olup açık tip veya hermetik tip motor-kompresör şeklinde dizayn ve imal edilmektedirler. Pistonlu kompresörlerin uygulanma şartları, birim soğutucu akışkan soğutma kapasitesine isabet eden silindir hacmi gereksinimi az olan ve fakat emiş/basma basınç farkı oldukça fazla olan refrijeranlar için uygun düşmektedir. Amonyak, R-12, R-22, R-502 bu refrijeranların en başta gelen türleridir. Açık tip pistonlu kompresörlerin bugünkü silindir tertip şekilleri genellikle düşey I,V ve w tertibinde 1 ila 16 silindirli ve tek etkili olup, yatık ve çift etkili kompresör dizaynı hemen tamamıyla terk edilmiştir. Tam kapalı-hermetik tip motor-kompresörlerde düşey eksenli krank mili ve motor ile yatay eksenli silindir tertibi çok sık uygulanmaktadır.



Şekil 3.2 Pistonlu kompresör ( MTCOM marka)

### 3.2.1.2 Paletli Dönel Kompresörler

Dönel kompresörler, pistonlu kompresörlerin gidip gelme hareketi yerine sıkıştırma işlemini yaparken dönel hareketi kullanırlar. Bu dönel hareketten yararlanma şekli ise değişik türden olabilir (tek ve çift dişli, tek paletli, çok paletli). Çift dişli prensibine göre çalışan ve çok sık rastlanan Helisel Vida tipi dönel kompresörler de vardır.

### 3.2.1.3 Helisel Tip(Vidalı) Dönel Kompresörler

Pozitif sıkıştırırmalı kompresörler genel grubuna giren bu kompresörlerin değişik konstrüksiyonu haiz birçok türüne rastlamak mümkündür. Soğutma uygulamalarında halen en çok rastlanan helisel tip dönel kompresörleri, bariz farklara sahip iki ana grupta toplamak mümkündür; (1)tek vidalı/helisli tip, (2)çift vidalı /helisli, dönel kompresörler. Ancak her iki tip kompresörün de çalışma prensibi ve konstrüktif yönden birçok müşterek yanları vardır. Örneğin, basınçla yağın püskürtülmesi suretiyle hem yağlama işleminin yapılması, hem sıkıştırma işlemi sırasında sızdırmazlığın sağlanması hem de meydana gelen ısının gövdeden alınıp uzaklaştırılması , her iki tür kompresörde de yerleşmiş bir uygulama şeklindedir. Keza oranları, kapasite kontrolü mekanizmaları ve ısı ekonomizeri tertipleri her iki tip kompresörde de benzer durumdadır.



Şekil 3.3 Vidalı kompresör ( BAUER marka)

#### 3.2.1.4 Santrifüj Kompresörler

Buhar sıkıştırma çevrimiyle soğutma işlemi yapan santrifüj kompresörlerin, pistonlu ve dönel paletli veya vida tipi kompresörlerden farkı pozitif sıkıştırma işlemi yerine santrifüj kuvvetlerden faydalanarak sıkıştırma işlemini yapmasıdır. Santrifüj kompresörlerde özgül hacmi yüksek olan akışkanların (daha geniş hacimlerin) kolayca hareket ettirmesi mümkün olduğu için sık sık büyük kapasiteli derin soğutma (-100C kadar) işlemlerinde uygulandığı görülür. Santrifüj kuvvetlerin büyüklüğü hızların karesi ile doğru orantılı olduğundan giriş-çıkış basıncı farklarının büyütülmesi devirin artırılması ile veya rotor çapının büyütülmesi ile veya kademe sayısı artırılarak sağlanabilir. Bu nedenle santrifüj makinalarda nadiren de olsa 90.000 d/d gibi çok yüksek rotor devirlerine rastlamak mümkündür. Bu yüksek devirlerin sağlanması için tahrik motoru ile kompresör mili arasına deviri yükseltici bir dişli kutusu konulur. Yüksek devirli buhar veya gaz türbinleri ile direkt akuple şekilde tahrik edilen santrifüj kompresörlere uygulamada rastlamak mümkündür.

Genel olarak tahrik gücü elektrik motorlarıyla sağlanır. İçten yanmalı motorlarla tahrik edilen santrifüj kompresörlere seyrek de olsa rastlanabilir. Uygulamadaki kapasite sınırları bugün 85 ila 10.000 Ton/Frigo arasında değişmektedir. Santrifüj kompresörlerde emiş ile basma tarafı arasındaki basınç farkının santrifüj kuvvetlerden yararlanılarak sağladığı yukarıda belirtmiştim. Bu basınç sağlanırken refrijerana önce bir hız (kinetik enerji) verilir ve sonra bu hız basınca (potansiyel enerji) dönüştürülür. Bu dönüştürme işlemleri sırasında mutlaka birçok kayıplar olacaktır ve basma tarafı basıncı daha da yükseldikçe bunlar daha da artacaktır. Bu nedenle, santrifüj kompresörlerde basma basıncının mümkün olduğu kadar emişten az bir farkla olması istenir. Buna rağmen uygulamada emiş-basma basınç farkı

değerleri 2 ila 30 arasında değişmekte ve her tür refrijeran ile santrifüj kompresör kullanılabilir. Fakat yukarıda izah edilen sebepten dolayı daha ziyade yoğunlaşma basıncı düşük olan refrijeranlar santrifüj kompresörler için uygun olmaktadır (R-11 ve R-113 gibi) ve bu şartlar ancak klima uygulamalarına cevap verebilmektedir. Bu nedenle santrifüj kompresörlere en çok klima sistemi uygulamalarında rastlanmasına şaşmamak gerekir. Derin soğutma uygulamalarında genellikle çok kademeli kompresör kullanılır ve 10 kademeye kadar yapılan santrifüj kompresörlere rastlamak mümkündür. Ayrıca santrifüj kompresörlerin paralel ve seri bağlantı tertibinde hatta ara kademelerden değişik sıcaklık uygulamaları için refrijeran bağlantısı yapılarak kullanıldığı zaman zaman görülmektedir. Santrifüj kompresörlerin kapasite kontrolü genellikle refrijeranı emişte kısmak suretiyle sağlanır. Bu maksatla emiş ağzına ayarlanabilir kanatlar konur. Kanatların ayarlanması pnömatik, elektrik veya hidrolik vasıtalarla yapılabilmektedir. Kapasite kontrolü maksadı için santrifüj kompresörlerde de rotor devrini değiştirme tarzı kullanılmaktadır. Az da olsa uygulanan diğer kapasite kontrol sistemleri; Difüzör (çıkış) kanatlarının açılarının ayarlanması, difüzör kanalının daraltılıp genişletilmesi, Rotorun (çark) geçiş kanallarının daraltılması ve bunların birkaçının beraberce uygulanmasıdır. Santrifüj kompresörlerin dizaynında çalışma kapasite sınırlarının ve devirlerinin gerek kritik devir sayısı yönünden ve gerekse şok dalgalanmasının başlaması yönünden çok iyi etüt edilmesi gerekir.

Kritik devir sayısının 0.8 ila 1.1 katı değerleri arasındaki devirlerde kati surette sürekli çalışmaya müsaade edilmez. Şok dalgalanmasının durumu ise, değişik devirlerdeki Debi/Basınç koordinatları üzerine inşa edilecek politropik verim ve Mach katsayısı eğrilerinin etüdü ile görülebilir. Buradan bulunacak şok dalgalanması zarfının altındaki değerlerde çalışma şok dalgalanması yapacaktır. Şok dalgalanması (surging) olayı varken refrijeran kompresör çıkışında sık sık bir ileriye bir geriye yönelir. (takriben 2 saniyede yön değiştirir). Bu olayın neticesinde aşırı gürültü, aşırı titreşim ve kompresörde aşırı ısınma meydana gelir ki devam etmesi halinde gerek sistem tarafı gerekse kompresör tarafı bundan zarar görebilir. Keza tahrik motoru da alternatif şekilde yüklenir ve yükü azalır ki bunun sonucu dönme hızı bir azalır bir artar. Surging olayının tespitinde bu durumun mevcudiyeti bir ipucu olabilir. Motorun çektiği akımın ölçülmesi de bu olayı teyit edecektir. Kompresördeki aşırı titreşimler ve gürültüler daima bir anormal çalışmaya ve arızanın yaklaştığına işaret olarak kabul edilmelidir. Santrifüj kompresörlerin rotorları (çark) açık tip veya örtülü tip şeklinde dizayn edilir ve dökme alüminyum, kaynaklı alüminyum, dökme çelik, kaynaklı çelik, perçinli çelik gibi malzemeden yapılır. Alüminyum, çeliğe nazaran daha yüksek bir dayanıklılık/ağırlık oranına sahiptir ve daha hafif rotor ile daha yüksek devirlerde çalışmasını mümkün kılar.



Çelik rotorlar ise 150C üzerindeki çalışma şartlarında üstünlük kazanır. Korosif refrijeran uygulamalarında paslanmaz çelik uygun bir çözüm getirmektedir. Santrifüj kompresörlerde de vida tiplerinde olduğu gibi aksenal ve radyal yükleri taşıyacak şekilde ayrı ayrı iyi bir yataklama gereklidir. Aksenal yükler burada daha da fazladır (Öztürk, (2003); Macintire ve Hutchinson, (1977))

### 3.2.2 Kondenserler (Yoğuşturucu)

Sistemde dolaşan soğutucu akışkanın evaporatörde buharlaşması için aldığı ısı ile kompresörde sıkıştırma işleminde ilave olunan ısının sistemden dışarı alınması için kondenserler kullanılır. Soğutma sisteminde refrijeranın evaporatörden aldığı ısı ile kompresördeki sıkıştırma işlemi sırasında ilave olunan ısının sistemden alınması kondenserde yapılır. Böylece, refrijeran sıvı hale gelerek basınçlandırılır ve tekrar geniştirilerek evaporatörden ısı alacak duruma getirilir.

Buhar ve gazların bir yüzeyde yoğuşması, yüzeyin vasıflarına (düzgünlüğü, parlaklığı, geometrik durumu, ıslanılabilirliği vs.) bağlı olarak “damla veya film teşekkülü” tarzlarında oluşur. Damla teşekkülü ile yoğuşma (dropwise condensation) durumunda çok daha yüksek (film teşekkülünden 4 – 8 defa daha fazla) ısı geçirgenlik kat sayıları sağlanabilmekte ve bu tercih edilmekte ise de uygulamada, refrijeran özellikleri ve kondenser imalatının ekonomik faktörlerle sınırlanmaları nedeni ile ancak film tarzı yoğuşma ve az ölçüde de damla teşekkülü ile yoğuşma birlikte olmaktadır.

Kondenserdeki ısı alış – verişinin üç safhada olduğu düşünülebilir, bunlar; (1) Kızgınlığın alınması, (2) Refrijeranın yoğunlaşması, (3) Aşırı soğutma. Kondenser dizaynına bağlı olarak aşırı soğutma kondenser alanının % 0 – 10’ unu kullanacaktır. Kızgınlığın alınması içinse kondenser alanının % 5’ ini bu işleme tahsis etmek gerekir. Bu üç değişik ısı transferi şekline bağlı olarak kondenserdeki ısı geçirme kat sayıları ile sıcaklık aralıkları da farklı olacaktır. Ancak, kızgınlığın alınması safhasındaki ortalama sıcaklık aralığının fazlalığına karşı daha düşük bir ısı transfer kat sayısı mevcut olacak, fakat aşırı soğutma sırasında bunun aksine sıcaklık aralığı daha az ve ısı geçirme kat sayısı daha fazla olacaktır. Yoğuşma sırasında ise her iki değer de alt – üst seviyeleri arasında bulunacaktır. Yapılan deneylerde ısı transferi kat sayısının artması karşısında sıcaklık farkının azalması (veya tersi) yaklaşık olarak aynı çarım sonucunu vermektedir ve bu değerlerin ortalamasını kullanmak mümkün olmaktadır.

Hesaplama sağladığı basitlikte göz önünde bulundurularak, kondenserlerin hesabında tek bir ısı geçirme kat sayısı ile tek bir ortalama sıcaklık aralığı değerleri uygulanmaktadır. Genel olarak 3 değişik tip kondenser mevcuttur; Su soğutmalı kondenserler, Hava ile soğutmalı kondenserler, Evaporatif (hava – su) kondenserler.

### 3.2.2.1 Su Soğutmalı Kondenserler

Temiz suyun bol miktarda, ucuz ver düşük sıcaklıklarda bulunabildiği yerlerde gerek kuruluş ve gerekse işletme masrafları yönünden en ekonomik kondenser tipi olarak kabul edilebilir. Büyük kapasitedeki soğutma sistemlerinde genellikle tek seçim olarak düşünülür. Fakat son yıllarda yüksek ısı geçirme kat sayıları sağlanan hava soğutmalı kondenserlerin yapılmasıyla 100 ton kapasitelerine kadar bunlarında kullanıldığı görülmektedir.

Su soğutmalı kondenserlerin dizaynı ve uygulamasında; boru malzemesinin ısı geçirgenliği, kullanılan suyun kirlenme kat sayısı, kanatlı boru kullanıldığında kanat verimi, su devresinin basınç kaybı, refrijeranın aşırı soğutulmasının seviyesi gibi hususlar göz önünde bulundurulur.



şekil 3.4 Su soğutmalı kondenser (KSI marka)

Kirlenme katsayısı, kullanılan suyun zamanla su tarafındaki ısı geçiş yüzeylerinde meydana getireceği kalıntıların ısı geçişini azaltıcı etkisini dikkate almak maksadını taşır. Kirlenme katsayısını etkileyen faktörler şunlardır: (1) Kullanılan suyun, içindeki yabancı maddeler bakımından evsafı, (2) Yoğuşum sıcaklığı, (3) Kondenser borularının temiz tutulması için uygulanan koruyucu bakımın derecesi.

Kanat verimi veya kanat yüzeyinin etkinliği değeri; düz boru baz kabul edilerek (% 100) buna oranlı aynı film katsayısı ile ve kanat yüzeyinin düz burudaki yüz sıcaklığında olması halinde birim yüzeyden geçecek ısı miktarına oranı şeklinde tarif edilir. Kanat verimi yüksek olan bir kanat profili, yüzey arttırılışının daha etkili bir ısı geçişi sağlayacak şekilde yapıldığı ifade eder.

Kondenser seçiminde suyun basınç düşümü (sürtünme ve diğer akış kayıpları sebebiyle) önemli olup 5 – 7 mSS seviyesine aşmamalıdır. Aksi halde aşırı halde sirkülasyon pompası manometrik basıncı gerekecek ve güç sarfı artacaktır. Diğer bir husus kondenserin çalışma şartlarında gereken “aşırı soğutmayı” (subcooling) sağlamasıdır. Bilhassa sıvı refrijeran gidiş borusu uzun olan veya basınç kaybı meydana getiren vana, dirsek, drayer gibi elemanların veya düşey yükselmesinin fazla olduğu uygulamalarda sıvı refrijeran köpürmesi olayı meydana gelerek kapasitenin önemli derecede düşmesine sebep olur ki bunu önlemek için sıvı “aşırı soğutması” gereklidir. Bu maksatla, kondenserin en alt seviyesine, sıvı refrijeranın içine daldırılmış soğutucu boruları konulur.

### **3.2.2.2 Hava Soğutmalı Kondenserler**

Bilhassa 1 hp' ye kadar kapasitedeki gruplarda istisnasız denecek şekilde kullanılan bu tip kondenserlerin tercih nedenleri; basit oluşları, kuruluş ve işletme masraflarının düşüklüğü, bakım – tamirlerinin kolaylığı şeklinde sayılabilir. Ayrıca, her türlü soğutma uygulamasına uyabilecek karakterdedir (ev tipi veya ticari soğutucular, soğuk odalar, pencere tipi klima cihazları gibi). Çoğu uygulamalarda, hava sirkülasyon fanı, açık tip kompresörün motor kasnağına integral şekilde bağlanır ve ayırık bir tahrik motoruna ihtiyaç kalmaz.

Hava soğutmalı kondenserlerde de ısı transferi 3 safhada oluşur, bunlar : a) Refrijerandan kızgınlığın alınması. (b) Yoğuşturma. (c) Aşırı soğutma. Kondenserin alanın takriben % 85' i yoğuşturma olayına hizmet eder ki kondenserin asli görevi budur. % 5 civarında bir alan kızgınlığın alınması ve % 10 ise aşırı soğutmaya (subcooling) hizmet eder. Hava soğutmalı kondenserlerde yoğuşan refrijeranı kondenserdan almak ve depolamak üzere genellikle bir refrijeran deposu (receiver) kullanılması usul haline gelmiştir. Bundan maksat, kondenserin faydalı alanını sıvı depolaması için harcamaktadır.



Şekil 3.5 Hava soğutmalı kondenser (Friterm marka)

Havalı kondenserler, halokarbon refrijeranlar için genellikle Bakır boru–alüminyum kanat tertibinde, bazen de bakır boru / bakır kanat ve bakır veya çelik boru / çelik kanat tertibinde imal edilirler. Alüminyum alışımlı boru / kanat imalatlara da rastlamak mümkündür. Kullanılan boru çapları  $\frac{1}{4}$  “ile  $\frac{3}{4}$ ” arasında değişmektedir. Kanat sayısı beher metrede 160 ila 1200 arasında değişir, fakat en çok kullanılan sıklık sınırları 315 ila 710 arasında kalmaktadır. Bu tip havalı kondenserlerin ısı geçiş alanı ihtiyacı, ortalama olarak 2,5 m<sup>2</sup>/san. Hava geçiş hızında, beher ton – frigo (3024 Kcal / h) için 9 ila 14 m<sup>3</sup> arasında değişmektedir. Çok küçük, tabii hava akışlı evaporatör (ev tipi soğutucular vs.) kondenserler hariç tutulursa, hava ihtiyacı ortalama beher Kcal. / h için 0,34 ila 0,68 m<sup>3</sup> / h. arasında değişmekte olup buna gereken fan motor gücü beher 1000 Kcal. / h. için 0,03 ila 0,06 hp civarında olmaktadır. Fan devirleri 900 ila 1400 d / d. Arasında olmalıdır. Kondenser fanları genellikle aksiyal tip olup sessizlik istenen yerlerde radyal tip kullanılabilir. Refrijeran yoğuşma sıcaklığı ise, hava giriş sıcaklığının 10 – 20 °C üzerinde bulunacak şekilde düşünülmelidir. Genelde boruların durumu, kanat aralıkları, derinlik (boru sırası), alın alanı gibi dizayn özellikleri hava debisi ihtiyacını, hava direncini ve dolayısıyla fan büyüklüğünü, fan motor gücünü ve hatta grubun ses seviyesi ile maliyetleri etkileyecektir. Bu günkü kondenser dizayn şekli, sıcak refrijeranın üsten bir kollektörle birkaç müstakil devreye verilmesi, yoğuştukça gravite ile aşağı doğru inmesi ve aşırı soğutma sağlanarak gene bir kollektörden alınması şeklindedir.

Hava soğutmalı kondenserler, grup tertip şekline göre Kompresör ile birlikte gruplanmış kompresörden uzak bir mesafeye konulacak tarzda tertiplenmiş (split Condenser) olmak üzere iki sınıfa ayrılabilir.

Kondenserden hava geçişi düşey ve yatay yönde olacak tarzda tertiplenebilir. Diğer yandan, hava fanı, havayı emici veya itici etkisi ile hareketlendirecek Şekilde konulabilir.

Bir soğutma sistemini bekleneni verebilmesi, büyük lde yoğuşma basıncı ve sıcaklığının belirli sınırlar arasında tutulabilmesi ile mümkündür. Bu ise kondenserin çalışma rejimi ile yakından ilgilidir. AŞırı yoęuŐum sıcaklık ve basıncının önlenmesi, kondenserin yeterli soğutma alanına sahip olmasıyla ilgili olduğu kadar, hava devresinde yeterli debi ve sıcaklıkta havanın bulunmasıyla da ilgilidir. Yoğuşma sıcaklık ve basıncının çok düşük olması halinde ise yeterli refrijeran akıŐı olmamasına bağlı olan sorunlar çıkmaktadır. Örneğin, termostatik ekspansiyon valfinda yeterli basıncı düşümü sağlanamamasından dolayı kapasitesinin düşmesi sık sık rastlanan bir durumdur. Bu nedenle, bilhassa soğu havalarda çalışma durumu olduğunda, çok düşük yoğuşma basıncını önleyici tedbirler alınır ki bunları iki ana grupta toplamak mümkündür, Refrijeran tarafını kontrol etmek, Hava tarafını kontrol etmektir. Hava soğutmalı sistemlerde verimi artırmak için son dönemlerde ECOMESH sistemin geliŐtirmiŐlerdir.

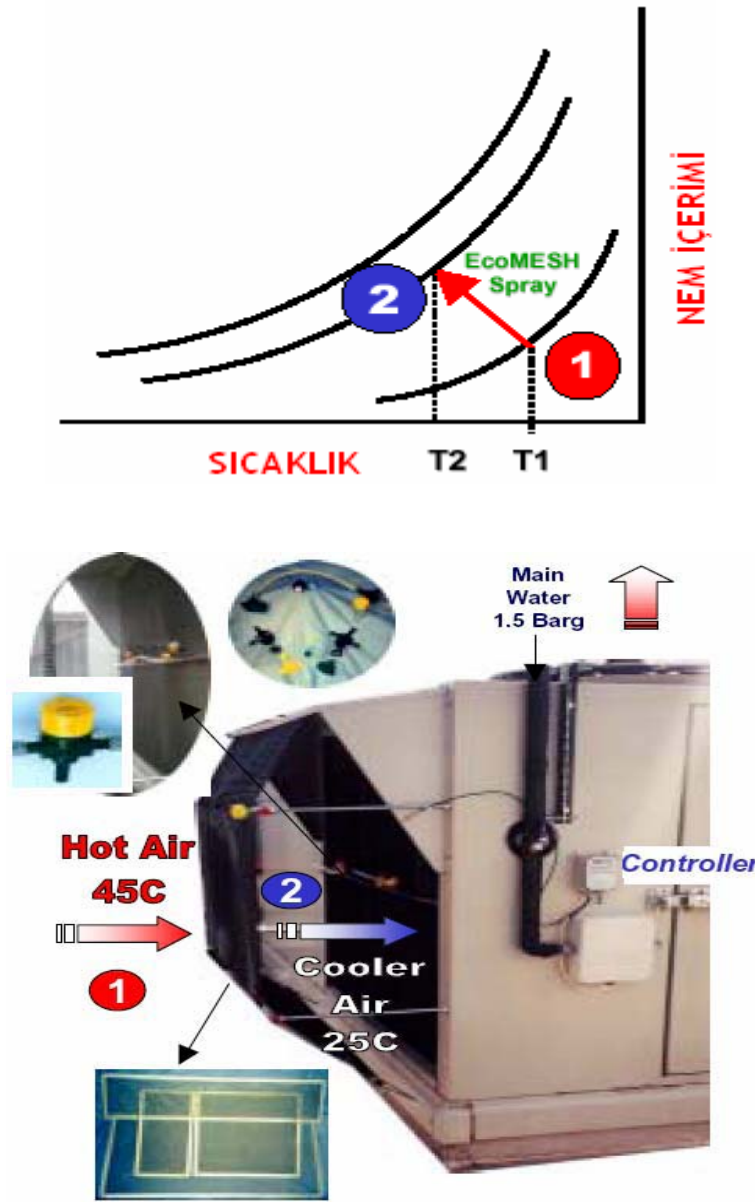
#### **3.2.2.2.1 Adyabatik Su Spreyleme Sistemi (ECOMESH sistemi)**

Ecomesh sistemi, mini split klimalar, rooftop tip soğutma cihazları, hava soğutmalı chillerler, kondenserler, kuru soğutucular ve benzeri cihazların ısı atım yüzeylerinin (ısı deęiŐtirgeci) n kısmına yerleŐtirilmiŐ geniş “mesh” (sık gözlü ağ yapılı malzeme) yüzeyinin üzerine belirli mesafelerde bulunan nozullardan aralıklı olarak sistemin ihtiyaı kadar su spreyleme, spreylene suyun adyabatik olarak buharlaşması (evaporasyon) sonucu ısı deęiŐtirgeci yüzeyine temas eden giriş havası sıcaklığının düŐürülerek, soğutmada verimin arttırılmasını sağlama mantığı ile çalışan sistemdir.

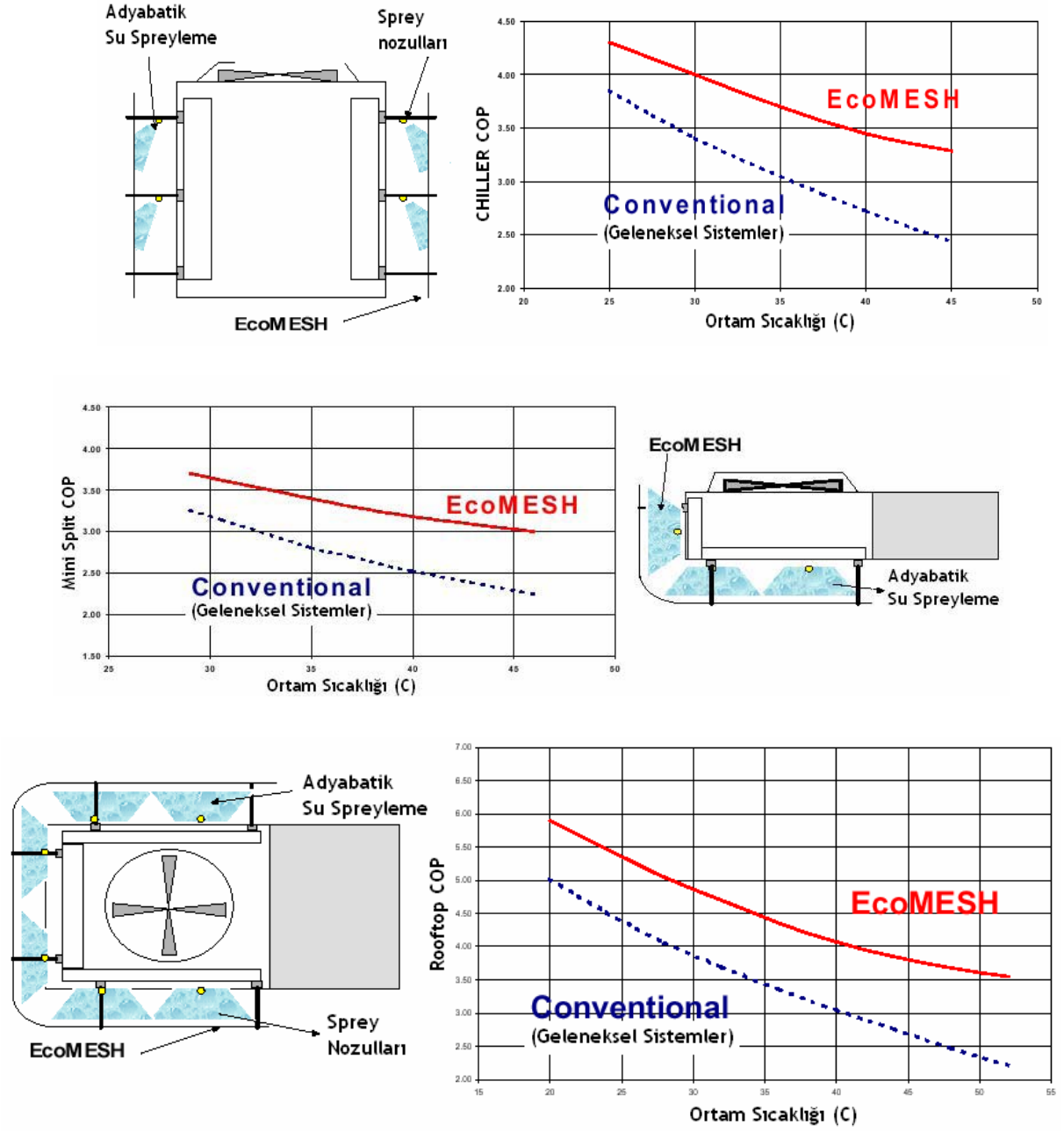
Su spreyleme (Şekil 3.6), giriş havası akıŐında (1) adyabatik soğutma etkisi meydana getirir. Spreyleme sistemi bir ortam sensörü ile baŐlatılabileceęi gibi alternatif olarak soğutma basıncının etkisi ilede baŐlatılabilir (rnek olarak, yoğuşma basıncı limiti). BelirlenmiŐ set değerlerinin aŐılması ile ecomesh kontrol sistemi yoęuŐturucuya giren hava sıcaklığını düŐürmek için (2) su spreyleme sistemini baŐlatır. Böylece yüksek ortam sıcaklığı periyotlarında enerji tasarrufu sağlamak için yoğuşma (kondensing) basıncını düŐürebilir. Su spreyleme sistemi giriş (ortam) havası için 15°C ile 25°C arası adyabatik soğutma sağlar. (Şekil 3.7). Etkili bir evaporasyon prosesi sağlanması için homojen bir spreyleme alanı oluŐturmak gereklidir. Spreyleme, su sağlayan boru üzerine seri veya paralel olarak dizilmiŐ kolay-hızlı deęiŐebilir tip plastik nozullar sayesinde sağlanabilir.

Nozullar, çok düşük basınçta çalışmaya uygun olarak dizayn edilmişlerdir ve normal şebeke basıncı 1,5 Bar g (21 psig)/(15m) ve üstü ile çalışabilirler.

Metalik olmayan mesh (sık gözlü ağ) en az hava basınç düşümü ile en verimli evaporasyon yüzeyi için etkili kaplama alanı sağlar. Mesh ısı değiştirgecinin ön tarafına destekler vasıtasıyla yerleştirilir. Mesh değişik boyutlarda kasetlenmiş biçimde veya alternatif olarak (fleksible) esnek panel çerçevesiz olarak ısı değiştirgecinin ön yüzeyine uygulanabilir. Kasetlenmiş mesh panelleri kolay bakım ve değişim imkânı verir.



Şekil 3.6 ECOMESH yöntemiyle psikometrik diyagram üzerindeki değişimler (Friterm firması teknik makalesi, 2005)



Şekil 3.7 Çeşitli soğutma cihazları için nozullardan adyabatik su spreyleme sistemi

Kontrol sistemini uygulamamız gerekir. Uygulandığı sisteme göre özel dizayn edilen, PLC tabanlı akıllı kontrol cihazı, ortam koşullarının operatör tarafından ayarlanmış set değerlerinin üzerine çıkması durumunda iç hat selonoid valf veya valflerini çalıştırmaya başlar. Su, meshi ıslatmak için aralıklı olarak spreylenebilir. Sprey oranı ve süresinin kontrol cihazı tarafından ayarlanması sayesinde su tüketimi en aza iner. Su tüketimi spreylenecek tüm suyun harcanması prensibiyle olduğundan sağlık risklerini ortadankaldırır. Ekomesh kontrol cihazı, otomatik olarak ayarlanmış olan sıcaklık set değerine bağlı çalışan spreyleme sistemine esnek ve otomatik olmayan (manuel) müdahalenin yapılabilme olanağı da verir.

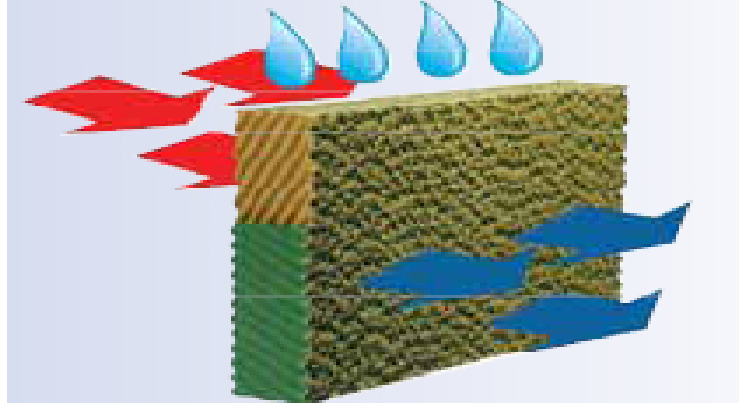
ECOMESH yöntemiyle sitsem veriminin de artış yapılabilir. Dünyada uygulama yapılan yerler vardır. Bu uygulamalarda verim % 40-50 arası artırılmıştır.

### **3.2.2.3 Evaporatif Kondenserler**

Hava ve suyun soğutma etkisinden birlikte yararlanması esasına dayanılarak yapılan evaporatif kondenserler bakım ve servis güçlükleri, çabuk kirlenmeleri, sık sık arızalanmaya müsait oluşları nedeniyle gittikçe daha az kullanılmaktadır.

Bir evaporatif kondenser 3 ana kısımdan oluşmaktadır Soğutma Serpantini, Su sirkülasyon ve püskürtme sistem, Hava sirkülasyon sistemi. Soğutma serpantininden geçen refrijeran, hava soğutmalı kondenserde olduğu gibi, yoğunlaşarak gaz deposuna geçer. Serpantininden dış yüzeyinden geçirilen hava, ters yönden gelen atomize haldeki suyun bir kısmını buharlaştırarak soğutma etkisi meydana getirir. Böylece kondenserdeki yoğunlaşma sıcaklığı ve dolayısıyla basıncı daha aşağı seviyelere düşürülmüş olur. Serpantininden dış yüzeyi, ısı transferi film kat sayısının düşük oluşunun etkisini karşılamak üzere, alanı arttırmak için kanatlarla teçhiz edilmektedir. Ancak, modern evaporatif kondenserlerde, boru dış yüzeylerinde iyi bir ıslaklık elde edilmesi neticesi yüksek ısı transfer kat sayılarına ulaşılmakta ve kanatsız düz borular kullanılmaktadır. Kondenserin alt seviyesinde bulunan su toplama haznesinde su devamlı şekilde bir pompa ile alınıp soğutma serpantininden üst tarafında bulunan bir meme grubuna basılır ve memelerden püskürtülür. Bu suyun takriben % 3 – 5' i buharlaşarak (takriben 6 ila 7,5 litre – h beher ton – frigo için) havaya intikal ettiğinden, su haznesine, flatörlü valf aracılığıyla devamlı su verilir.





Şekil 3.8 Evaporatif soğutmalı kondenser sistemi ( Form Grup firmasının izniyle)

Evaporatif Kondenseler genellikle binanın dışına ve çatıya konulur, fakat bina içine konularak hava giriş – çıkışları galvanizli saçtan kanallarla da sağlanabilir. Bina dışındaki cihazların kışında çalışması söz konusu ise donmaya karşı tedbir alınmaktadır. Bina içindeki uygulamalarda ise, ıslak havanın atıldığı kanalın soğuk hacimlerden geçmesi halinde kanıl içinde yoğuşma olacağı hatırd tutulmalı ve bu suyun toplanıp atılması için önlem alınmalıdır. Bina içi uygulamaları, bir ekzost sistemi ile entegre olarak uygulandığında ekzost fanı ve elektrik enerjisinden tasarruf sağlayacaktır.

### 3.2.3 Evaporatörler

Bir soğutma sisteminde evaporatör sıvı refrijeranın buharlaştığı ve bu sırada bulunduğu ortamdan ısıyı aldığı cihazdır. Diğer bir ifadeyle, evaporatör bir soğutucudur. Kondenserden direkt olarak veya refrijeran deposundan geçerek ve direkt ekspansiyonlu sistemde (kuru tip) ekspansiyon valfi, kılcal boru veya benzer bir basınç düşürücü elemanda adyabatik olarak genişletildikten sonra Evaporatöre sıvı-buhar karışımı şeklinde giren refrijeranın büyük bir kısmı sıvı haldedir. Evaporatörde ısı olarak buharlaşan refrijerana, emiş tarafına geçmeden önce bir miktar daha ısı verilmesi ve 3-8°C arasında kızgınlık verilerek kızgın buhar durumuna gelmesinin bir çok faydaları vardır. Bunların en başında, kompresöre büyük zarar verebilen sıvı refrijeranın kompresöre gelmesi gösterilebilir. Sıvı taşmalı tip evaporatörlerde ise refrijeran evaporatörde sıvı halde bulunur ve ısıyı alarak buharlaşan kısmı bir sıvı - buhar ayırıştırıcısından (surge tank) geçtikten ve sıvı kısmı ayıldıktan sonra buhar halinde kompresöre ulaşır. Sıvı refrijeranın evaporatöre beslenmesi seviye kumandalı (flatörlü, manyetik. vs.) bir vana ile yapılır. Sıvı ayıştırıcı tankta biriken sıvı refrijeran tekrar evaporatöre gönderilir ve soğutma işleminde yararlanır. Direkt veya sıvı taşmalı tertiplerde çalışan evaporatörlerin hepsinde de refrijeran basıncı, kondenser tarafındaki basıncı,

kondenser tarafındaki basınca oranla çok daha düşüktür. Bu nedenle, evaporatör tarafına sistemin alçak basınç tarafı adı verilir.

Evaporatörün yapısı; refrijeranın iyi ve çabuk buharlaşmasını sağlayacak, soğutulan maddenin (Hava, su, salamura, v.s.) ısısının iyi bir ısı geçiş sağlayarak, yüksek bir verimle alacak ve refrijeranın giriş ve çıkıştaki basınç farkını (kayıpları) asgari seviyede tutacak tarzda dizayn edilmelidir. Ancak, bunlardan sonuncusu ilk ikisiyle genellikle ters düşmektedir. Şöyle ki; iyi bir ısı geçişi ve iyi bir buharlaşma için gerekli şartlar iç ve dış yüzeylerin daha girintili ve daha kolay ıslanır (kılcallığı fazla) olmasını gerektiren bu durum basınç kayıplarını arttırmaktadır. Bu nedene, evaporatör dizaynı geniş tecrübe ve dikkat isteyen, ayrıca deneylere sık sık başvurulmuş bir çalışma şeklini gerektirir. Bu çalışmaların yönlendirilmesinde en başta gelen etken soğutulacak maddenin cinsi ve konumudur (sıvı, katı, gaz). Ayrıca, refrijeran ısı alışverişi yaparken içinde bulunduğu ve hareket ettiği hacmin durumu de evaporatör dizaynında önemli değişiklikler meydana getirir. Burada, refrijeranın bir boru serpantininde hareket etmesi ve soğutulacak maddenin boruların dışından geçmesi veya bunun tersi söz konusu olmaktadır ki bunlardan ilki genellikle *kuru tip-direkt ekspansiyonlu* evaporatörlerde, ikincisi ise *sıvı taşımali tip* evaporatörlerde uygulanmaktadır. Refrijeranın boru içinden geçmesi halinde, akış hızının artırılmasının içteki film katsayısını ve dolayısıyla ısı geçişini arttırıcı yönde bir etkisi beklenir, fakat bu durum refrijeranın basınç kayıplarını arttıracığı için akış debisini azaltacak ve kapasiteyi düşürecektir. Burada, her iki etkenin durumu beraberce göz önünde bulundurup ısı geçiş ve kapasitenin optimum olduğu değerler saptanmalıdır.

Evaporatör tipleri, uygulamanın özelliklerine göre 3 ana grupta toplanabilir; Gaz haldeki maddeleri soğutmak için kullanılan evaporatörler (genellikle hava), Sıvı haldeki maddeleri soğutucu evaporatörler (Su, salamura, antifriz, metilen glikol, kimyasal akışkanlar, vs.) Katı maddeleri soğutucu evaporatörler (Buz, Buz paten sahası, metaller, vs.)

### **3.2.3.1 Hava Soğutucu Evaporatörler**

Bu tip evaporatörlerde, havanın ısı geçirme katsayısı düşük olduğundan bunu telafi etmek ve hava geçiş yüzeylerini arttırmak maksadıyla genellikle kanatçıklar ilave edilir. Isıl film katsayısını daha da arttırmak üzere hava geçiş hızlarını arttırmak için vantilatörlerle cebri bir hava hareketi sağlanabilir. Ancak, kanat ilavesi, gerekse motorla tahrikli vantilatör konulması her uygulamada pratikman mümkün olmayabilir. Örneğin, ev tipi soğutucularda ve küçük kapasiteli ticari tip dolaplarda (kasap dolabı, vitrin tipi dolaplar gibi), hatta bazen küçük soğuk muhafaza odalarında gravite tipi veya tabii konveksiyonla hava sirkülasyonu

diye anılan evaporatörler kullanılmaktadır.

Gravite tipi, kanallı boru evaporatörlerde ısı geçirme katsayıları, 2-10 kcal/h.°Cm<sup>2</sup> arasında değişmekte (Bakır boru – Alüminyum kanat imalat için) ve kanat sıklığı arttıkça veya düşey yöndeki boru sıra sayısı arttıkça ısı geçirme katsayısı düşük değere yaklaşmaktadır.

Cebir hava sirkülasyonu (Forced Convection) evaporatörler daha az ısı geçiş alanı ile daha yüksek kapasiteler sağlayabilmektedir ve uygulamanın durumu müsaade ettiğinde daima tercih edilir. Memleketimizde Erfos (Airforce) adıyla anılan bu tür soğutucular Ünit soğutucu diye de tanımlanmakta ve hava hareketi çoğunlukla aksiyal/pervane tipi bazen de radyal/santrifuj tip (kanalla hava iletimi ve aşırı basınç kaybı mevcutsa) vantilatörlerle sağlanmaktadır. Bu cihazlar soğutucu serpantin (Evaporatör) hava vantilatörü ve damlama tavası ile saç dış muhafazadan meydana gelmektedir. Hava vantilatörü, üfleyici ve emici şekilde çalışacak tarzda yerleştirilebilir.

Ünit soğutucu adı, vantilatörü ile birlikte olan komple bir soğutucuyu tanımlar. Hâlbuki cebri hava sirkülasyonu daha genel kapsamlı bir tanımlamadır. Nitekim vantilatörü bulunmayan, örneğin bir klima santrali tarafından integral şekilde sağlanan bir soğutma serpantini (evaporatörü) gene cebri hava sirkülasyonu olarak hesaplanır, dizayn edilir.

Cebri hava hareketi evaporatörleri 3 ana grupta toplamak mümkündür; (1) Alçak hızlı soğutucular (Hava hızı 1-1,5 m/san), (2) Orta hızlı soğutucular (2,5-4 m/sn), (3) Yüksek hızlı soğutucular (4-10 m/san). Fazla hava hareketi sakıncalı olan uygulamalarda (çiçek muhafazası, et kesim odası gibi hava hareketinin 1 m/san. altında olması gereken haller) alçak hızlı soğutucular kullanılmalıdır. Orta hızlı soğutucular genel soğutma uygulamalarında ve en sık kullanılan cihazlardır. Yüksek hızlı soğutucular ise hızlı soğutma istenen hallerde, örneğin şok tünellerinde ve özel hızlı soğutma işlemlerinde uygun bir soğutma şekli sağlar.

Ünit soğutucunun hava debisi ile evaporasyon sıcaklığının en doğru şekilde hesabı, “oda duyulur/toplam” ısı oranının bulunması ve buradan gidilerek oda Aparat Çiğ Noktasının (Room Apparatus Dew Point) psikometrik diyagram üzerinde saptanması ile sağlanır. Bu tarz hesap, klima uygulamalarında daima yapılır, fakat ünit soğutucu seçiminde pek tatbik edilmez, zira duyulur ısı oranının gerçek değerini tespit etmek çoğunlukla güçtür. Bunun yerine aşağıdaki tabloda verilen yaklaşık değerlerden yararlanmak mümkündür. Bir soğutulmuş hacimde, sıcaklığın en düşük olduğu yer şüphesiz evaporatörün yüzeyidir. Bu nedenle, oda nemi yeterli seviyede yüksek ise, oda havası evaporatör üzerinden geçerken çiğ nokta sıcaklığının altına düşerek içerisindeki nem yoğuşmaya başlayacaktır. Hatta evaporatör

yüzey sıcaklığı ile 0°C'nin altında ise, bu ne donacaktır da. Oda sıcaklığı ile evaporasyon sıcaklığı farkını belirli sınırların altında tutmak suretiyle, oda relatif rutubetini de belirli bir seviyede tutmak mümkündür. Yukarıdaki tablo, bu değeri vasat bir oda veya dolap için vermektedir.

### **3.2.3.2 Sıvı Soğutucu Evaporatörler**

Soğutulmak istenen burada sıvıdır. Buradaki sıvı su, süt, meyve suyu, gibi gıda prosesler olabilir. Sistem çok basit anlamda sıvı kütlesini içine evaporatörün daldırılmasıyla olur. Daldırma tip evapotör sıvı istenilen sıcaklığa getirir. Fakat buradaki sorun sıvının evaporatöre zarar verebilme olasılığıdır. Bunun önlemek için ise çoğu proses de evaporatör üzeri epoksi ile kaplanır.

### **3.2.3.3 Katı Soğutucu Evaporatörler**

Buz pateni sahası, özel şov alanları gibi yerlerde kar veya bu elde edilmek istenir. Fakat ısıyı çekmek için buralarda hava ve sıvı soğutmada kullanılan evaporatörler kullanılamamaktadır. Bunun yerine alanın altından geniş bir yüzeye sahip ısı değiştiriciler kullanılır.

### **3.2.4 Genleşme Elemanları**

Kondenserden çıkan soğutucu akışkanın soğutulacak ortamdan ısı çekebilmesi için, sıcaklığının soğutulacak ortam sıcaklığından daha düşük olması gerekir. Bunun için de akışkanın basıncı ve buna bağlı olarak sıcaklığı genleşme elemanlarında düşürülür. Böylece soğutucu akışkan düşük kuruluk derecesinde ıslak buhar olarak evaporatöre girmesi sağlanır. Genleşme elemanları ayın zamanda, evaporatörde istenilen ısı miktarının çekilebilmesi için soğutucu akışkan debisini ayarlar. Su soğutma gruplarında genleşme elemanı olarak elektronik genleşme valfleri kullanılmaktadır

### **3.2.5 Kurutucu ve Süzgeç (Drayer ve Süzgeç)**

Soğutma sisteminin iç temizliğine bağlıdır. Sistemin içinde sadece kuru ve temiz soğutucu akışkan ile kuru ve temiz yağ dolaşmalıdır. Akışkanın içine gerek sisteme doldurmadan önce ve gerekse sistemin diğer elemanlarından bir miktar su karışabilir. Bu su kılcal borunun evaporatöre giriş yerinde donarak sistemi tıkar ve soğutmayı önler. İçindeki toz ve küçük parçacıklar da tıkama yapabilirler. Sistem içine su ve tozların girmesini önlemek hemen hemen mümkün değildir. Bunlardan başka soğutucu akışkan içinde bazı asitler de bulunabilir. Kondenser çıkışına konulan kurutucu ve süzgecin (drayer ve süzgeç) görevi su ve asitleri emerek tutmak küçük katı maddeleri de (toz vs.) süzmektir.

Kurutucu ve süzgeç (drayer ve süzgeç) şu kısımlardan ibarettir.

- 1) Bakır borudan gövde, kondenser içindeki basıncı mukavim olarak yapılmıştır. Her iki ucunda boruların girebileceği delikler vardır.
- 2) Ufak katı maddeleri tutabilecek ince tülbent delikli tel boruya doğru gelecek şekilde takılır.
- 3) Nem emici madde özel surette yapılmış olan madde 4 – 5 mm emme özelliğinden başka soğutucu akışkan içinde bulunabilecek asitleri de emerek tutma özelliği de vardır.

### **3.2.6 Manometre**

Soğutmacılıkta kullanılan manometreler çoğunlukla “yüksek basınç tarafı ” (0 atm ile 20 atm arası taksimatlı) ve “alçak basınç tarafı” (760 mmHg vakum ile 10 atm) adıyla anılırlar.

### **3.2.7 Termometre**

Sıcaklıkların ölçüldüğü değişik bir çok ölçü aletleri vardır ki bunlara genellikle termometre denir. Cıvalı, alkollü termometreler en ucuz ve basit sıcaklık ölçü cihazlarıdır. Artık günümüzde dijital göstergeli termometreler kullanılmaktadır.

### **3.2.8 Soğutma Sistemlerinde Kullanılan Diğer Elemanlar**

Soğutma sistemlerinde kullanılmak üzere yukarıda bahsedilen cihazlar dışında yardımcı olmak, kontrol sistemini tamamlamak, verimi artırmak gibi görevleri olan çeşitli cihazlar vardır. Bunları aşağıda maddeler kısaca bulabilirsiniz..

Kontrol vanaları; sistemin otomasyonla veya manüel olarak kullanılmasına olanak verir. Çoğunlukla elektrikli olarak selenoid valfler kullanılır.

Emniyet sistemleri; sistem gaz sıkıştırılmalı olduğu için yüksek basınçlarda meydana gelecek riskleri sönmölemek ve sistemi emniyetli hale getirmek için, alarm sistemleri, emniyet ventilleri, basınç düzenleyiciler gibi cihazlar kullanılır.

### **3.3 Soğutucu Akışkanlar**

Bir soğutma çevriminde ısının bir ortamdan alınıp başka bir ortama nakledilmesinde ara madde olarak yararlanılan soğutucu akışkanlar ısı alışı – verişini genellikle sıvı halden buhar haline (soğutucu – evaporatör devresinde) ve buhar halden sıvı hale (yoğuşturucu – kondenser devresi) dönüşerek sağlarlar. Bu durum bilhassa buhar sıkıştırma çevrimlerinde geçerlidir.

Soğutucu akışkanların, yukarıda tarif edilen görevleri ekonomik ve güvenilir bir şekilde yerine getirebilmesi için bazı kimyasal ve fiziksel özelliklere sahip olması gerekir. Bu

özellikler, uygulama ve çalışma şartlarının durumuna göre değişeceği gibi her zaman bu özelliklerin hepsini yerine getirmek mümkün olmayabilir. Genel olarak bir soğutucu akışkanlığı aranması gereken özelliklerin hepsini birden her şart altında yerine getire bilen universal bir refrijeran bir madde (soğutucu akışkan) mevcut değildir. Fakat yukarıda da belirtildiği gibi, uygulamadaki şartlara göre bunlardan bir kısmı aranmaya bilir.

Bilhassa emniyet ve güvenilirlik yönünden iyi olan, ayrıca iyi bir ısı özelliği de sahip olan refrijeran madde için 1920'lerde yapılan araştırmalar Fluokarbon refrijeranların (florine edilmiş hidro karbonların) bulunmasına sağlamıştır. Halo karbon (halojene edilmiş hidro karbonlar) ailesinden olan fluo karbonlar, metan (CH<sub>4</sub>) veya etan (C<sub>2</sub>H<sub>6</sub>) içerisindeki hidrojen atomlarından bir veya birkaçının yerine sentez yoluyla klor, flor veya brom (halojen) atomları yerleştirmek suretiyle elde edilmektedir. Fluo karbonlardan en sık rastlananlar; metandaki 4 hidrojen atomu yerine 2 klor ile 2 flor ikame edilen Dichloro – difluoro – methane / CCl<sub>2</sub>F<sub>2</sub> (freon – 12 veya R12) ve gene metandaki 4 hidrojen yerine bir klor ile 2 flor atomu yerleştirilen Chlorodifluoromethane (freon – 22 veya R22) soğutucu akışkanlarıdır.. Soğutucu akışkanların genel olarak aşağıdaki niteliklere sahip olması istenir.

1. Pozitif buharlaşma basıncı olmalıdır. Hava sızmasını dolayısıyla havanın getirdiği su buharının soğuk kısımlarda katılarak işletme aksaklıklarına meyden vermesini önlemek için buharlaşma basıncının çevre basıncından bir miktar üzerinde olması gerekir.

2. Düşük yoğuşma basıncı olmalıdır. Yüksek basınca dayanıklı kompresör, kondenser, boru hattı gibi tesisat olmalıdır.

3. Buharlaşma gizli ısı yüksek olmalıdır. Buharlaşma gizli ısı ne kadar yüksek olursa sistemde o oranda gaz akışkan kullanılacaktır.

4. Kimyasal olarak aktif olmamalıdır, tesisat malzemesini etkilememesi, korozif olmaması, yağlama yağının özelliğini değiştirmemesi gerekir.

5. Yanıcı patlayıcı ve zehirli olmamalıdır.

6. Kaçakların kolay tespitine imkan veren özellikte olmalıdır.(Koku, renk)

7. Ucuz olmalıdır.

8. Isı geçirgenliği yüksek olmalıdır.

9. Dielektrik olmalıdır.
10. Düşük donma derecesi sıcaklığı olmalıdır.
11. Yüksek kritik sıcaklığı olmalıdır.
12. Özgül hacmi küçük olmalıdır.
13. Viskozitesi düşük olmalıdır.

Soğutucu akışkanın suda ve yağda erime durumunun da gözden uzak tutulmaması gerekir. Suda erime kolay oluyorsa makina içerisinde donma tehlikesi azalır, zira suda erime sonunda karışımın donma noktası daha alçak olur. Aksi halde çevre basıncının altında olan kısımlara dışarıdan giren hava içerisindeki su buharı kolaylıkla yoğuşur, genişleme valfindeki kısılma sonunda sıcaklık düşmesi ile katılaştır ve tıkanmalara, işletme sırasında aksaklıklarına yol açar. Yağda erimeye gelince, yağlama yağı segman aralıklarından sızarak soğutucu akışkana karışabilir. Eğer akışkan buharı yağda erimiyorsa, akışkanla sürüklenen yağ yoğuşturucu ve hatta buharlaştırıcı yüzeylerinde birikir ve burada bir yağ filmi oluşur. Bu durum ısı transferini kötüleştirir ve ayrıca kompresörde yağın eksilmesine sebep olur. Bu tür akışkanlar için kompresör çıkışında bir yağ ayırıcı kullanılır.

Ayrıca iklimlendirme ve soğutma uygulamalarında kullanılan soğutucu akışkanların ozon tabakası üzerine etkileri de göz ardı edilmemelidir. Ozon tabakasının oluşumu, delinmesi ve bunun sonucunda dünyanın fiziki şartlarında ve canlılar üzerinde meydana getirebileceği olası değişiklikler ortaya konmalıdır [Onat,2004]. Aşağıda, bu güne kadar kullanılmış, hala kullanılmakta olan ve gelecekte alternatif olarak kullanılacak tüm soğutucu maddeler, saf maddeler ve karışımlar olarak başlıca iki grup halinde listelenmiştir. Tablo 1'de saf olarak kullanılan başlıca soğutucu maddelerin kimyasal tanımları ve kimyasal formülleri verilmiştir. Bu tabloda geleneksel soğutucu maddeler ve yerlerine kullanılması önerilen alternatifler bir arada gösterilmiştir

### 3.3.1 Soğutucu Akışkan Çeşitleri

Bu bölümde soğutucu akışkan çeşitleri ayrı ayrı ele alınmıştır.

**R11:** R11 (CCl<sub>3</sub>F), düşük basınçlı (0 °C'de 0.40 bar) bir soğutucudur. Ağırlıklı olarak 350 kW - 10.000 kW soğutma kapasitesi aralığında olan santrifüj su soğutucu ünitelerde (chiller) kullanılmaktadır. Bütün dünyada 60.000 adet su soğutucu ünite R11 kullanıldığı

tahmin edilmektedir. Ozon tahribatı nedeniyle üretimi durdurulmuştur. Yanmaz ve kokusuzdur.

Çizelge 3.1 Soğutucu Akışkanların kimyasal formülleri

Başlıca Saf Soğutucu Maddeler		
Soğutucu Madde	Kimyasal Tanımı	Kimyasal Formülü
R11 (CFC11)	Triklorflormetan	CFCL <sub>3</sub>
R12 (CFC12)	Diklorflormetan	CF <sub>2</sub> CL <sub>2</sub>
R13 (CFC13)	Klortriflormetan	CCLF <sub>3</sub>
R13B1 (BFC13)	Bromtriflormetan	CBRF <sub>3</sub>
R22 (HCFC22)	Klordiflormetan	CHF <sub>2</sub> CL
R23 (HCF23)	Triflormetan	CHF <sub>3</sub>
R32 (HCF32)	Diflormetan	CH <sub>2</sub> F <sub>2</sub>
R113 (CFC113)	Triklortrifloreten	C <sub>2</sub> F <sub>3</sub> CL <sub>3</sub>
R114 (CFC114)	Diklortetrafloretan	C <sub>2</sub> F <sub>4</sub> CL <sub>2</sub>
R115 (CFC115)	Klortentafloretan	C <sub>2</sub> F <sub>5</sub> CL
R123 (HCFC123)	Diklortrifloreten	C <sub>2</sub> HF <sub>3</sub> CL <sub>2</sub>
R125 (HFC125)	Pentafloretan	CF <sub>3</sub> CHF <sub>2</sub>
R134a (HCF134a)	Tetrafloretan	C <sub>2</sub> H <sub>2</sub> F <sub>4</sub>
R141b (HCFC141b)	Flordikloreten	C <sub>2</sub> CL <sub>2</sub> FH <sub>3</sub>
R143a (HFC143a)	Trifloreten	CF <sub>3</sub> CH <sub>3</sub>
R152a (HCF152a)	Difloreten	C <sub>2</sub> H <sub>4</sub> F <sub>2</sub>
R290 (HC290)	Propan	C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>
R600 (HC600)	Bütan	CH <sub>3</sub> CH <sub>2</sub> CH <sub>2</sub> CH <sub>3</sub>



R600a (HC600a)	İzobütan	CH(CH <sub>3</sub> ) <sub>3</sub>
R717	Amonyak	NH <sub>3</sub>
R718	Su	H <sub>2</sub> O
R744	Karbondioksit	CO <sub>2</sub>
R764	Sülfürdioksit	SO <sub>2</sub>

Çizelge 3.2 Karışım ile elde edilmiş başlıca soğutucu maddeler	
Soğutucu Madde	Bileşimi (Ağırlıkça)
R401A	% 52 R22 + % 33 R124 + % 15 R152a
R402A	% 38 R22 + % 60 R125 + % 2 R290
R404A	% 44 R125 + % 4 R134a + % 52 R143a
R407A	%20 R32 + % 40 R125 + % 40 R134a
R407B	%10 R32 + % 70 R125 + % 20 R134a
R407C	%23 R32 + % 25 R125 + % 52 R134a
R410A	%50 R32 + % 50 R125
R500	% 73,8 R12 + % 26,2 R152a
R502	% 51,2 R115 + % 48,8 R22
R507	% 50 R125 + % 50 R143a

**R12 (CCl<sub>2</sub>F<sub>2</sub>):** Bugün, soğutma maksadı ile en çok kullanılan soğutucu akışkandır. Zehirli, patlayıcı ve yanıcı olmaması sebebiyle tama men emniyetli bir maddedir. Bunlara ilaveten, en ekstrem çalışma şartlarında dahi stabil ve bozulmayan, özelliklerini kaybetmeyen bir maddedir. Ancak, açık bir aleve veya aşırı sıcaklığa haiz bir ısıtıcı ile temas ettirilirse çözülür ve zehirli bileşkelere ayrışır. Kondenserde, ısı transferi ve yoğuşma sıcaklıkları bakımından oldukça iyi bir durum gösterir. Yağlama yağı ile tüm çalışma şartlarında

karışabilir ve yağın kompresöre dönüşü basit önlemlerle sağlanabilir. Yağı çözücü (Solvent) özelliği, kondenser ve evaporatör ısı geçiş yüzeylerin de yağın toplanıp ısı geçişini azaltmasını önler. Buharlaşma ısısının düşük olması sebebiyle sistemde dolaşması gereken akışkan debisi fazladır. Fakat bu önemli bir mahzur olmadığı gibi küçük sistemlerde, akış kontrolünün daha iyi yapılması yönünden tercih edilir.

Büyük sistemlerde ise buhar yoğunluğunun fazlalığı ile, birim soğutma için gerekli silindir hacmi R - 22, R - 500 ve R - 717 (Amonyak) dan çok farklı değildir. Birim soğutma için harcanan beygir gücü de takriben aynı seviyededir.

**R13:** R13 (CClF<sub>3</sub>), -70 °C ile -45 °C arasında kullanılan düşük sıcaklık soğutucusudur. Az sayıda endüstriyel soğutma tesisinde kullanılmaktadır.

**R13B1:** R13B1 (CBrF<sub>3</sub>), -70°C /-45°C aralığında endüstriyel soğutucularda kullanılmaktadır. Yüksek ozon tüketme kapasitesi nedeniyle Montreal Protokolü kapsamında üretimi ve tüketimi tamamen durdurulmuştur.

**R22 (CHClF<sub>2</sub>):** Diğer fluo – karbon soğutucu akışkanlarda olduğu gibi R22’de emniyetle kullanılacak zehirsiz, yanmayan, patlamayan bir akışkandır. R22, derin soğutma uygulamalarına cevap vermek üzere geliştirilmiş bir soğutucu akışkandır, fakat paket tipi klima cihazlarında, ev tipi ve ticari tip soğutucularda da, bilhassa daha kompakt kompresör gerektirmesi (R12’ye nazaran takriben 0.60 katı) ve dolayısıyla yer kazancı sağlaması yönünden tercih edilir. Çalışma basınçları ve sıcaklıkları R12’den daha yüksek seviyede ve fakat birim soğutma kapasitesi için gerekli tahrik gücü takriben aynıdır. Çıkış sıcaklıklarının oldukça yüksek olması sebebiyle, bunun aşırı seviyelere ulaşmasına engel olmak için emiştaki kızgınlık derecesini mümkün mertebe düşük tutmalıdır. Derin soğutma uygulamalarında, aşırı çıkış sıcaklıkları ile karşılaşılacağından (yüksek sıkıştırma oranı sebebiyle) silindirlerin su gömlekli olması tavsiye edilir. Yağ dönüşünü sağlamak için R12’ye nazaran daha dikkatli ve iyi işlenmiş dönüş boruları döşenmeli, derin soğutma uygulamalarında muhakkak yağ ayırıcı konulmalıdır. R12 yağ ile daha çabuk ve iyi karışmaktadır. Su ile ise R22 daha çabuk ve yüksek oranda karışır.

**R23:** R23 (CHF<sub>3</sub>) , düşük sıcaklık soğutucusudur. R13 için alternatif olarak kabul edilmiştir. R23 oldukça yüksek sera etkisine sahiptir. Bu etki R12’ye göre 3 kat fazladır [Beşer,1997].

**R114:** R114 (CClF<sub>2</sub>), yanmayan ve zehirli özelliği olmayan bir soğutucu maddedir. 80 °C 120 °C arasında endüstriyel ısı pompalarında kullanılmaktadır.

**R123:** R123 (CHCl<sub>2</sub>CF<sub>3</sub>), santrifüj soğutucu ünitelerde kullanılan ve R11'e en uygun olan alternatif soğutucu maddedir. R11'li evaporatöre göre metalik olmayan malzemeleri etkileme gücü daha fazladır. Dolayısıyla R123'lü evaporatöre geçişte tüm kauçuk esaslı malzeme değiştirilmelidir. R11'li evaporatör göre daha düşük enerji verimine sahiptir. Zehirleyici özelliği nedeniyle kullanıldığı ortamda ek tedbirler gerektirmektedir. 8 saat boyunca maruz kalınacak maksimum doz 10 ppm'dir.

**R134a:** R134a (CF<sub>2</sub>CH<sub>2</sub>F), termodinamik ve fiziksel özellikleri ile R12'ye en yakın soğutucudur. Halen ozon tüketme katsayısı 0 olan ve diğer özellikleri açısından en uygun soğutucu maddedir. Araç soğutucuları ve ev tipi soğutucular için en uygun olan alternatiftir. Ticari olarak da temini olanaklıdır. Yüksek ve orta buharlaşma sıcaklıklarında ve / veya düşük basınç farklarında kompresör verimi ve sistemin COP(coefficient of performance) değeri R12 ile yaklaşık aynı olmaktadır. Düşük sıcaklık için çift kademeli sıkıştırma gerekmektedir. R134a,mineral yağlarla uyumlu olmadığından polioller veya poliolalkalinglikol bazlı yağlarla kullanılmalıdır.

**R143a:** R143a (CF<sub>3</sub>CH<sub>3</sub>), R502 ve R22 için uzun dönem alternatifi olarak kabul edilmiştir. Amonyak kullanımının uygun olmadığı düşük sıcaklık uygulamalarında kullanılmaktadır. Yanıcı özelliğe sahip olduğundan dönüşüm ve yeni kullanımlarda güvenlik önlemleri göz önünde tutulmalıdır. Sera etkisi R134a'ya göre iki kat daha fazladır. R125 R134a ile birlikte değişik oranlarda kullanılarak R502 alternatifi karışımlar (R404A gibi) elde etmek için kullanılmaktadır.

**R125:** R125 (CF<sub>3</sub>CHF<sub>2</sub>), R502 ve R22 için uzun dönem alternatifi olarak kabul edilmiştir. R143 gibi amonyak kullanımının uygun olmadığı düşük sıcaklıklar için düşünülmüştür. Yanma özelliği yoktur. Ancak sera etkisi R134a'dan iki kat daha fazladır. R134a, R143a R32 ile (örneğin R404A veya R407A gibi) değişik oranlarda kullanılarak R502 alternatifi karışımlar elde edilmektedir.

**R152a:** Ozon tahribatına neden olmayan ve sera etkisi çok düşük olan (R12'nin %2'si kadar) R152a (C<sub>2</sub>H<sub>4</sub>F<sub>2</sub>), ısı pompalarında R12 ve R500 için alternatif olarak kabul edilmiştir. R12 ve R134a'dan daha iyi COP'a sahip olan R152a mineral yağlarla da iyi uyum sağlamaktadır. Yanıcı ve kokusuz olan R152a zehirleyici özellik göstermez. Termodinamik

ve fiziksel özellikleri R12 ve R134a'ya çok yakındır. Bu yüzden dönüşümlerde kompresörde herhangi bir modifikasyona gerek kalmaz. Hacimsel soğutma kapasitesi R12'den %5 daha düşüktür.

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

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

**R404A:** R125, R134a ve R143a'dan oluşan (ağırlıkça sırasıyla %44 / 4 / 52 oranında) ve R502 için alternatif kabul edilen izeotropik bir karışımdır. HCFC içerdiğinden nihai bir alternatif olmayıp 2030 yılına kadar kullanılabilir. Bu soğutucu DUPONT tarafından SUVAHP62 ve ELF - ATOCHEM tarafından FORANEFX70 adıyla piyasaya sunulmuştur. R407A / R407B / R407C: R407A / R407B / R407C, R32, R125 ve R134a'dan oluşan (ağırlıkça sırasıyla %20 / 40 / 40, %10 / 70 / 20 ve % 23 / 25 / 52 oranlarında) ve R502 için alternatif kabul edilen izeotropik bir karışımlardır. Bu soğutucular ICI tarafından KLEA60, KLEA61, KLEA66 ve DUPONT tarafından SUVAAC9000 (R407C) adlarıyla piyasaya sunulmuştur.

**R410A:** R32 ve R125'den oluşan (ağırlıkça %50 / 50 oranında) ve R22 için alternatif kabul edilen yakın izentropik bir karışımdır. 410A ozon tabakasına zarar vermeyen iki HFC'nin karışımı olup, R-22'ye nazaran daha yüksek çalışma basınçları ve soğutma kapasitesine sahiptir [İsa, 2003]. Teorik termodinamik özellikleri R22 kadar iyi değildir. Ancak ısı transfer özelliği oldukça iyidir. R22 - R410A dönüşümünde sistemin yeniden dizayn edilmesi gerekmektedir. Bu değişim yapıldığı takdirde sistem verimi R22'ye göre %5 daha iyi olmaktadır. Sera etkisinin yüksek olması en büyük dezavantajdır. Bu soğutucu ALLIED SIGNAL tarafından GENETRON AZ20 adıyla piyasaya sunulmuştur.

**R500:** R500, R12 ve R152a'dan oluşan bir izentropik bir karışımdır. Karışım oranı ağırlıkça % 73.9 R12, % 26.2 R152a'dır. Düşük oranda R12'ye alternatif olarak

kullanılmaktadır. R12'ye göre daha iyi COP değerine ve 10 - 15 daha yüksek hacimsel soğutma kapasitesine sahiptir.

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

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

**R717 (Amonyak):** Bugün, fluo – karbon ailesinin dışında geniş ölçüde kullanılmaya devam edilen tek soğutucu akışkan Amonyak'dır. Zehirleyici ve bir ölçüde yanıcı – patlayıcı olmasına rağmen mükemmel ısı özelliklerine sahip olması sebebiyle, iyi eğitilmiş işletme personeli ile ve zehirleyici etkisinin fazla önem taşımadığı hallerde, büyük soğuk depoculukta, buz üretiminde, buz pateni sahalarında ve donmuş paketleme uygulamalarında başarıyla kullanılmaktadır. Buharlaşma ısısının yüksek oluşu ve buhar özgül hacminin de oldukça düşük olması sistemde dolaştırılması gereken akışkan miktarının düşük seviyede olmasını sağlar. R22'de olduğu gibi çıkış sıcaklıkları yüksek seviyeli olup kompresör kafa ve silindirlerinin su soğutma gömlekli olması tercih edilir.

#### 4. SOĞU DEPOLAMALI SOĞUTMA SİSTEMLERİ

Günümüzde artık mekanların ısıtılması kadar soğutulması da insanların aradıkları özellikler arasındadır. Soğutma sistemlerinin insanlara sağlamış olduğu konforun yanında, enerji tüketimlerinin yüksek olması, bu sistemlerin dezavantajıdır. Özellikle ülkemizde elektrik birim fiyatlarına kısa zaman aralıklarıyla yapılan zamlar işletmelerin soğutma sistemi tasarım ve seçimi konularında daha hassas yaklaşımlarını gerektirmektedir.

Soğutma sistemleri ile ilgili çalışmalarda teknolojiler geliştirilirken, konfor şartlarının yanında, sistemi oluşturan elemanların, elektrik tüketim maliyetlerinin olumsuz etkilerini de göz önünde bulundurulmalıdır. Bu yöntemlerden bir tanesi de soğu depolamalı soğutma sistemleridir.

Dünyada ve ülkemizde elektrik tüketim ücretleri, işletmelerin soğutma yüklerinin maksimum olduğu gündüz saatlerinde pahalı, soğutmanın az veya hiç kullanılmadığı gece saatlerinde ise ucuzdur. Bu nedenle soğutma grubu için gerekli enerjinin gece depolanıp gündüz kullanılması için soğu depolamalı sistemler geliştirilmiştir. Böyle bir sistemin kullanılabilirliği için bir mahalin soğutulmasında konvansiyonel soğutma sistemi (su soğutma grubu + klima santrali) ile soğu depolamalı soğutma sisteminin (su soğutma grubu +klima santrali+depolama) yatırım ve enerji tüketim maliyetleri yönünden incelenerek uygulanabilirliğinin önceden belirlenmesi gerekir.

Endüstriyel veya ticari işletmelerde soğutma sistemlerinin yükü soğutma gereksiniminin maksimum olduğu, işletmelerin dolu, dolayısıyla cihazların çalıştığı, aydınlatmaların kullanıldığı ve dış hava sıcaklığının maksimum olduğu gündüz periyodu dikkate alınarak bulunur. Soğutmada kullanılacak soğutma sistemi ekipmanları (soğutma grubu + Klima santrali) bu maksimum yükü karşılayacak şekilde seçilir. Bu kriterlere göre seçilmiş cihazlar, yükün az olduğu saatlerde kısmi yükte çalışır. İşletmenin kapalı olduğu saatlerde ise hiç çalışmaz atıl olarak kalır.

Dünyada ve ülkemizde elektrik tüketim fiyatları günün saatlerine göre değişiklikler göstermektedir. Elektrik, soğutma yükünün maksimum olduğu gündüz saatlerinde pahalı, soğutma ekipmanlarının az, hatta hiç kullanılmadığı zaman diliminde ise ucuzdur. Bu durum soğutma için gerekli olan enerjinin, elektriğin ucuz olduğu saatlerde depolanarak, pahalı olduğu saatlerde kullanılmasını gündeme getirmiştir. Bu şekilde çalışan bir sistemde, soğutma yükü, maksimum soğutma yüküne göre değil daha düşük bir yüke göre seçileceğinden, soğutma elemanlarının boyutları ve ilk yatırım maliyetleri daha az olacaktır.

Soğu depolamalı ve depolamasız sistemler arasındaki temel fark, soğu depolamalı sistemlerde enerjinin üretilmesi ve kullanılması zamanlarının birbirinden ayrılmasıdır. Bu durumda elektrik tüketimin ücretlerinde bir azalma sağlar.

#### **4.1 Soğu Depolamalı Soğutma Sistemlerinin Avantajları**

Soğu depolamalı sistemlerde daha küçük soğutucuların ve yardımcı ekipmanların kullanılması, birçok uygulamada konvansiyonel soğutma sistemlerinden daha ucuza kurulabilir. Su soğutucular, soğutma kuleleri, pompalar, fanlar ve boru / kanal boyutlarındaki küçülmeden sağlanan kazanç, gereksinim duyulan depolama sisteminin suyunu sağlayan bir depo görevini de üstlenerek, bunun için ayrı bir sistem kurulması maliyetini de ortadan kaldırır.

Soğu depolamalı sistemlerde, soğüğün gece depolanıp gündüz kullanılması işletme giderlerinin önemli ölçüde azalması demektir. Soğu depolama sistemleri su soğutucusu ile deponun birlikte optimum kullanımlarıyla soğutma yükünde esneklik sağlayarak, soğutma sistemlerinin maksimum verimde çalışmasını sağlar.

Mevcut bir sistemin soğutma kapasitesi, soğu deposu ile, deposuz bir sistemin ilavesine göre çok daha ucuza arttırılabilir. Soğu su depolama tankı, mevcut sistemin soğutma kapasitesini yeni soğutuculara ve dolayısıyla ek bir maliyete gerek duyulmadan arttırır. Böyle bir sistemde mevcut su soğutucular, atıl kaldıkları saatlerde ek soğutma yükünü karşılayarak depo edecek şekilde çalışır.

#### **4.2 İşletme Yöntemlerine Göre Soğu Depolama Sistemleri**

##### **4.2.1 Tam Depolama**

Maksimum yükün olduğu anı da kapsayan bir zaman diliminde bütün yük depodan karşılanır. Bunun dışındaki zamanda ise soğutma grubu tamamen ve/veya kısmen depoya ve de kısmen yüke çalışır. Su soğutucuları çalıştıkları dönemlerde tam kapasite ile çalışırlar.

##### **4.2.2 Kısmi Depolama**

Soğutma grubu bütün gün tam kapasite ile çalışır. Yük, soğutucu kapasitesinin altına düştüğünde, soğutucu depolama amacıyla kullanılır. Yükün, kapasiteyi geçmesi durumunda ise gerekli soğu fazlası depodan karşılanır.

#### **4.3 Depolayıcılar**

Soğu depolayıcı ortamları, su, buz ve ötektik tuzlar olarak bilinen faz değişim malzemeleridir. Her ortamın, birim hacim başına depoladıkları enerji miktarı birbirinden farklıdır. Suyun içerisinde soğu enerjisi duyulur ısı olarak depolanır. Bu da suyun özgül ısısı

ile orantılı olacaktır. Depo hacmi, depo giriş ve çıkış suyu arasındaki sıcaklık farkına bağlıdır. Soğuk su genellikle 1-4°C arasında depolanır (Öztürk, 1998). Bu sıcaklık konvansiyonel su soğutucusunun çıkış değerlerine ve dağıtım sistemlerine uygundur. Soğu enerjisinin buz içerisinde depolanması gizli ısı olarak olur. Bu da su için 335,5 kJ/kg lık bir enerji demektir. Enerji depolaması, suyun katılaşma noktasında meydana geleceğinden soğutma ekipmanı soğuk akışkanı -3°C ile -9°C arasında bir sıcaklıkta sağlamalıdır. Bu cihazların normal çalışma koşullarının altındadır. Bu nedenle buz depolama teknolojisine bağlı olarak özel buz yapıcılar kullanılmalı veya düşük sıcaklıklı soğutucular seçilmelidir. Ötektik tuzlar da gizli ısı yoluyla enerji depolarlar. Soğu depolama uygulamaları için kullanılan inorganik tuzlar, sıvı ve yapısal kararlılığı sağlayan bir ara maddeyi içeren karışım şeklindedir. Bu karışım 8°C civarında faz değiştirebilir. Genellikle bu karışımlar, plastik kaplar içine doldurulur ve belirli bir düzen içinde depolama tankına yerleştirilir. Fakat ötektik tuzların veya buz haline gelmiş (kristalize suyun) kullanılması, deponun başka amaçlar içinde kullanılmasına engel olmaktadır. Biz uygulama projemiz de 1 °C sıcaklıktaki su deposunu kullanacağız.



## 5. UYGULAMA

### 5.1 Giriş

Günümüzde artık işletmeciler enerji ve su kaynaklarının kendilerine bir kaç gün yetecek kadar depolamak istemektedirler. Amacına yönelik olarak su depolarını 5 grupta inceleyebiliriz;

- a) Kullanma suyu depoları
- b) Bahçe sulama suyu depoları
- c) Yangın suyu depoları
- d) Yakıt depoları
- e) Soğu Depoları v.s.

Özellikle yangın sistemlerinde son dönemlerde yangın suyu depolama önem kazanmıştır. Bu depoların amacı yangın anında en az 1 saat kesintisiz su sağlamaktır. Standartlar gereği bu depolar diğer depolardan bağımsız olarak düşünölmek zorundadır. (Amerikan Milli Yangından Korunma Derneği-NFPA, 2000)

Enerji depolamak (Soğu Depoları) günümüzde küçük ölçeklerde kullanılsa da büyük ölçekli enerji depolama sistemleri iyi optimize edilmediği sürece ekonomiklikten ve kullanılabilirlikten uzak kalmaktadır. Biz projemizde iyi bir optimizasyonla enerjiyi uygun olarak depolamak istiyoruz. Bu doğrultuda depolama sistemlerinin ilk yatırım maliyeti ve bakım masraflarından dolayı diğer depolarla ortak olarak kullanılacaktır. Bu projede yangın deposuyla soğu ısı deposunun beraber düşünölmüştür ve depo normal şartlarda binanın soğutma yükünü karşılayacak, yangın anında ise bu depodaki su yangın pompalarıyla çekilip yangınla mücadele sistemine aktarılacaktır.

## 5.2 Bina Özellikleri ve Dizayn Şartları

Mevcut bina alış-veriş merkezi olarak kullanılmakta ve içerisinde market, sinema, mağazaları olan 25000 m<sup>2</sup> kapalı alana \* sahiptir.

Şehir: İstanbul

Kuru termometre sıcaklığı (KTS): 33 °C

Yaş termometre sıcaklığı (YTS): 24 °C

Enlem ve Boylam: 40°-29°

Deniz seviyesine göre kotu: 30 m

Çalışma zamanı: Güneş saatiyle sabah 09.00, akşam 22.00 arası

## 5.3 Bina Soğutma Yüğü Hesabı

Bina 25000 m<sup>2</sup> kapalı alana sahiptir. Binanın klimatize edilmesi için gerekli soğutma yükü ASHRE Fundamentals, 2001; Küçükyalı, 2001 kaynaklarına göre birim alan için gerekli ısı yükü yöntemiyle normal durumlar için belirlenmiştir ve birim alana 100 W alınmıştır.

$A$ ; bina kullanım alanı m<sup>2</sup>

$q$ ; birim alan için yaklaşık soğutma yükü W/m<sup>2</sup>

$Q_T$ ; bina soğutma yükü kW olmak üzere,

$$Q_T = q \cdot A; \quad (5.1)$$

$$Q_T = 100 \text{ W/m}^2 \cdot 25000 \text{ m}^2$$

$$Q_T = 2500000 \text{ W} = 2500 \text{ kW bulunur.}$$

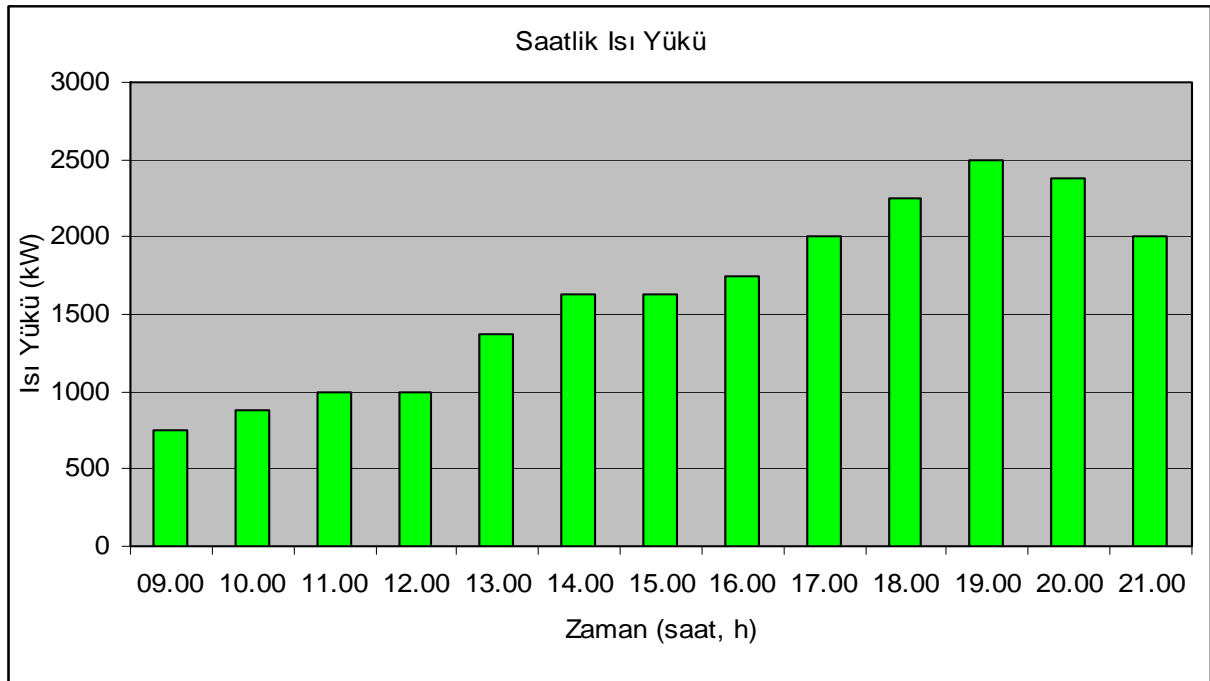
Bu değer soğutma yükünün en fazla olduğu zaman için geçerlidir. Isı yükünün en fazla olduğu zaman dilimi ilk bakışta güneş ışının en fazla olduğu zaman dilimi olduğu düşünülebilir. Fakat gizli ısının fazla olduğu hacimlerde soğutma yükünü güneş ışınlarından gelen yük değil, gizli ısıyı artıran ıslak prosesler, insanlar, bitkiler gibi nesnelere gelen yükler pik yükün belirlenmesini sağlar. Bunun sebebi olarak binanın ısı tutma oranını hatta bina içindeki nesnelere ısı tutma oranları gösterilmektedir. Çünkü binanın bileşenleri ısıyı güneşli saatlerde tutar ve özellikle insan yoğunluğunun akşam saatlerinde arttığı alış-veriş

---

\* Burada, marketteki soğuk odaların bulunduğu kısımlarının ısı yükü sistemden karşılanmayacaktır.

merkezi gibi hacimlerde akşam saatlerine doğru dışarıya verir ve insanlardan gelen yüklerle gerçek pik yük saatini belirler (Carrier, 2003; Küçükyalı, 2001). Bu zaman; İstanbul için genelde hesaplar sonucu ortaya çıkan, ağustos ayı saat 19.00 olarak kabul edilmiştir ve  $Q_T=2500$  kW bu saat için pik yük olacaktır. Proje yapılırken tüm hesaplar bu değere göre yapılacaktır. Diğer taraftan alış-veriş merkezinin saat bazında yükünü belirlemek gerekir. Çünkü en fazla yük yoğunluğu belli bir zaman dilimi için geçerlidir. Diğer saatler bu yükten daha az olacaktır. Aşağıdaki Çizelge 5.1 ve 5.2' de binanın çalışma zamanı için gün içerisindeki soğutma yükünün saat bazında değişimini gösterilmektedir.

Çizelge 5.1 Isı yükü, zaman arasındaki ilişki; gün içerisinde saatlik soğutma ihtiyacı (saat 19.00 pik yük saatidir).



Çizelge 5.2 Isı yükü-zaman arasındaki ilişki; gün içerisinde saatlik soğutma ihtiyacı ve oranı (koyu renkli hücre saat 19.00 için pik yük saatidir).

Saat (h)	Isı Yükü (kW)	Oran (Yük/Pik Yük)
09.00	750	0,30
10.00	875	0,35
11.00	1000	0,40
12.00	1000	0,40
13.00	1375	0,55
14.00	1625	0,65
15.00	1625	0,65
16.00	1750	0,70
17.00	2000	0,80
18.00	2250	0,90
19.00	2500	1,00
20.00	2375	0,95
21.00	2000	0,80

Bu grafiği çizdirirken alış-veriş merkezini ziyaret eden insan yoğunluğundan yararlanılmıştır. Saat 19.00’da insan yoğunluğu en fazla dolayısıyla bina soğutma yükü en fazla olarak kabul edilmiştir. Bu doğrultuda diğer zaman dilimleri için tahmini oranlar verilerek grafik çizdirilmiştir. Örneğin; saat 11.00’ deki anlık olarak insan yoğunluğunu referans alınan saat 19.00 göre 0,40 kat daha az olduğu gibi saatlik olarak soğutma yükü belirlenmiştir.

#### 5.4 Soğutma Sisteminin Tasarımı

Binanın soğutulması için klima santralleri (AHU), fancoiller (FCU) ön görülmüştür. Bunların ısı enerji beslemesi ise uygun zaman dilimlerine göre kısmi olarak veya tam olarak chiller gruplarından veya daha önce bahsedilen soğu ısının depolandığı ve aynı zamanda yangın suyu deposu olarak kullanılacak depodan sağlanacaktır. Sistem 2 kısımdan oluşacaktır.

1.kısım içerisinde evaporatörler (E1 ve E2 grupları, dalma tip), Soğu deposu (SD, su deposu), primer grupta yer sirkülasyon pompası (P1-A\*) ve yardımcı ekipmanlardan oluşmaktadır. 2. kısım ise projelerimizde çok sık rastladığımız hava soğutmalı chiller grubu, primer (P1-B\*\*) ve seconder (P2\*\*\*) pompa gruplarında oluşmaktadır. 1. ve 2. kısımlar sistemin soğutma yükünü karşılamak için kısmi olarak devreye alınacaktır. 1. kısım ısı kaynağı ise evaporatörünün boruları (E1) 2. kısımdaki hava soğutmalı soğutma grubuna bağlanarak sağlanacaktır. Dolayısıyla 1. kısım için ayrıca kompresör olmayacaktır. Sistemin konsept çalışma şemasını Şekil 5.1' de verilmiştir.

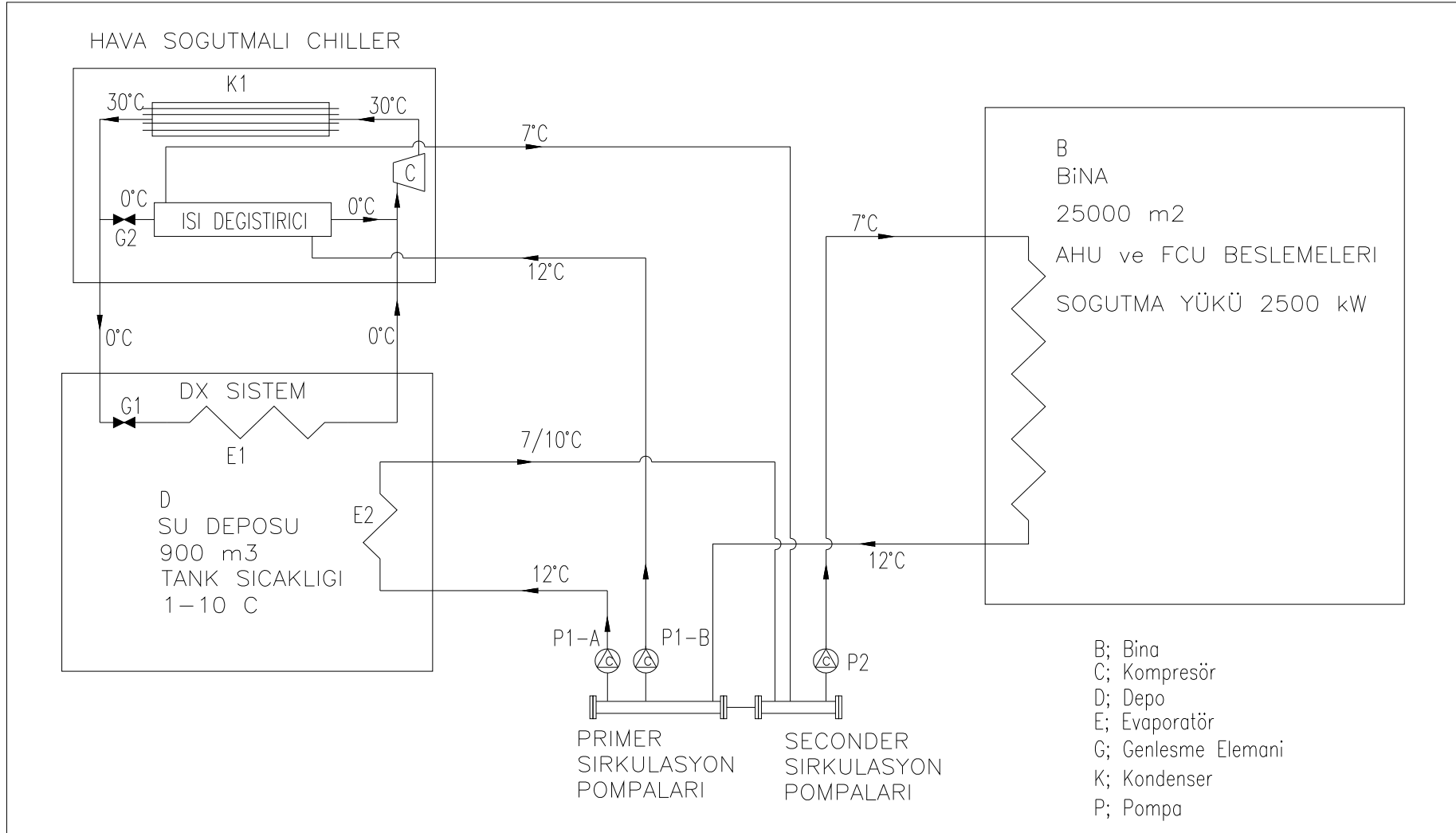
Soğutma grubunun kullandığı soğutucu akışkan gerek verimliliği gerek sistem mekanik elemanlarına uyumluluğu gerek se çevreye verdiği asgari zararlar sebebiyle R-134a gazı seçilmiştir (Özkan,2007; Kaptan vd. 2005; İsa ve İslamoğlu, 2005; Onat vd., 2004; ASHRE, 1998). Bu gazın çalışma sıcaklık rejimi ise 0-30 °C'dir. Normal şartlarda bu tip sistemlerde soğutma grubunun kondenzasyon sıcaklığı ortam sıcaklığından 6-10°C yüksek seçilir. Fakat burada daha önce soğutma sistemlerinde bahsedilen ECOMESH yöntemi kullanılacaktır. Bu yöntemle dış hava sıcaklığı İstanbul için 33 °C'den havanın 24 °C olan yaşa termometre sıcaklığına düşürülebilmektedir (Friterm, 2005). Bu durumda dizayn sıcaklıkları 1 °C emniyette kalınarak 25 °C dış hav sıcaklığı olacak şekilde alınmıştır. Bu yöntemle %25-30 kadar verim beklenmektedir.

---

\*, \*\*, \*\*\* P1-A, P1-B, P2 pompaları ilk aşamada teorik olarak tek pompa şeklinde numaralandırılmıştır. Fakat pratik hesaplar sonucu bulunan kapasitelerde tek pompa kullanmak çok riskli olacaktır. Herhangi bir arıza durumunda veya pompanın kullanılamaz olması durumunda ilgili pompa hurdaya çıkacak ve büyük mali zarar getirecektir. (Şen, 2006; Küçükyalı, 2005)

1. kısmın içerisinde 1. kısım, 2. kısım arasında ısı transferini sağlayacak primer pompa grubunda P1-A sirkülasyon pompası vardır. Bu pompa soğuk depolamanın yapıldığı sistemden aldığı ısıyı soğutma sistemine aktaracaktır. Pompanın çalışma rejimi 7-12 °C yerine 10-12 °C olacaktır. Bunun nedeni, P1-A pompası soğutma seconder devre rejimi üst sıcaklığı olan 12 °C kadar depodan çekilen ısıyı aktarabilmemiz. Teorik olarak 12 °C'ye kadar pompayı çalıştırabiliriz fakat pratikte ısı transferini yapan eşanjörlerin veriminin dolayı bu sıcaklık 10 °C olarak alınmıştır. Diğer kontrol noktamız ise pompanın basınçlandığı su sıcaklığının sabit olmayışıdır. Depo sıcaklığı sabit değildir. Dolayısıyla pompa sıcaklık rejimi de sabit değildir. Bu nedenle pompa içindeki akışkan debisi değişken olmalıdır. Bu pompa seconder devredeki pompalar gibi frekans konvertörlü olup değişken olan depo sıcaklığına göre eşanjör içindeki hızı ayarlayacaktır. Bu hızın sınırı ise elbette eşanjör üreticisinin izin verdiği hızdır. (İleri ve Kesim, 2000; Acul, 2008)

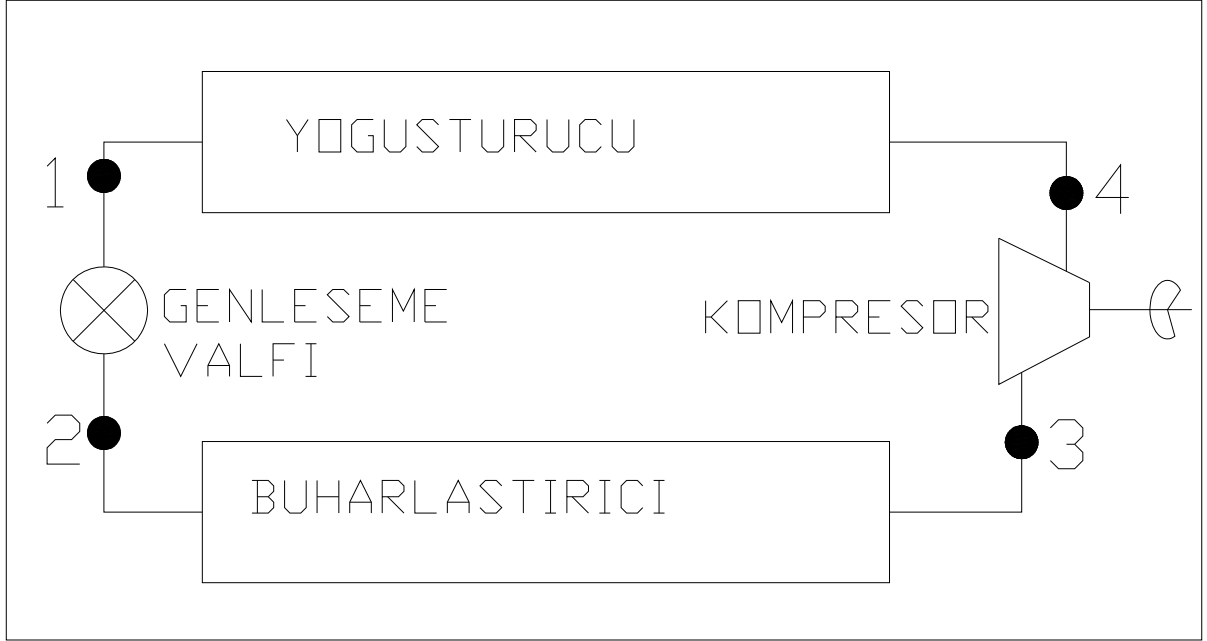
2. kısım sistemin ekipman bakımından yoğun olduğu kısımdır. Burası tipik soğutma sisteminin olduğu 7-12 °C sıcaklık rejiminde çalışan kısımdır. Burada chiller gruplarının suyunu çeviren primer sirkülasyon pompaları (P1-B) ve AHU ile FCU'lara besleme yapan seconder sirkülasyon pompaları (P2) vardır. Primer ve seconder pompaları birbirine kolektör yöntemiyle ilişkilendirilmiştir.



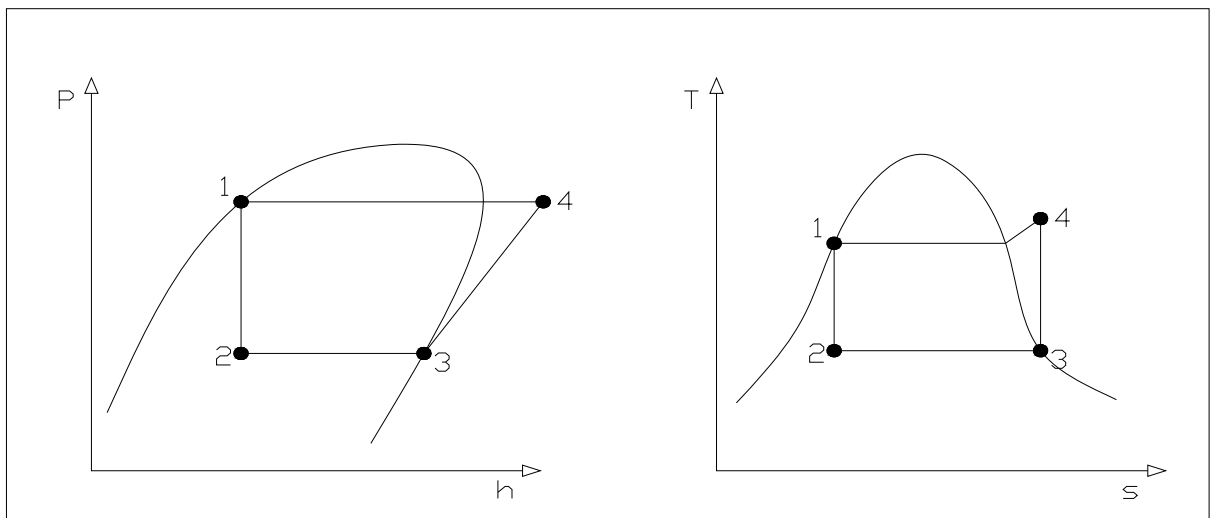
Şekil 5.1 Sistem çalışma konsept şeması

## 5.5 Ekipman Kapasitelerinin Belirlenmesi

Daha önce belirtildiği gibi projeyi 2 kısımda inceliyoruz. 1. kısım depo ve bu depoyu soğutan evaporatör ve P1-A pompasından oluşmakta, 2. kısım ise chiller ve pompa gruplarında oluşmaktadır. İlk önce soğutma gurubumuzun kapasitesini belirlemeliyiz. Soğutma grubunda olan ekipmanlar Şekil 5.2' de tipik bir soğutma çevrimini üzerinde verilmiştir.



Şekil 5.2 Tipik Soğutma çevrimi



Şekil 5.3 Soğutma çevrimi, şematik basınç-entalpi (lnP-h) ve sıcaklık-entropi (T-S) grafikleri.



İlk aşamada tüm hesaplar ideal durum için yani kayıpsız olarak düşünülecektir. Bu durumda R-134a soğutucu akışkanı için Şekil 5.3'deki noktaların entalpi değerleri aşağıdaki gibidir.(MMO Soğutma Tekniği, 2003)

$$h_1=240 \text{ kJ/kg}$$

$$h_2=240 \text{ kJ/kg}$$

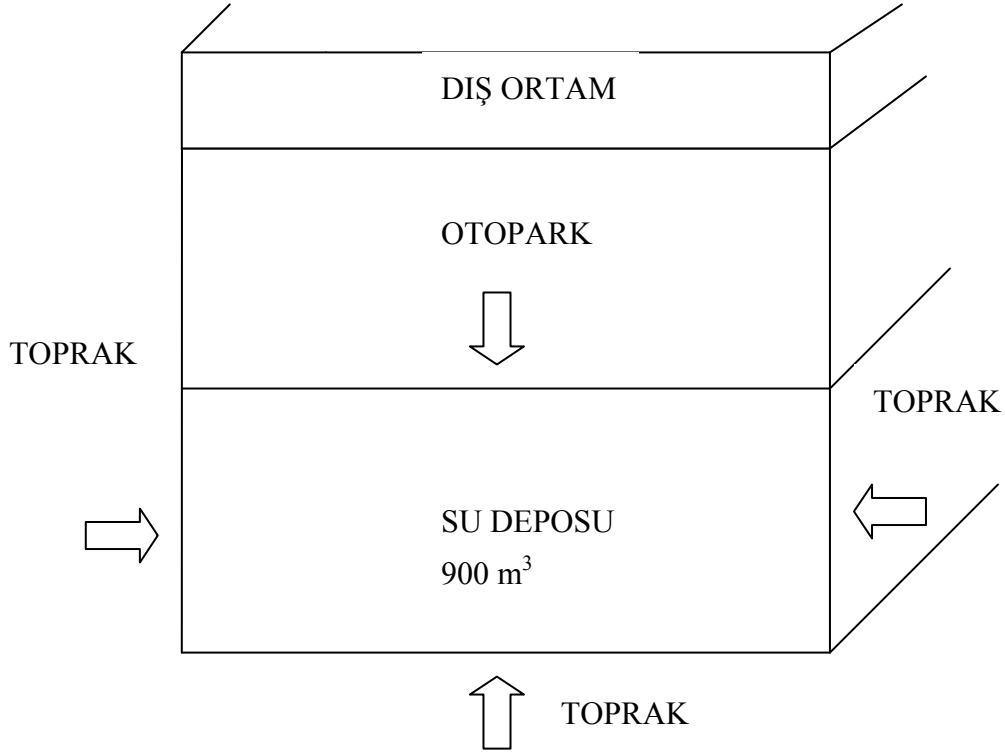
$$h_3=400 \text{ kJ/kg}$$

$$h_4=430 \text{ kJ/kg}$$

Sistemin kapasitesini bulmadan önce deponun özelliklerini belirlemeliyiz çünkü sistem kapasitesini bina soğutma yükü ve depo içindeki su miktarı belirleyecektir. Bunun sebebi soğutma grubunun depodaki suyu ekonomik zaman diliminde soğutacak kapasitede olması gerekir.

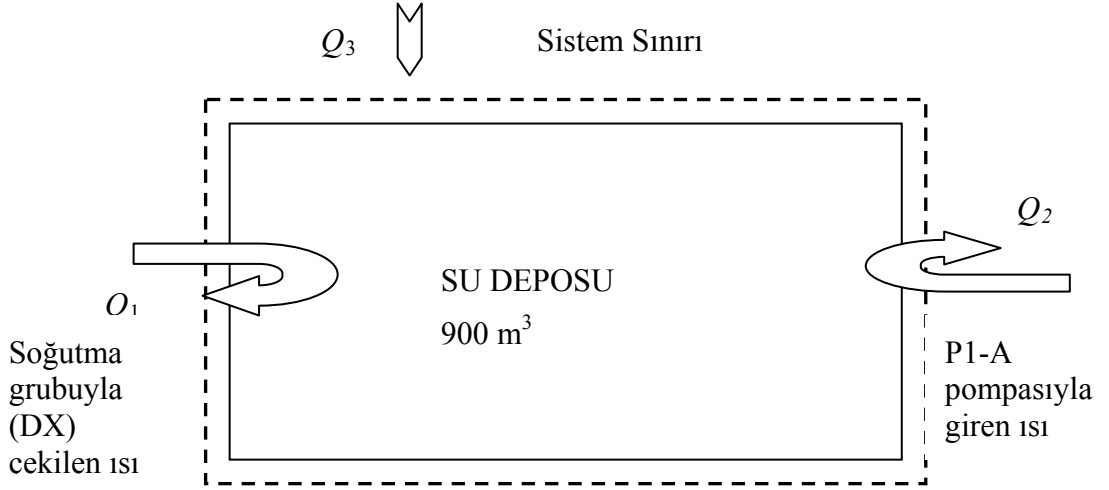
#### **5.5.1 1.Kısım; Su Deposunun Özellikleri**

Depo 15x15 m<sup>2</sup> alana ve 4 m yüksekliğe sahiptir. Bu durumda deponun hacmi (V); 900 m<sup>3</sup>'tür. Depo sıcaklığı 10 ile 1 °C arası değişecektir. 1 °C daha aşağıdaki sıcaklıklarda depodaki suyun pratik olarak yer yer donma göstereceği unutulmamalıdır. Ortalama sıcaklık olan 4,5 °C için  $\rho$ ; suyun yoğunluğu 1000 kg/ m<sup>3</sup> alınırsa su deposundaki soğutulacak olan  $m_d$ ; su kütlesi 900000 kg'dır. Su deposu hacim olarak epey yer işgal etmektedir. Pratik olarak deponun uygulanabilir bir yere konumlandırılması gerekir. Bu projede depo otopark alanı altına inşa edilecek diye kabul edilecektir. Depo ısı kaybı açısından da izole edilmesi gerekir. Deponun 4 tarafı ve tabanı toprak temaslı tavanı ise otopark alanıyla bitişiktir. Toprak temaslı yüzeylerde ve otopark tarafında ısı kaybı vardır. Şekil5.4'de depo şematik olarak gösterilmiştir. Şekil üzerideki oklar ısı transferinin olduğu yüzeyleri göstermektedir.



Şekil 5.4 Su deposu şematik gösterimi

Depo için özel bir ısı kayıp kazanç hesabı yapılmayacaktır. Bunun yerine daha sonraki hesaplarda da görebileceğimiz gibi saatte  $0.15\text{ }^{\circ}\text{C}$  sıcaklık artışı olacağını kabul edeceğiz. Sistem çalışma prensibinde anlatıldığı gibi; depo suyunu elektrik fiyatının düşük olduğu akşam 22.00 ile sabah 06.00 arası zaman diliminde soğutacağız ve bu ısıyı binanın kullanım durumunda kısmi olarak kullanacağız. Deponun sistem sınırlarını çizip termodinamik modellemesini Şekil 5.5'deki gibi yapabiliriz. Sistemin kütle dengesini yazmaya gerek yoktur. Çünkü sistem sınırından kütle giriş çıkışı olmamaktadır.



Şekil 5.5 Su deposunun termodinamik modellenmesi

Termodinamiğin 1. yasası;

$$Q - W = \Delta E \quad (5.2)$$

$Q$ ; Isı miktarı (kW);

$W$ ; hareketli ekipman işi (kW);

$\Delta E$ ; iç enerji değişimi (kW, kinetik ve potansiyel enerjiler sıfır alınmıştır.);

$W$ ; hareketli ekipman işi, sistem içinde pompa, kompresör gibi cihazlar olmadığından 0'dır.

$$Q = \Delta E \quad (5.3)$$

5.2 denkleminin 5.3 haline alınırsa. Buradaki  $Q$  net ısı değişkenidir ve 5.4 denklemindeki parametrelerden oluşur.

$$Q = Q_1 + Q_2 + Q_3 \quad (5.4)$$

$Q_1$ ; deponun soğutulması için çekilen ısı miktarıdır (kW).

$Q_2$ ; deponun kullanımı durumunda sistem sınırında transfer olan ısı (kW)

$Q_3$ ; depoya gün boyunca toprak, otopark kısımlarından gelen ısı miktarı (kW).

$$Q = m \cdot c \cdot \Delta T \quad (5.5)$$

$m$  ; kütleli debi (kg/sn)

$C$ ; Özgül ısı (4,211 kJ/kg. °C)

$\Delta T$ ; sıcaklık farkı (°C) 'dır.

Depo 22.00/06.00 saatleri arasında DX sistemi sayesinde soğuyacaktır  $Q_1$  değişkeninin ısı kaynağı DX sistemdir. Diğer taraftan depo ısınmasına neden olan  $Q_2$  ve  $Q_3$  olmak üzere iki tane parametre vardır.  $Q_2$  ısı ise P1-A pompası tarafından sisteme giriş çıkış yapmaktadır. Depo suyu daha önce bahsedildiği gibi bina kullanım saatlerinde belli oranlarda soğutma sistemine katkıda bulunacaktır.  $Q_3$  ısı ise sistem sınırına toprak ve otopark yüzeylerinden gelendir. Bu değer mevcut depo sıcaklığı üzerinden 0,15 °C artırım yapılarak içeriye giren ısı akısı belirlenmiştir ve tüm gün boyunca bu ısı girişi olacaktır. Bu durumda depo üzerindeki ısı akıları sabit değildir. Deponun sistem sınırına giren çıkan ısı miktarları saatlik olarak Çizelge 5.3'te verilmiştir. Yine Çizelge 5.4'de deponun 24 saat içindeki sıcaklık değişimi eğrisel grafik üzerinde görünmektedir.

Denklem 5.3'de verilen sadeleşmiş termodinamiğin 1. yasası formülüyle sistem sınırındaki net ısı yükü depodaki iç enerji değişimine neden olacaktır. Çizelge 5.3'te  $Q$  ısı miktarları hesaplanırken 5.5 denklemi kullanılmıştır. İç enerji değişimi bulunurken ise

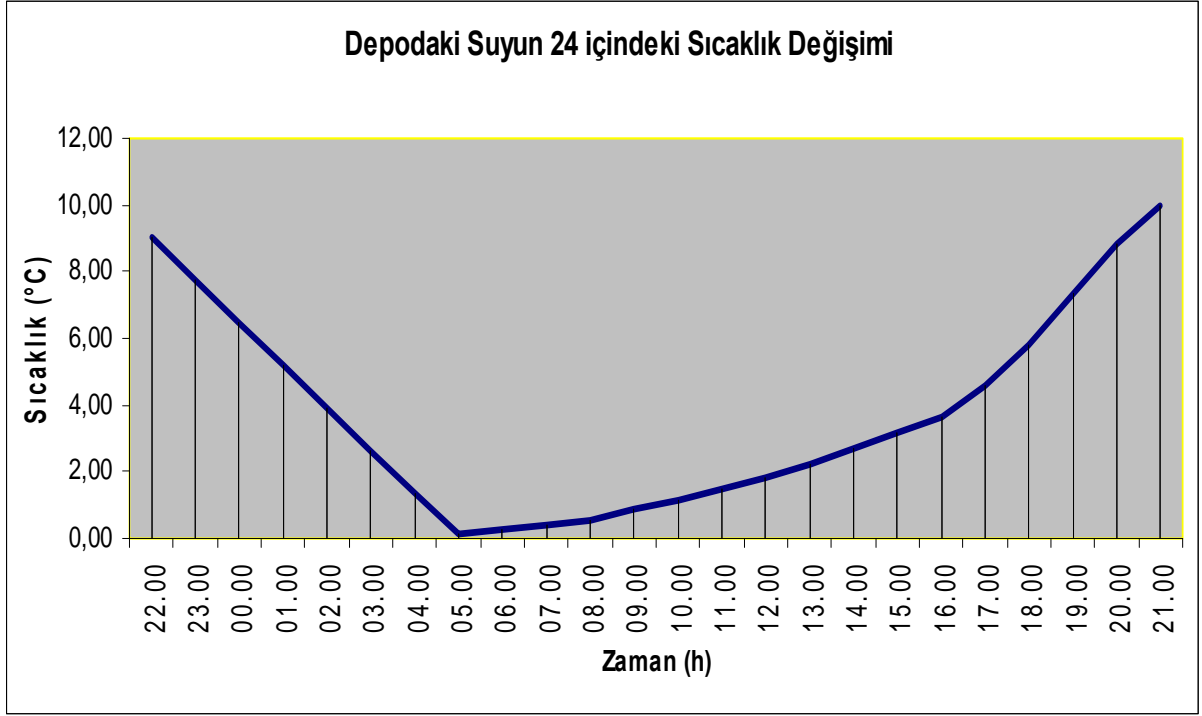
$Q_1, Q_2, Q_3$  sırasıyla + , - , - şeklinde işaretlemeler yapılmıştır. Bunların dışında depodaki suya hareket kazandıracak bir ekipmana gerek vardır. Çünkü suyun durağan olması eşanjörlerdeki ısı transferini verimsiz hale getirir. bu ekipman deponun uygun yerlerine yerleştirilen düşük devirli ve pervanesi büyük çaplı bir karıştırıcı olabileceği gibi suyu bir bölgeden alıp diğer bölgeye taşıyan sabit devirli bir pompada olabilir. Bu pompa aynı zamanda depodaki suyu başka yerlere taşımakta da kullanılabilir. Örneğin bahçe sulama sistemine..

Çizelge 5.3 Depo üzerindeki ısı giriş-çıkışları, iç enerji ve depo sıcaklık değişimi.

("-" işareti olan hücreler o ekipmanın çalışmadığını göstermektedir.)

Saat (h)	$Q_1$ (kW)	$Q_2$ (kW)	$Q_3$ (kW)	$\Delta E=Q=Q_1+Q_2+Q_3$ (kW)	Depo Sıcaklığı (Artırimsız)	Depo Sıcaklığı (0,15 °C artırımlı)
22.00	1500	-	157,9	157,9	8,88	9,03
23.00	1500	-	157,9	157,9	7,60	7,75
00.00	1500	-	157,9	1342,1	6,33	6,48
01.00	1500	-	157,9	1342,1	5,05	5,20
02.00	1500	-	157,9	1342,1	3,78	3,93
03.00	1500	-	157,9	1342,1	2,50	2,65
04.00	1500	-	157,9	1342,1	1,23	1,38
05.00	1500	-	157,9	157,9	-	0,10
06.00	-	-	157,9	157,9	-	0,25
07.00	-	-	157,9	157,9	-	0,40
08.00	-	-	157,9	157,9	-	0,55
09.00	-	750	157,9	907,9	0,69	0,84
10.00	-	875	157,9	1032,9	1,01	1,16
11.00	-	1000	157,9	1157,9	1,35	1,50
12.00	-	1000	157,9	1157,9	1,69	1,84
13.00	-	1375	157,9	1532,9	2,10	2,25
14.00	-	1625	157,9	1782,9	2,56	2,71
15.00	-	1625	157,9	1782,9	3,02	3,17
16.00	-	1750	157,9	1907,9	3,50	3,65
17.00	-	2000	157,9	2157,9	4,41	4,56
18.00	-	2250	157,9	2407,9	5,63	5,78
19.00	-	2500	157,9	2657,9	7,20	7,35
20.00	-	2375	157,9	2532,9	8,71	8,86
21.00	-	2000	157,9	2157,9	9,81	9,96

Çizelge 5.4 Gün içerisinde saatlik depo suyu sıcaklık değişimi.



Saat 22.00 ile 06.00 arası DX sistem çalışmakta ve depo suyu soğutulmaktadır. Bu nedenle bu zaman diliminde sıcaklık düşmektedir. Sabah 06.00 dan sonra hem depo dış yüzeylerinden kazanılan ısı hem de sistemden gelen ısıyla depo ısınmaktadır ve sıcaklık artmaktadır. Çizelge 5.3 ve 5.4'deki donelere bakıldığında sıcaklığın 0-10 °C arasında değiştiğini görmekteyiz. Bu değerlerin ise yılın sadece belli günlerinde geçerli olacağını hatırlatmakta fayda var.

### 5.5.2 1.Kısım; Evaporatör Kapasitesinin Belirlenmesi

Evaporatör yükünün belirlememiz için iki tane değişkenimiz vardır. Bunlardan birisi ekonomik olan saat dilimleri ve ekonomik olabilecek cihaz yüküdür. Eğer soğutma yükünü az alırsak ekonomik saat diliminde, depodaki suyu istenilen sıcaklığa soğutamayız. İkinci değişken olan soğutma kapasitesi çok fazla olması durumunda ise ilk yatırım ve bakım masrafı getirir. İlk durumda sistemi ekonomik olan saat dilimine göre belirleyelim.

AYEDAŞ'ın tarifesine göre saat akşam 22.00 ile sabah 06.00 arası elektrik birim fiyatı 6,73 Ykr/kWh'dir. Bizde depodaki suyu bu saat diliminde istenilen sıcaklığa getirmeliyiz. Depodaki suyun sıcaklığı sistemin çalışma prensibinde de anlatıldığı gibi 1 °C olmalıdır. Depodaki suyun sıcaklığını eksi değerlere indirmek daha ekonomik olmakta fakat suyun dış ortam basıncına bağlı olarak donma noktasının altına düşer ve suda kristalleşme olur. Bu depoladığımız ısı miktarında düşüş gösterse de diğer taraftan bu deponun aynı zamanda

yangın deposu olarak da kullanılacağı unutulmamalıdır. Çünkü yangın anında yangın sistemi depodaki 1 °C suyu kullanabilir fakat kristalleşen suyu kullanamaz.

Aşağıdaki grafikte 1. devrenin değişik kapasitelere göre ekonomik saat diliminde çalıştırılarak 1 °C'ye getirme zamanlarını görebiliriz.

Grafığı çizdirirken kullanılan algoritmalar şöyledir.

$m$ ; depo içindeki su kütlesi, (900000 kg)

$\dot{m}$  ; kütleli debi, (kg/sn)

$Q_{evap}$ ; evaporatör soğutma kapasitesi, (kW)

$C$ ; suyun özgül ısısı 4,211, (kJ/kg°C)

$T_1$ ; depo başlangıç sıcaklığı, 10 °C

$T_2$ ; depoda olması gereken sıcaklık, 1 °C olmak üzere

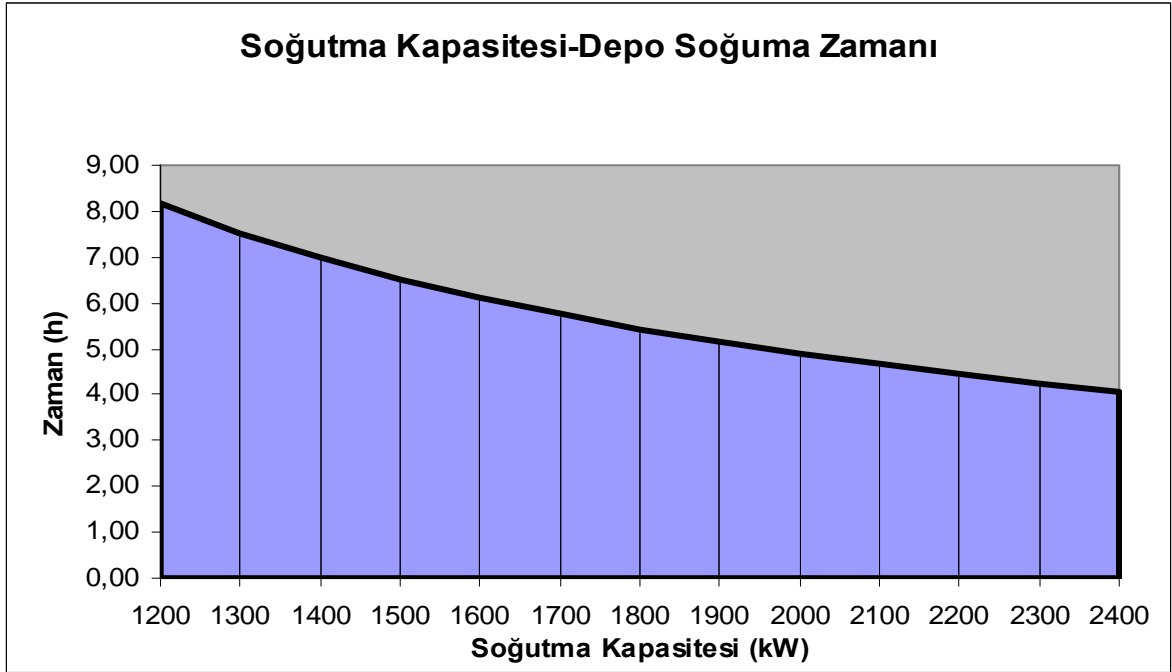
$$Q_{evap} = \dot{m} . C . (T_2 - T_1) \quad (5.6)$$

$$\dot{m} = \frac{Q}{C . \Delta T}$$

$Q_{evap} = 1500$  kW için 5.7 denkleminde

$\dot{m}$  ; birim zamanda soğutulan su kütlesi 38,3 kg/sn bulur. Fakat biz tankın tamamını olan 900000 kg'mı soğutmak istiyoruz orantı yoluyla 1 s'de 38,3 kg soğutan bir evaporatör 900000 kg'mı kaç saniyede soğutur? Buradan t; soğutma zamanı saniye olarak 23500 saniye çıkar saat olarak ise bu değeri 3600' e bölersek yaklaşık 8 saat çıkar. Bu işlemler değişik kapasitelere göre yapılmıştır. Çizelge 5.5'de Çekilen Isıya göre su deposunun soğuma zamanları gösterilmiştir. Yukarıda örnek olarak verilen 1500 kW değeri sistem içindeki kayıplarda göz önüne alınarak uygun görülmüştür. Daha sonraki işlemlerde kayıplarla beraber bu değer yetersiz kalır ise düzeltilme yapılması güç artırımına gidilmelidir.

Çizelge 5.5 Çekilen ısıya göre su deposunun soğuma zamanları



Çizelge 5.5 üzerinden görülebileceği gibi soğutma kapasitesinin düşmesi depodaki suyun ekonomik saatlerde soğuyamamasına sebep olacaktır. Diğer taraftan büyük kapasitede çalışan sistem ilk yatırım ve işletim maliyetini arttıracaktır. Evaporatör kapasitesi ideal durum için geçerlidir. Fakat pratikte evaporatörün bir verimlilik değeri vardır ve firma kataloglarından seçilir evaporatör kapasitesin tek bir ekipmanla çözmek uygun olmayacaktır. Ayrıca su deposunun hacmi de büyüktür. Bu iki sebepten dolayı depoyu soğutmak için 3 adet evaporatör kullanılacaktır. Evaporatörlerin yerleşimi ise 2,5 metre arayla tek sırada depoya monte edilecektir. Evaporatörlerin toplam verimi %85 ( $\eta_{ev}$ ) kabul edilmiştir.

$Q'_{evap}$ ; ideal olmak üzere

$$Q_{evap} = \frac{Q'_{evap}}{\eta_{ev}} \quad (5.8)$$

$Q_{evap} \approx 1765$  kW bulunur.

Bu değer 3 adet evaporatör tarafında karşılanacaktır.  $Q_{evap}$ ;1765 kW evaporatör kapasitesine göre R-134a gazının debisini bulmak için ise 5.9 formülü kullanılacaktır.



$$Q'_{evap} = m_{R-134a} \cdot (h_3 - h_1) \quad (5.9)$$

Gaz debisini olan  $m_{R-22}$  ifadesini yalnız bırakırsak denklem 5.10 şeklini alır.

$$m_{R-134a} = \frac{Q_{evap}}{(h_3 - h_1)} \quad (5.10)$$

Entalpi değerleri daha önce verilmişti. Evaporatör yükü ise Çizelge 5.5'den optimize edilmiştir. Buradan;

$$m_{R-134a} = \frac{1500kW}{(400kJ/kg - 240kJ/kg)}$$

$m_{R-134a} \approx 11$  kg/s olarak bulunur.

### 5.5.3 1.Kısım; Kompresör Kapasitesinin Belirlenmesi

Soğutma sistemlerinde en fazla gücü çeken ekipmandır. Bu nedenle kompresörlü sistemleri ya ucuz tarifeli saatlerde çalıştıracamız ya da diğer saatlerde kısmi olarak. 4 ile 3 noktası arasındaki entalpi farkı birim kütle için çekilen gücü verir.

$$Q'_{komp} = m_{R-134a} \cdot (h_4 - h_3) \quad (5.11)$$

$$Q'_{komp} = 11 \cdot (430kJ/kg - 400kJ/kg)$$

$$Q'_{komp} = 330 \text{ Kw}$$

Bulunan bu değer tek bir kompresörden karşılanması yerine 2 adet 130 kW ve 1 adet 70 kW 'lık kompresörle karşılanacaktır (Bu kompresörler sırasıyla C1, C2, C3 şeklinde isimlendirilmiştir). Çünkü pratikte bu kadar büyük bir kompresörü tek çalıştırmak ilk yatırım ve işletim maliyetini azaltsa da bakım onarım maliyeti artırmakta ve sistemi risk altına sokmaktadır. Herhangi bir arıza durumunda çalışmayacağı veya kompresörün hurdaya çıkacağı düşünülürse riskin ne kadar büyük olduğu anlaşılır.

Sistemin izentropik veriminde %85 kabulü yapılmıştır (Özkan, 2007). Bu durumda kompresör sistemimizin gerçek güç çekim miktarları şöyledir.

$\eta_{iz}$ ; izentropik verim,

$Q_{komp1}$ ; C1 Kompresörü gerçek yükü,

$Q_{komp2}$ ; C2 Kompresörü gerçek yükü,

$Q_{komp3}$ ; C3 Kompresörü gerçek yükü olmak üzere,

$$Q = \frac{Q'}{\eta_{iz}} \quad (5.12)$$

$$Q_{komp1} \approx 153 \text{ kW}$$

$$Q_{komp2} \approx 153 \text{ kW}$$

$$Q_{komp3} \approx 82,5 \text{ kW olarak bulunur.}$$

İleride yapılacak olan ekonomik analiz için kullanılacak değerler bunlardır. Toplam kompresörün ünitesi tarafından çekilen güç 389,5 kW'dır.

#### 5.5.4 1.Kısım; Kondenser Kapasitesinin Belirlenmesi

Kondensere kapasitesi yine diğer ekipmanların kapasitesinin bulunması gibi Çizelge 5.1 noktalarını kullanarak bulunacaktır.

$$Q_{kon} = \dot{m}_{R-134a} \cdot (h_4 - h_1) \quad (5.13)$$

$$Q_{kon} = 11 \cdot (430 \text{ kJ/kg} - 240 \text{ kJ/kg})$$

$$Q_{kon} = 2095 \text{ kW}$$

1.Kısım; DX Sistemin Etkinlik Katsayısı (COP)

Etkinlik katsayısı (COP) 5.14 denklemiyle bulunur.

$$COP = \frac{Q_{evap}}{Q_{komp}} \quad (5.14)$$

$COP \approx 4,55$  bulunur.

#### 5.5.5 1.Kısım; P1-A Pompa Kapasitesinin Belirlenmesi

1. kısım üzerinde elektrik yükünü kompresör kadar çok çekmese de sistemdeki ısıyı sirküle eden P1-A pompası vardır. Bu pompa depo içindeki 1-10 °C sıcaklık rejimindeki suyu 2.kısımda bulunan 7-12 °C sıcaklık rejimindeki suyla ısı transferi yapmasını sağlayacaktır. Daha önce kararlaştırdığımız gibi depo suyu 10 °C ulaştığı zaman devreden çıkacak

dolayısıyla P1-A pompası da çıkacaktır. P1-A pompasının sıcaklık rejimi 1-10 °C olmasına rağmen depodaki su 10 °C olana kadar çalışacak bu durumda pompanın girişinde ki sıcaklık 12 °C iken çıkışı en fazla 10 °C olacak şekilde kapasitesi belirlenecektir. Bu durumda giriş-çıkış arasındaki sıcaklık farkı 2 °C olacaktır.

P1-A pompasının diğer özelliği bu sabit olmaya sıcaklık rejiminde sabit debiyi karşılayacak gerekli donanım olan frekans konvertörüne sahip olmasıdır. Frekans konvertörü pompa motorunun gelen frekansını ayarlayarak istenilen debiyi sağlayacaktır. Pompanın motor gücünü bulmak için 5.15 ve 5.16 denklemleri kullanılacaktır(Öztürk, 2003; Şen, 2006).

$$\dot{V} = \frac{Q}{C \cdot \rho \cdot (T_2 - T_1)} \quad (5.15)$$

$\dot{V}$  ; Akışkan debisi (m<sup>3</sup>/s)

$Q$ ; pompa üzerinden geçen ısı akısı (kW)

$C$ ; suyun özgül ısısı 4,2 (kJ/kg°C)

$T_1$ ; su çıkış sıcaklığı, 10 °C

$T_2$ ; su giriş sıcaklığı, 12 °C olmak üzere,

$\rho$ ; Akışkanın yoğunluğu (kg/m<sup>3</sup>)

P1-A pompası üzerinden yapılan optimizasyonlara göre en fazla pik yükün %50'si oranında geçiş yapacaktır. Bu değer 1500 kW'dır bu durumda akışkan hacimsel debisi,

$$\dot{V} = \frac{1500kW}{4,2kJ/kg^\circ C \cdot 1000kg/m^3 (12-10)^\circ C}$$

$\dot{V} \approx 0,172 \text{ m}^3/\text{s} \approx 53 \text{ m}^3/\text{h}$  bulunur ve basma yüksekliği 10 mSS kabul edilirse pompamızı seçebiliriz. Fakat pratik bu kadar büyük bir pompamızı tek çalıştırmak uygun olmayacaktır. Bu nedenle P1-A pompasını iki paralel pompa şeklinde düşüneceğiz. P1-A pompası için yedekleme yapılmayacaktır.

Bu durumda pompa yeni isimleri şekildeki gibi olmuştur.

P1-A-1 ve P1-A-2 ve pompa seçim parametreleri 0,086 m<sup>3</sup>/s ve 10 mSS (%85 verim)

5.16 denklemiyle pompa motor güçlerine geçebiliriz.

$$P = \frac{\rho \cdot g \cdot \dot{V} \cdot H}{1000 \cdot \eta} \quad (5.16)$$

$P$ ; Pompanın güç (kW)

$\rho$ ; Akışkanın yoğunluğu ( $\text{kg/m}^3$ )

$g$ ; yerçekimi ivmesi ( $9,81 \text{ m/s}^2$ )

$H$ , Pompa basıncı (mSS)

$\eta$ , Pompanın toplam verimi (% 85 kabul edildi.) olmak üzere;

$$P = \frac{1000 \text{ kg/m}^3 \cdot 9,81 \text{ m/s}^2 \cdot 0,086 \text{ m}^3/\text{s} \cdot 10 \text{ mSS}}{1000 \cdot 0,85}$$

$P=10,3 \text{ kW}$  bulunur.

### 5.5.6 2.Kısım; Chiller Kapasitesinin Belirlenmesi

Chiller grupları sistem olarak normal durumlarda tek başına bina soğutma yükünü karşılayacak şekilde seçilmektedir. Fakat soğu kaynağının sistem içinde olması chiller grubunun bina soğutma yükünü tek başına karşılamasına gerek bırakmamaktadır (Başaran ve Erek, 2001). 1. kısımda anlatıldığı gibi P1-A pompasının çalışma oranı (depo sisteminin çalışma oranı) kadarı depodaki soğuk sudan çekilen ısı miktarının bir ölçüsüdür. Fakat P1-A pompasının en az çalışma oranının olduğu saat ile yükün en yoğun olduğu saatin çakışmamasında dolayı yeni bir çizelge oluşturmalıyız. Çizelge 5.6 'da bina kullanım anında depo sisteminin ve Chiller sisteminin çalışma oranları ve soğutma yükleri gösterilmektedir. Çizelgeye göre depo çalışma oranı %20 iken Chiller tarafından karşılanan yük %80 oranında ve 1400 kW'dır. Bu durumda Chiller soğutma yükü 1400 kW olarak alınmıştır. Bu diğer gündüz saatlerinde en fazla yükün olduğu değerdir. Fakat depoyu soğutmak için seçilen güç 1500 kW'tı ve emniyette kalınıp bu değer alınacaktır.

Bu şekilde sistem chiller açısından ilk yatırım maliyetinde azalma olmuştur. Çünkü soğu depolama olmasaydı bu bina için soğutma yükü olan 2500 kW değerinde chiller seçilecekti. Yaklaşık %50 civarında kapasite az alınmıştır ve fiyatında bu değer kadar olmasa düşeceği kesindir.

Çizelge 5.6 Çekilen ısıya göre su deposunun soğuma zamanları

Oran (Anlık Yük/Pük Yük)	Saatlik Toplam Yük (kW)	Depo Çalışma Oranı	Depo Soğutma Yükü (kW)	Chiller Çalışma Oranı	Chiller Soğutma Yükü (kW)
0,30	750	0,2	150	0,8	600
0,35	875	0,2	175	0,8	700
0,40	1000	0,2	200	0,8	800
0,40	1000	0,2	200	0,8	800
0,55	1375	0,2	275	0,8	1100
0,65	1625	0,2	325	0,8	1300
0,65	1625	0,2	325	0,8	1300
0,70	1750	0,2	350	0,8	1400
0,80	2000	0,4	800	0,6	1200
0,90	2250	0,5	1125	0,5	1125
1,00	2500	0,6	1500	0,4	1000
0,95	2375	0,6	1425	0,4	950
0,80	2000	0,5	1000	0,5	1000

### 5.5.7 2.Kısım; Pompa Kapasitelerinin Belirlenmesi

Sistemde primer ve seconder pompa grupları vardır. Primer pompa grubu chillerdeki suyu sirküle eden P1-B pompası ve seconder pompa grubu olan P2-A pompasında oluşmaktadır. P2 pompa grubu kolektörler ile AHU, FCU cihazları arasındaki suyu sirküle etmektedir.

Pompa kapasitelerini belirlemek için yine 5.15 ve 5.16 denklemleri kullanılacaktır.

P1-B ve P2 pompası için yine pompa seçiminde gerekli olan basma yükseklikleri değeri hesap yapılmadan kabul yöntemiyle belirlenecektir.

P1-B (Primer chiller sirkülasyon pompası) pompası chillerdeki suyu sirküle edecektir bu durumda hacimsel debiyi bulmamız için gerekli değer chillerin soğutma yüküdür. Chillerin soğutma yükü 1400 kW olarak bir önceki başlıkta bulunmuştu, yine sıcaklık farkı 7-12 °C ve özgül ısı 4,2 kJ/kg°C alınırsa, hacimsel debi 5.15 denklemleriyle;

$$\dot{V} = \frac{1400kW}{4,2kj / kg^{\circ}C.1000kg / m^3 (12 - 7)^{\circ}C}$$

$\dot{V} \approx 0,066 m^3/s \approx 120 m^3/h$  bulunur ve basma yüksekliği 10 mSS olarak kabul edilirse pompamızı seçebiliriz. Burada yine 2 adet asıl pompa olarak düşünülecektir ve 1 adet yedek pompa verilecektir.. Bu burumda pompa isimleri şöyledir. P1-B-01, P1-B-02 ve P1-B-03, seçim parametleri ise  $0,033 m^3/s$ , 10 mSS (%85 verim) olur 5.16 denkleminde pompa gücü;

$$P = \frac{1000kg / m^3 .9.81m / s^2 .0.033m^3 / s .10mSS}{1000.0,85}$$

$P \approx 3,84 kW$  bulunur.

P2 pompası için de; verim %85 ve basınç 15 mSS alınarak yukarıdaki hesaplar yapılırsa hacimsel debi ve güçleri aşağıdakiler olur.

$\dot{V} \approx 0,12m^3/s \approx 71,2m^3/h$  bulunur ve bu debiyi sağlayacak 2 adet paralel pompa düşünülür ise bu debi  $0,6m^3/s$  şeklini alır. Bir adette yedek pompa alınmıştır. Bu durumda P2 pompa grubu ismi aşağıdaki gibi olacaktır.

P2-01, P2-02, P2-03 ve 2 adet asıl bir adet yedek olmak üzere hesaplara devam edilecektir. Pompa gücü ise bu değerlere göre

$P \approx 10,3 kW$  dır.

## 5.6 Ekipman Kapasitelerinin Standart Değerlere Getirilmesi

Cihaz kapasiteleri için hesaplanan değerlerle çoğu durumda pratikte bulunan standartlar bire bir tutmaz. Bu nedenle standartları yakalamak için bulunan değerler bir üst standartlara çekilir ve bu şekilde de emniyette kalınır. Projemizde kısım elemanları üzerinde standartlara getirmemiz gereken cihazlar pompalar ve kompresör'dür. Fakat kompresör için bu standart dizasyonu getirmek pek katkı sağlamayacaktır.

### 5.6.1 Pompaların Standart Değerlere Getirilmesi

Özellikle pompaların etiket değerinden daha büyük debilerde de çalıştırabileceği ihtimali dikkate alınarak, motor gücü mil gücünden biraz büyük seçilir. Çizelge 5.7 'de pompa tahrik motoru için  $\alpha$ ; emniyet katsayıları verilmiştir. Emniyet katsayısı dışında bulunan

mil güçlerini karşılayacak motor güçleri vardır (Çizelge 5.8). Bu güçler standarttır ve motor sınıflarını oluştururlar (Şen, 2006)

Çizelge 5.7 Pompa emniyet katsayıları

P (kw)	$\alpha$
<1,5	1,5-1,4
1,5 - 4	1,4-1,25
4 - 35	1,25-1,15
>35	1,15-1,10

Çizelge 5.8 Pompa standart motor güçleri

Standart Motor Gücü (kW)			
1	0,25	14	18,5
2	0,37	15	22
3	0,55	16	30
4	0,75	17	37
5	1,1	18	45
6	1,5	19	55
7	2,2	20	75
8	3	21	90
9	4	22	110
10	5,5	23	132
11	7,5	24	160
12	11	25	200
13	15	26	250

Bu durumda sistemimizin pompaları üzerinde düzeltmeler yapmalıyız. Sistemimizdeki pompaların mil güçlerini 5.16 denklemiyle bulmuştuk Çizelge 5.9 'de olduğu gibide bu mil güçlerine karşılık gelen emniyet katsayıları ve düzeltilmiş motor güçleri verilmiştir.

Çizelge 5.9 Pompa gruplarının standart motor güçleri

P1-A Grubu Pompalar (2 Asıl Pompa)			
Hesaplanan Mil Gücü (kW)	$\alpha$ ; Emniyet Katsayısı	$P_m'=P.\alpha$ ; Hesaplanan Motor Gücü (kW)	$P_m$ ; Standart Motor Gücü (kW)
10,3	1,15	11,82	15

P1-B Grubu Pompalar (2 Asıl, 1Yedek Pompa)			
Hesaplanan Mil Gücü (kW)	$\alpha$ ; Emniyet Katsayısı	$P_m'=P.\alpha$ ; Hesaplanan Motor Gücü (kW)	$P_m$ ; Standart Motor Gücü (kW)
3,84	1,15	4,41	5,5

P2 Grubu Pompalar (2 Asıl, 1Yedek Pompa)			
Hesaplanan Mil Gücü (kW)	$\alpha$ ; Emniyet Katsayısı	$P_m'=P.\alpha$ ; Hesaplanan Motor Gücü (kW)	$P_m$ ; Standart Motor Gücü (kW)
3,84	1,15	11,82	15



## 6. SİSTEM EKONOMİKLİĞİNİN ANALİZİ

### 6.1 Elektrik Maliyeti

Enerji maliyetinin az olduğu saatlerde sistemimizi tasarlamış durumdayız. Daha önceki çizelgeler ekipmanların çalışma oranlarında güçlerinin kapasitelerini vermiştik. Şimdi Çizelge 6.1 ile saatlik çektiği güç ve enerji maliyetini göstereceğiz. Toplam elektrik masrafını D sütunundaki rakamlar 6.1 denkleminde bulunmaktadır.

$D$ ; Saatlik elektrik masrafı (Ykr)

$C1$ ; Saatlik chiller elektrik masrafı (Ykr)

$C2$ ; Saatlik P1-A pompası elektrik masrafı (Ykr)

$C3$ ; Saatlik P1-B pompası elektrik masrafı (Ykr)

$C4$ ; Saatlik P2 pompası elektrik masrafı (Ykr) olmak üzere.

$$D=C1+C2+C3+C4 \quad (6.1)$$

24 saat için ise  $D$  sütunundaki değerlerin toplanması gerekir. Bu şekilde  $\sum D$  günlük elektrik masrafı bulunur. 24 saat sonunda toplam elektrik masrafı 54923 Ykr yani yaklaşık 550 YTL'dir.

### 6.2 Su Deposunun Sistem Dışı Olduğu Durumlar İçin Elektrik Maliyeti

Soğu ısının depolandığı deponun çalışmaması durumunda sistem klasik yöntemde çalışacak ve elektriği pahalı olan tarifelerde kullanacaktır. Bu durum 6.2 çizelgesinde gösterilmiştir. Ekipman kapasitelerini yeniden hesaplamamız gerekir. Çünkü ilk durumda chiller soğutma yükünün bir kısmını şimdi ise tamamı olan 2500 kW'ı karşılamalıdır. 1.kısım ekipman kapasitelerini bulurken kullanılan denklemler burada da geçerlidir. Bu denklemlerle hesaplanan kapasiteler şu şekildedir.

$$Q_{komp}=550 \text{ kW}$$

$$P_{1-B}=17.3 \text{ kW}$$

$P_2=20,6 \text{ kW}$  bulunur. Deponun devre dışı kalmasıyla sistemde ekipman sayısı azalmıştır. Hesaplar sonucunda günlük toplam elektrik masrafı 758 YTL olarak bulunmuştur.

Çizelge 6.1 Sistem elemanlarının saatlik elektrik maliyeti (Koyu olan hücreler o elemanın çalışmadığını göstermektedir).

Saat	Sistem Soğutma Yüğü (kW)	Oran	DX Sistem(Chiller)			P1-A Pompası			P1-B Pompası			P2 Pompası			Genel Toplam (Ykr)
			(A1) Cihaz Çalışma Oranı	(B1) Cihaz Gerçek Çalışma Oranı	(C1) Elektrik Masrafı (Ykr)	(A2) Cihaz Çalışma Oranı	(B2) Cihaz Gerçek Çalışma Oranı	(C2) Elektrik Masrafı (Ykr)	(A3) Cihaz Çalışma Oranı	(B3) Cihaz Gerçek Çalışma Oranı	(C3) Elektrik Masrafı (Ykr)	(A4) Cihaz Çalışma Oranı	(B4) Cihaz Gerçek Çalışma Oranı	(C4) Elektrik Masrafı (Ykr)	
22.00	1500	1:00	1,00	1,00	2619,8										2619,8
23.00	1500	1:00	1,00	1,00	2619,8										2619,8
00.00	1500	1:00	1,00	1,00	2619,8										2619,8
01.00	1500	1:00	1,00	1,00	2619,8										2619,8
02.00	1500	1:00	1,00	1,00	2619,8										2619,8
03.00	1500	1:00	1,00	1,00	2619,8										2619,8
04.00	1500	1:00	1,00	1,00	2619,8										2619,8
05.00	1500	1:00	1,00	1,00	2619,8										2619,8
06.00															
07.00															
08.00															
09.00	750	0,30	0,8	0,24	1082,5	0,2	0,06	5,3	0,8	0,24	57,2	0,30	0,30	71,5	1216,5
10.00	875	0,35	0,8	0,28	1262,9	0,2	0,07	6,2	0,8	0,28	66,7	0,35	0,35	83,4	1419,2
11.00	1000	0,40	0,8	0,32	1443,4	0,2	0,08	7,1	0,8	0,32	76,2	0,40	0,40	95,3	1622,0
12.00	1000	0,40	0,8	0,32	1443,4	0,2	0,08	7,1	0,8	0,32	76,2	0,40	0,40	95,3	1622,0
13.00	1375	0,55	0,8	0,44	1984,6	0,2	0,11	9,8	0,8	0,44	104,8	0,55	0,55	131,0	2230,2
14.00	1625	0,65	0,8	0,52	2345,5	0,2	0,13	11,6	0,8	0,52	123,9	0,65	0,65	154,8	2635,7
15.00	1625	0,65	0,8	0,52	2345,5	0,2	0,13	11,6	0,8	0,52	123,9	0,65	0,65	154,8	2635,7
16.00	1750	0,70	0,8	0,56	2525,9	0,2	0,14	12,4	0,8	0,56	133,4	0,70	0,70	166,7	2838,4
17.00	2000	0,80	0,6	0,48	3426,9	0,4	0,32	28,5	0,6	0,48	181,0	0,80	0,80	301,6	3937,8
18.00	2250	0,90	0,5	0,45	3212,7	0,5	0,45	40,0	0,5	0,45	169,6	0,90	0,90	339,3	3761,6
19.00	2500	1,00	0,4	0,40	2855,7	0,6	0,60	53,4	0,4	0,40	150,8	1,00	1,00	377,0	3436,8
20.00	2375	0,95	0,4	0,38	2712,9	0,6	0,57	50,7	0,4	0,38	143,3	0,95	0,95	358,1	3265,0
21.00	2000	0,80	0,5	0,40	2855,7	0,5	0,40	35,6	0,5	0,40	150,8	0,80	0,80	301,6	3343,7

Çizelge 6.2 Deponun olmaması durumunda sistem elemanlarının saatlik elektrik maliyeti

Saat	Isı Yüğü (kW)	Oran (Yük/Pik Yük)	Elektrik Masrafı Ykr						SAATLİK TOPLAM (Ykr)
			Chiller Kompresörü (650 kW)		P1-B Pompası (17,3 kW)		P2 Pompası (20,6 kW)		
			Çektiğı Güç (kW)	Elektrik Maliyeti (Ykr)	Çektiğı Güç (kW)	Elektrik Maliyeti (Ykr)	Çektiğı Güç (kW)	Elektrik Maliyeti (Ykr)	
09.00	750	0,30	165	1911,9	5,19	60,1	6,18	113,3	2085,3
10.00	875	0,35	192,5	2230,5	6,055	70,2	7,21	132,2	2432,9
11.00	1000	0,40	220	2549,1	6,92	80,2	8,24	151,1	2780,4
12.00	1000	0,40	220	2549,1	6,92	80,2	8,24	151,1	2780,4
13.00	1375	0,55	302,5	3505,1	9,515	110,3	11,33	207,8	3823,1
14.00	1625	0,65	357,5	4142,4	11,245	130,3	13,39	245,6	4518,2
15.00	1625	0,65	357,5	4142,4	11,245	130,3	13,39	245,6	4518,2
16.00	1750	0,70	385	4461,0	12,11	140,3	14,42	264,5	4865,8
17.00	2000	0,80	440	8069,6	13,84	253,8	16,48	302,2	8625,7
18.00	2250	0,90	495	9078,3	15,57	285,6	18,54	340,0	9703,9
19.00	2500*	1,00	550	10087,0	17,3	317,3	20,6	377,8	10782,1
20.00	2375	0,95	522,5	9582,7	16,435	301,4	19,57	358,9	10243,0
21.00	2000	0,80	440	8069,6	13,84	253,8	16,48	302,2	8625,7
GENEL TOPLAM									75785 Ykr
									758 YTL

\* Koyu olan hücre 2500 kW pik yüküdür.

### 6.3 İki Sistem Günlük Elektrik Maliyeti Açısından Karşılaştırılması

Sistemler arasındaki işletim maliyeti bakımından tek fark soğu ısının depolandığı su deposunun ve ekipmanlarının (1.kısım) olmamasıdır. Bu durumlar için çizelge 6.1 ve 6.2'deki verilere göre günlük işletim maliyeti ilişkisi kurulmuştur. Bu ilişki 1 durumun 2. duruma oranı şeklinde yüzeysel ama açıklayıcı bir şekilde yapılmıştır. Çizelge 6.3'te günlük işletim maliyetleri görülmektedir.

Çizelge 6.3 Deponun olması (1.Durum) ve olmaması (2.Durum) için sistemin 24 saatlik ve senelik\* YTL ve EURO cinsinde elektrik maliyeti\*\*

1.Durum (A)				2.Durum (B)			
Günlük Elektrik Maliyeti		Senelik Elektrik Maliyeti		Günlük Elektrik Maliyeti		Senelik Elektrik Maliyeti	
YTL	EURO "€"	YTL	EURO "€"	YTL	EURO "€"	YTL	EURO "€"
549	287,5	65900	34510	758	396,8	90940	47610

Denklem 6.2'ye göre değerleri oranlarsak;  $I$ ; işletim maliyeti kazancı olmak üzere (%)

$$I = \frac{B - A}{B} = \frac{287,5}{396,8}; \quad (6.2)$$

$I = 28$  % olarak bulunur. Yani soğu ısının depolanmasıyla sistem % 30 yakın bir işletim tasarrufuna gitmektedir.

### 6.4 Yatırım Maliyetlerinin Karşılaştırılması

Çizelge 6.4 ve Çizelge 6.5'de iki durum için yatırım masrafı hesabı çıkarılmıştır. İşletim masrafına ek olarak 1. durum yine avantajları olmuştur. Giriş kısımlarında bahsedildiği gibi daha küçük kapasitede cihazlar seçildiğinden ilk yatırım maliyeti düşmüştür. İki istemin yatırım maliyeti arasındaki fark yaklaşık 15000 €'dur. Bu çok küçük bir fark olsa da sistem kalemlerini yazarken emniyette kalınmıştır. Kesin bir hesap sonucu bu farkın artacağı aşınadır.

\* Soğutma sisteminin bir sene içinde yaz döneminde 4 ay çalışacağı kabul edilmiştir.

\*\* 17 May-08 tarihli Merkez Bankası döviz kurlarına göre 1 EURO (€), 1,91 YTL(Yeni Türk Lirası) alınmıştır.

Çizelge 6.4 İlk yatırım maliyeti 1. Durum

Kısım *	1.Durum
	Yatırım Maliyeti (€)
Soğutma Grubu (1500 kW)	160000
Evaporatör( 6 adet)	5500
P1-A pompası kurulumu	2500
P1-B Pompası Kurulumu	1000
P2 Pompası Kurulumu	3000
Depo İnşası+ Su Temini	50000
Toplam	222000
Endirek Kısımlar( % 25)	55500
Genel Toplam	277500

Çizelge 6.5 İlk yatırım maliyeti 2. Durum

Kısım **	2.Durum
	Yatırım Maliyeti (€)
Soğutma Grubu (2500 kW)	250000
P1-B Pompası Kurulumu	2000
P2 Pompası Kurulumu	3000
Toplam	255000
Endirek Kısımlar( % 15)	38250
Genel Toplam	293250

\*,\*\* Ekipman fiyatları; montaj, akışkan doldurma, devreye alma gibi kalemler eklenmiş ve 1. durum için % 25, 2. durum için ise %15 endirek kısımlar alınarak emniyette kalınmıştır (Tokar A.Ş.)

## 7. SONUÇLAR ve ÖNERİLER

Tasarlanan sistemin çok amaçlı olması, dolaylı olarak çevre ekonomisine katkısı, ülke enerji kaynaklarına desteği ve işletmeci açısından en önemlisi kendini çok kısa bir sürede amortise etmesi sistemi kabul edilebilir hale getirmektedir. Tasarım hesapları sonunda aşağıdaki maddeler halindeki sonuçlara ve yapılması gereken önerilere varılmıştır.

- Sistem ayrıca yangın deposu olarak kullanılacağı için yangın deposu için ayrıca bir bütçe ayırmaya gerek kalmamaktadır. Bu da ekonomik analiz kısmında verilen hesaplara katılmasa da işletmecini ilk yatırım maliyetini düşürecektir. Buna ek olarak depo olması gereken yangın deposundan 10 kat kadar daha büyüktür. Yangın sistemi olarak düşünüldüğünde bu oran çok fazladır ve gereksizdir. Bu dezavantajı ortadan kaldırmak için mevcut depodan diğer işletmelerinde yangın suyu almasına olanak vermektir. Bu şekilde hem diğer işletmeci depo yapmaktan kurtulacak hemde deponun sahibi işletmeci bu kullanımda kendisine gelir elde edecektir.
- Depo soğu depolama olarak düşünülse de, kışın bu deponun ölü yatırım olmasının engellemek için sıcak depolama olarak kullanılabilmesi de olanaklıdır. Fakat kışın ısı kayıplarının fazla olması ve depodaki sıcaklık değerlerin 90-70 °C değil de daha az sıcaklık rejimlerinde çalıştırılacağından ısı cihazlarının yüzey alanları artırılmak zorunda kalınacaktır. Bunu asgariye indirmek için depo daha derinlere inşa edilebilir veya izolasyon miktarının artırıp ısı kaybını azaltarak sistemin verimi artırılabilir. Ayrıca depodaki suyu ısırtmak için güneş enerjisi de ekonomik olabilir. Sıcaklık belli değerlerin üzerine çıkarılamaz çünkü ilk madde de söylediğim gibi deponun ikinci amacı olan yangın sistemine desteği sıcak su olduğu zaman olmayacaktır. Depo için önerilen sıcaklık rejimi 50-40 °C'dir. İyi bir optimizasyonla ekonomikliği incelenmelidir.
- Soğu deponun kullanılmasıyla seçilen soğutma gruplarında önemi kapasite azalmaları olmuştur. Binanın soğutma yükünü karşılamak için seçilen cihazlar pik yüke göre seçilecekti. Fakat soğu deponun kullanılmasıyla cihazlar bina kullanım anı dışında çalıştırılarak soğu ısı depolanmış ve bu ısı bina kullanım anında kullanılmıştır. Bu şekilde daha küçük kapasitelerde cihazlara kullanılmıştır.

- İlk yatırım maliyeti olarak bina pik yüke göre seçilen cihazların maliyeti alınmalıdır. Soğu deponun olması durumunda ise cihazların soğutma yükü düşmüş yani ilk yatırım maliyeti artmış buna karşın evaporatör, pompa gibi cihazların sayısında artış olmuştur. Fakat soğutma grubundaki %50 yakın kapasite azaltılması sebebiyle fazladan gelen bu cihazların maliyetleri önemsiz kalmaktadır.

## KAYNAKLAR

- Acul, H., (2008), “Soğuk Sulu İklimlendirme ve Proses Soğutma Sistemlerinde Kuru Soğutuculu Doğal Soğutma Uygulamaları“, TTMD 2008 Bildirisi, Ankara.
- Acul, H., (2007), “Soğuk Sulu İklimlendirme ve Proses Soğutma Uygulamalarında Enerji Tasarruflu Serbest (Doğal) Soğutma / (FREE COOLING) Sistemleri”, TESKON 2007 Bildirisi, İstanbul.
- ASHRE, (2001), ASHRE Handbook Fundamentals, American Society of Heating, Refrigerating and Airconditioning Engineers, Inc. Atlanta.
- ASHRE. (1998), ASHRE Designation and Safety Classification of Refrigerants, Atlanta.
- Aybers, N. (1992), Soğutma Makinaları, Umran Yayınevi, İstanbul
- Başaran T., Erek, A., (2001),”Bir Soğu Deposunun Ekonomik Analizi”, IV. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi ve Sergisi, 2001, İzmir.
- Beşer, E., (1997), Soğutucu maddelerle ilgili Dünyada ve Türkiyedeki Gelişmeler, Teskon Kongresi 1997, İzmir
- Cansevdi B., Akdemir Ö., Güngör A., (2005) ”Yıl Boyunca Soğutma Suyu Kullanılan Tesisler için Enerji Ekonomisi” Makalesi, VII. TESKON.
- Carrier Corp., (1991), Water Source Heat Pump Engineering Manual, Atlanta.
- Carrier, (2004),”Carrier Hava Koşullandırma Sistem Tasarımı Cilt 1”
- Dossat, R.J., (1978), Principles of Refrigeration, John Wiley and Sons, New York.
- Erdin, E., Alten, A., Şirin, G., (2005), Isıtmak ve Soğutmak İçin Yer Isısının Kullanılması, Dokuz Eylül Üniversitesi Mühendislik Fakültesi, İzmir.
- Friterm, (2005), “ECOMESH Sistemi ve Uygulama Örnekleri” Friterm A.Ş. Teknik Makalleri, İstanbul.
- Jordan, R.C., Prister, G.B. (1965), Refrigeration and Air Conditioning, Prentice-Hall, Inc., Englewood.
- İleri, A., Kesim S.C., (2000), “ Soğutma Sistemleri için Optimum Boru Boyutları”, TMD 56. Sayı, Mart-Nisan 2000.
- İsa, K., İslamoğlu, Y., (2003) “R22 Alternatifi” Termodinamik Dergisi 62. Sayı, İstanbul.
- Kaptan, İ.N., Kent F.E., Derbentli, T., (2005), “Soğutma Sistemlerinde ve Isı Pompalarında Kullanılan Soğutucu Akışkanların Performanslarının Karşılaştırmalı Olarak İncelenmesi”, TMD 85. Sayı.
- Köktürk, U., (1994), “ İklimlendirme Tesislerinde Kullanılan Su Çevrimlerine Bağlı Isı Pompaları”, TMD 10. Sayı, Nisan-Mayıs 1994
- Küçükyalı, R. (2005), Enerji Ekonomisi, Isısan Çalışmaları No:351, İstanbul
- Küçükyalı, R. (2001), Klima Tesisatı, Isısan Çalışmaları No:305, İstanbul
- Macintire, H.J., F.W. Hutchinson, (1977) Refrigeration Engineering, John Wiley and Sons, New York.



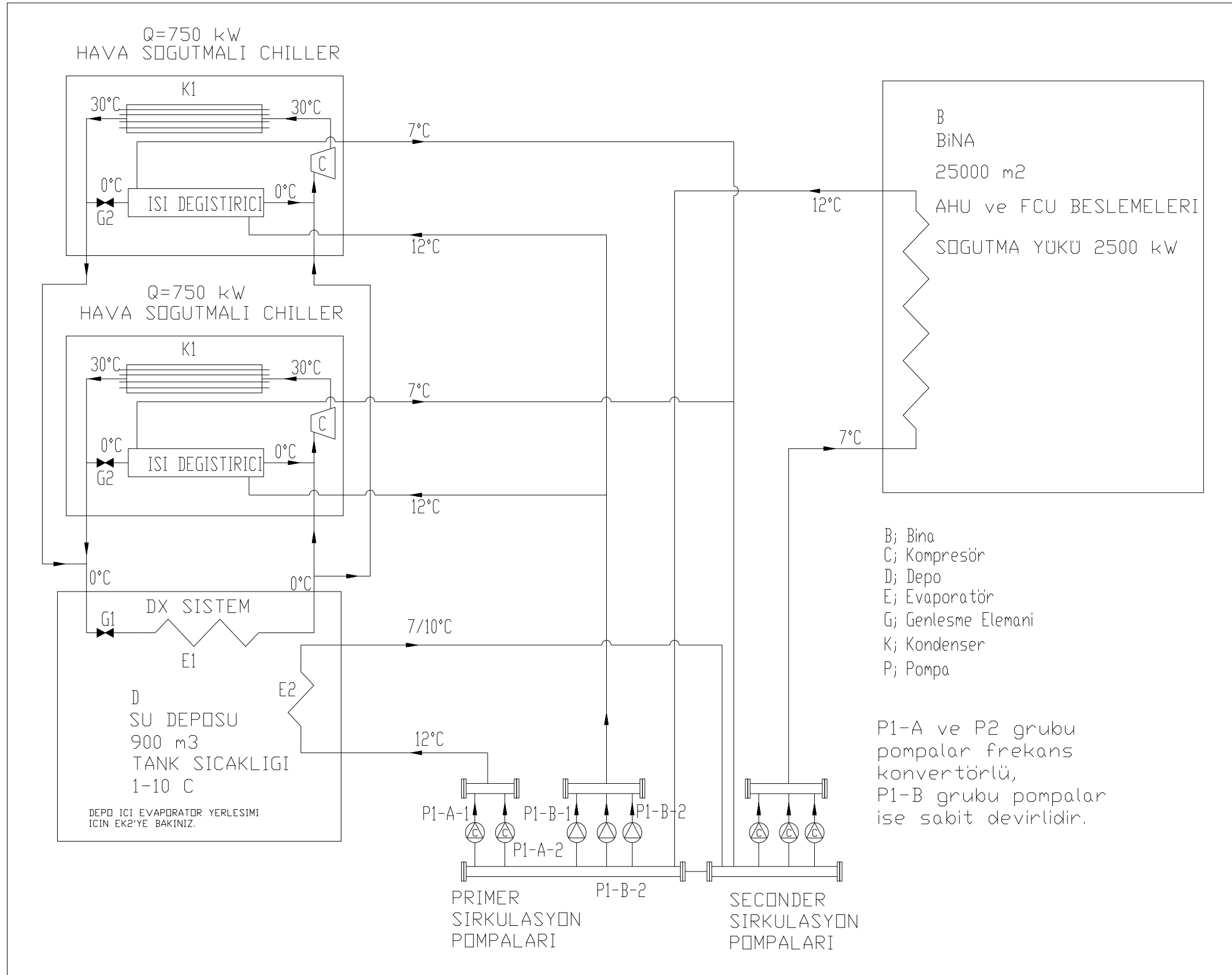
- MMO, (2003), “Soğutma Tesisatı”, Makine Mühendisleri Odası Yayın No: MMO/2003/295-3, İstanbul
- NFPA, (2000),” Fire Protection Handbook”, National Fire Protection Association (NFPA), Massachusetts
- Onat, A., İmal, M., İnan, A.T., (2004), “Soğutucu Akışkanların Ozon Tabakası Üzerine Etkilerinin Araştırılması ve Alternatif Soğutucu Akışkanlar” K.S.Ü. Fen ve Mühendislik Dergisi, Kahramanmaraş.
- Onat, K. Soğutma Tekniği Ders Notları, İstanbul Teknik Üniversitesi Makine Fakültesi.
- Özkan, D.B., (2007), “İklimlendirmede Kullanılan Soğutkanlar Arasında Bir Karşılaştırma”, Türk Tesisat Mühendisleri Derneği Dergisi, 52. Sayı, Kasım-Aralık 2007.
- Özkol, N., (2004) Uygulamalı Soğutma Tekniği, TMMOB,Ankara.
- ÖZTÜRK, E., (1995), “HVAC ve VAV Sistemleri Kontrolü”, İ.T.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü Y. Lisans Tezi, 104s, İstanbul,
- Öztürk, R., (2003), Hidrolik-Pnömatik, Yıldız Teknik Üniversitesi, İstanbul.
- Öztürk, R., (1998), “Enerji Depolamalı İle Konvansiyonel Soğutma Grupları Analizi” TMD 24. Sayı, Ekim 1998
- REHVA, (2004), Rehva Chilled Beam Application Guidebook.
- Savaş, S., Bayboz, B. (1999), “Soğutma Tekniği ve Soğuk Depoculuk Uygulamaları”, IV. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi ve Sergisi, Kasım 1999, İzmir.
- Şen, M., (2006), Santrifüj Pompalar ve Pompa Tesisatları, MAS Pompa Sanayi A.Ş., İstanbul.
- Sözen, A., Arcaklıoğlu, E., Özalp, M., (2003), “Doğal Akışkan Çiftlerinin PVTX Özelliklerinin Yapay Sinir Ağlarıyla Belirlenmesi”, III. Atmosfer Bilimleri Sempozyumu, İstanbul
- TTMD, (2003), Carrier Hourly Analysis Program, TTMD Eğitim Semineri Notları, İstanbul
- Wolf Klimatechnik GmbH, (1993), Heat Recovery Systems, Köln.

## **EKLER**

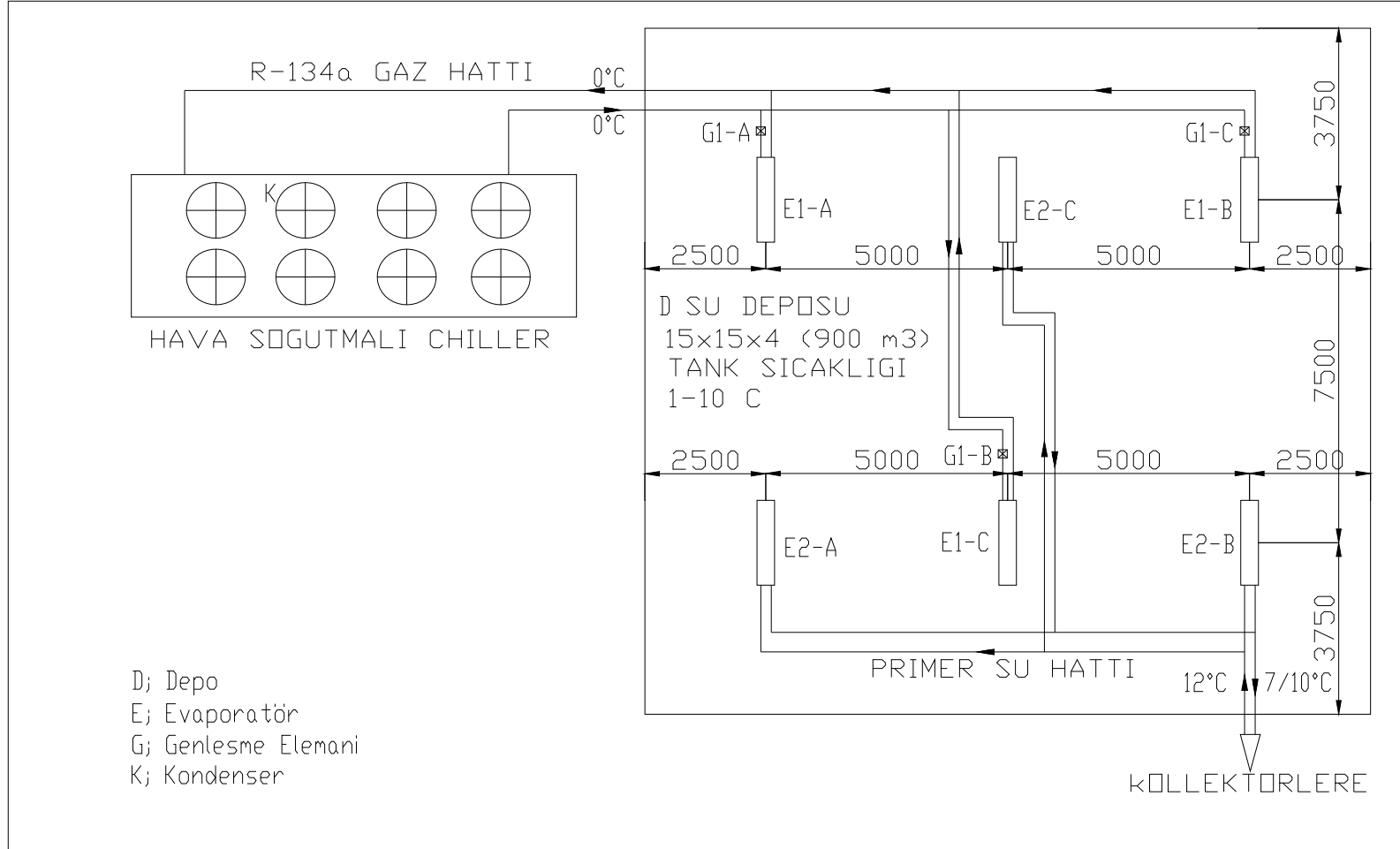
**Ek 1 Sistem Şeması**

**Ek 2 Su deposundaki evaporatörlerin yerleşimi ve depo chiller bağlantısı.**

### Ek 1 Sistem Şeması



## Ek 2 Su Deposundaki Evaporatörlerin Yerleşimi ve Depo Chiller Bağlantısı.\*



\* Chiller bağlantı detayı için Ek 1'e bakınız.

## **ÖZGEÇMİŞ**

Doğum tarihi 05.03.1984

Doğum yeri Sivas

Lise 1998-2001 Üsküdar Mehmet Rauf Lisesi

Lisans 2001-2003 Yıldız Teknik Üniversitesi İnşaat Fak.  
Çevre Mühendisliği Bölümü  
(Makina Müh. Bölümüne İç Transfer)

Lisans 2003-2006 Yıldız Teknik Üniversitesi Makina Fak.  
Makina Mühendisliği Bölümü

Yüksek Lisans 2006-Devam ediyor Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü  
Makina Müh. Anabilim Dalı, Isı Proses Programı

### **Çalıştığı kurumlar**

2006-2007 Polimeks İnşaat A.Ş.

2007-Devam ediyor Tokar Yapı ve Endüstri Tesisleri Sanayi ve Ticaret A.Ş.