

**YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

128601

**SU SOĞUTMA GRUPLARININ TEKNİK
ve MALİYET YÖNÜNDEN İNCELENMESİ**

**T.C. YÜKSEKÖĞRETİM KURULU
DOKÜMANTASYON MERKEZİ**

Makine. Müh. Tolga AYDINLI

**FBE Makine Mühendisliği Anabilim Dalı Enerji Makinaları Programında
Hazırlanan**

128601

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Tez Danışmanı

:Doç Dr. Recep ÖZTÜRK

Doç.Dr. A. Dursun Alkan

(Pamir)

Doç. Dr. Durrige Bilge

İSTANBUL, 2002

İÇİNDEKİLER

Sayfa

SİMGE LİSTESİ	V
KISALTMA LİSTESİ	Vi
ŞEKİL LİSTESİ	Vii
ÇİZELGE LİSTESİ	Viii
ÖNSÖZ	X
ÖZET	Xi
ABSTRACT	Xii
1. GİRİŞ	1
2. SU SOĞUTMA GRUPLARI ve EKİPMANLARI	3
2.1 Soğutma Kompresörleri	3
2.1.1. Pistonlu Kompresörler	4
2.1.1.1 Kompresör Kapasite Kontrol Mekanizması	5
2.1.2 Helisel Vida Tipi Donel Kompresör	6
2.1.2.1 Kompresör Kapasite Kontrol Mekanizması	9
2.1.3 Scroll Kompresörler	10
2.1.4 Santrifüj Kompresörler	11
2.1.4.1 Kompresör Kapasite Ayar Mekanizması	13
2.2 Kondenser (Yoğusturucu).....	13
2.2.1 Kondenser Çeşitleri	14
2.2.1.1 Su Soğutmalı Kondenserler	14
2.2.1.2 Hava Soğutmalı Kondenserler	15
2.3 Evaporatör	16
2.4 Genleşme Elemanları	18
3. SOĞUTUCU AKIŞKANLAR	21
3.1 Soğutucu Akışkanlarda Aranması Gereken Özellikler	21
4. CFC ve HCFC TİPİ SOĞUTUCU AKIŞKANLARIN OLUMSUZ ÇEVRESEL ETKİLERİ	24
4.1 CFC ve HCFC Tipi Soğutucu Akışkanların Ozon Tabakasına Olan Olumsuz Etkileri	24
4.2 CFC ve HCFC Tipi Soğutucu Akışkanların Dünyanın Global Isınmasına Etkisi	26

5.	BİR SOĞUTMA SİSTEMİNİN ELEKTRİK TÜKETİM MALİYETİNİN ÇIKARILMASI	30
5.1	Saat Bazında Alış Veriş Merkezinin Dış Hava Sıcaklık Profiline Çıkartılması	30
5.2	Saat Bazında Alış Veriş Merkezinin Soğutma Yüktü Profiline Çıkartılması	32
5.3	Klima Santrali Soğutma Serpantini Hesabı	37
5.3.1	Minimum Soğutma Yüktünün Meydana Geldiği Saat 10 İtibariyle Soğutma Serpantininin Karşıladığı Soğutma Yüktü Miktarı	37
5.4	Klima Santrali Teknik Özellikleri ve Saat Bazında Cihazın Çektiği Güç	41
5.5	Soğutma Grubunun Teknik Özellikleri ve Saat Bazında Cihazın Çektiği Güç	43
5.6	Soğutma Sisteminin Elektrik Tüketim Maliyetinin Çıkartılması	44
6.	SOĞU DEPOLAMALI İKLİMLEMDİRME SİSTEMLERİ	48
6.1	Soğu Enerjisini Depolamanın Temelleri	48
6.2	Soğu Depolamalı Soğutma Sistemlerinin Faydaları	48
6.2.1	İlk Yatırım Maliyetlerini Düşürür	48
6.2.2	İşletme giderlerini Azaltır	49
6.2.3	Elektrik Donanımının Boyutlarını Küçültür	49
6.2.4	İşletme Esnekliğini Arttırır	49
6.2.5	Mevcut Bir Sistemin Kapasitesini Büyütür	49
6.3	İşletme Yöntemlerine Göre Soğu Depolama Sistemleri	50
6.3.1	Tam Depolama	50
6.3.2	Kısmi Depolama	50
6.3.3	Uygulamaya Göre Değişebilen Farklı Stratejiler	50
6.4	Soğu Depolama Sistemlerine Ait Temel Prensipler	51
6.5	Soğu Depolayıcılar	52
6.5.1	Su	53
6.5.2	Buz	53
6.5.3	Ötektik Tuzlar	54
6.6	Soğu Depolama Tankları	54
6.6.1	Çelik Tanklar	54
6.6.2	Beton Tanklar	55
6.6.3	Plastik Tanklar	55
6.7	Depolama Malzemesi ve Yöntemine Göre Soğu Depolama Sistemleri	55
6.7.1	Soğuk Su ile Soğu Depolama	55
6.7.1.1	Katmanlaşma	56
6.7.1.2	Çoklu Tank Kullanımı	57
6.7.1.3	Ötenek ve Diyafram Kullanımı	58
6.7.1.4	Labirent ve Saptırıcı Kullanımı	58
6.7.2	Dökümlü Buz İle Soğu Depolama	59
7.	SOĞU DEPOLAMALI SİSTEMLERİN BOYUTLANDIRILMASI	61
7.1	Boyutlandırma İşleminde Kullanılan Formüller	61

7.2	Tepe Yük Bölgesinin Seçimi	62
7.3	Tam Depolamalı İşletme Sistemi İçin Tepe Yük Bölgesinin Belirlenmesi	63
7.4	Tam Depolamalı İşletme Sisteminde Kullanılacak Soğutma Grubunun Özellikleri	64
7.5	Tam Depolamalı İşletme Sisteminde Kullanılacak Soğutma Elektrik Tüketim Maliyeti	66
8 .	ALİŞ VERİŞ MERKEZİ SOĞUTMASINDA KULLANILACAK SİSTEMLERİN MALİYET ANALİZİNİN YAPILMASI	69
8.1	Alış Veriş Merkezi Soğutma Sistemi Seçiminde Eski Soğutma Grubunun Satılıp Yeni Bir Soğutma Grubunun Alınması Fikrinin Finansal Açıdan Analizi	69
8.2	Alış Veriş Merkezi Soğutma Sistemi Seçiminde Eski Soğutma Grubunun Satılıp Tam Depolamalı Soğutma Sisteminin Kurulması Fikrinin Finansal Açıdan Analizi	72
9	SONUÇLAR	75
	KAYNAKLAR	78
	EKLER	79
EK1	Klima Santrali Fan Eğrisi	80
EK2	Su Soğutma Grubu Seçim Çıktısı	83
EK3	Soğutma Yüğü Hesap Tablosu	85
EK4	Paranın Zaman Değeri Tablosu	88
	ÖZGEÇMİŞ	90

SİMGE LİSTESİ

C_d	Soğu depolama sürecindeki kapasite
C_{y1}	Tepe yük bölgesinde, doğrudan yük için çalışılan süre
C_{y2}	Tepe yük bölgesi dışında, doğrudan yük için çalışılan süre
C_p	Havanın sabit basınçta özgül ısısı
CR_d	Soğu depolama sürecindeki kapasitenin nominal kapasiteye oranı
CR_{y1}	Tepe yük bölgesinde, doğrudan yük için çalışma sürecindeki kapasite oranı
CR_{y2}	Tepe yük bölgesi dışında, doğrudan yük için çalışma süresindeki kapasite
C_{ty1}	Tepe yük bölgesinde, doğrudan yüke çalışma kapasitesi
C_{ty2}	Tepe yük bölgesi dışında, doğrudan yüke çalışma kapasitesi
h	Entalpi
f	Frekans
Q	Duyulur ısı miktarı
S_a	Klima santralinden çıkan hava
T	Sıcaklık
$\dot{U}$	Üfleme kanalından çıkan hava
V	Hava debisi
λ	Dalga boyu
γ	Havanın yoğunluğu

KISALTMA LİSTESİ

ASHRAE	American Society of Heating Refrigerating and Air-Conditioning Engineers
CFC	Chloro-Fluoro Carbon
COP	Coefficient of Performance
DIO	Duyulur Isı Oranı
GWP	Global Warming Potential
HCFC	Hidro-Kloro-Floro Carbon
KT	Kuru Termometre Sıcaklığı
ODP	Ozone Depletion Potential
YT	Yaş Termometre Sıcaklığı



ŞEKİL LİSTESİ

	Sayfa
Şekil 2.1	Pistonlu kompresörlerin çalışma şekli 4
Şekil 2.2	Pistonlu Kompresörün iç yapısı 5
Şekil 2.3	Carlyle 06N model vidalı kompresörün iç yapısı 7
Şekil 2.4	Carlyle 06N Model vidalı kompresörün yağlama şeması 8
Şekil 2.5	Vidalı kompresörlerin kapasite kontrol mekanizması 9
Şekil 2.6	Vidalı kompresöre ait genel resimler10
Şekil 2.7	Scroll kompresöre ait spiral eleman 11
Şekil 2.8	Hermetik bir scroll kompresörün boyuna kesiti 11
Şekil 2.9	Carrier 19XR model bir santrafuj soğutma grubunun iç yapısı12
Şekil 2.10	Su soğutmalı kondenserli bir soğutma grubu 15
Şekil 2.11	Hava soğutmalı kondenserli bir soğutma grubu 16
Şekil 2.12	Sıvı Taşmalı Bir Evaporatör 18
Şekil 2.13	Elektronik Exv Valf 19
Şekil 2.14	Carrier 30 HXC model su soğutmalı kondenserli su soğutma grubu çalışma prensip şeması 19
Şekil 2.15	Carrier 30 GX model su soğutmalı kondenserli su soğutma grubu çalışma prensip şeması 20
Şekil 4.1	8 Ekim 1998 tarihine ait ozon deliğinin görünümü 29
Şekil 5.1	Soğutma yükünün hesaplanacağı mahalin boyutları (Metrik ölçü sisteminde) 33
Şekil 5.2	Soğutma yükünün hesaplanacağı mahalin boyutları (İngiliz ölçü sisteminde) 34
Şekil 6.1	Tam depolama işletimli bir soğu depolama çevrimi 51
Şekil 6.2	Tam depolama işletimli bir soğu geri kazanım çevrimi 52
Şekil 6.3	Katmanlaşmalı bir soğuk su depolama sistemine Ait şematik diyagram 57
Şekil 6.4	Dökümlü buz ile soğu depolama sistemi 59
Şekil 7.1	Yük dağılım diyagramı 62

ÇİZELGE LİSTESİ

Sayfa

Çizelge 4.1	Bazı kimyasal birleşiklerin ozon tabakasına etkileri	27
Çizelge 5.1	Saat bazında yüzde olarak sıcaklık değişim katsayısı	31
Çizelge 5.2	Dizayn Gününe Ait Sıcaklık Profili	31
Çizelge 5.3	Zone I'e ait duvar ve cam alanı oranları	32
Çizelge 5.4	Zone II'e ait duvar ve cam alanı oranları	35
Çizelge 5.5	Alışveriş merkezinin soğutma yükü hesabında kullanılan değerler	35
Çizelge 5.6	Alışveriş merkezine ait saat bazında meydana gelen soğutma yükü miktar	36
Çizelge 5.7	Klima santrali dizayn değerleri	37
Çizelge 5.8	Saat bazında havanın entalpi değeri	40
Çizelge 5.9	Saat bazında mahal içersinde klima santrali tarafından üflenmesi gereken hava debisi	40
Çizelge 5.10	Saat bazında mahal içersinde meydana gelen soğutma yüklerini karşılayacak klima santrali soğutma serpantini kapasiteleri	41
Çizelge 5.11	Klima santrali teknik özellikleri	42
Çizelge 5.12	Klima santrali elektrik tüketim miktarı	42
Çizelge 5.13	Carrier 30GXR 301 model soğutma grubunun teknik özellikler	43
Çizelge 5.14	Carrier 30GXR 301 model Soğutma Grubunun Çektiği elektrik gücü	44
Çizelge 5.15	Carrier 30GXR 301 model su soğutma grubunun dizayn gününe ait elektrik tüketim maliyeti	44
Çizelge 5.16	Klima santrali vantilatörünün dizayn gününe ait elektrik tüketim maliyeti	45
Çizelge 5.17	Alışveriş merkezini dizayn gününe ait toplam elektrik tüketim maliyeti	45
Çizelge 5.18	Alışveriş merkezinin dizayn gününe ait toplam elektrik tüketim maliyeti	46
Çizelge 5.19	Haftalık elektrik tüketim maliyeti	46
Çizelge 5.20	Yıllık elektrik tüketim maliyeti	47
Çizelge 7.1	Tasarım gününe ait yük dağılımı	62
Çizelge 7.2	Tepe yük bölgesinin optimizasyon tablosu	64
Çizelge 7.3	Carrier 30GXR090 soğutma grubu özellikleri	65
Çizelge 7.4	Carrier 30GXR090 soğutma grubunun çektiği güç	65
Çizelge 7.5	Carrier 30GXR090 soğutma grubunun farklı kondenser Dış hava giriş sıcaklıklarında çektiği elektrik gücü	66
Çizelge 7.6	30 GXR090 model soğutma grubunun dizayn gününe Ait elektrik tüketim maliyeti	66
Çizelge 7.7	Alışveriş merkezinin dizayn gününe ait toplam elektrik tüketim maliyeti	67
Çizelge 7.8	Haftalık elektrik tüketim maliyeti (Tam depolamalı işletme sistemi)	67
Çizelge 7.9	Soğutma sezonu boyunca sistemin elektrik tüketim maliyeti	67

Çizelge 8.2	Nakit girişlerinin şimdiki değeri	72
Çizelge 8.3	Nakit çıkışlarının şimdiki değeri (Tam depolamalı sistem)	72
Çizelge 8.4	Nakit girişlerinin şimdiki değeri (Tam depolamalı sistem)	74



ÖNSÖZ

Su soğutma grupları, bina klima sistemlerin de hem en pahalı hemde en çok elektrik tüketen cihazlardır. Ülkemizdeki ekonomik koşullar nedeniyle elektrik ücretlerine çok kısa zaman aralıklarıyla yapılan zamlar bu cihazların sağlamış oldukları konforun yanında elektrik tüketim maliyetlerine olan olumsuz etkilerini de ortaya koymaktadır.

Bu çalışmada binaların soğutulması için gerekli soğu enerjisinin elektriğin ucuz olduğu saatlerde depolanarak, gündüz saatlerinde kullanılmasını sağlayan soğu depolamalı iklimlendirme sistemleri anlatılmıştır. Konvansiyonel bir soğutma sistemi ile soğu depolamalı iklimlendirme sistemi elektrik ve ilk yatırım maliyetleri açısından birbiriyle mukayese edilmiştir.

Dünyada özellikle Amerika’da yaygın olarak kullanılmakla birlikte ülkemizde pek tanınmayan Soğu depolamalı iklimlendirme sistemleri ile ilgili olarak bana çalışma olanağı veren değerli hocam Sayın Doç. Dr. Recep Öztürk’e ve eğitim hayatım boyunca bana her türlü desteği veren sevgili aileme teşekkür ederim.

ÖZET

Günümüzdeki elektrik fiyatları dikkate alındığında, su soğutma grubu elektrik tüketimlerinin yüksek oluşu önemli bir problem olarak karşımıza çıkmaktadır. Bu nedenden dolayı optimum enerji tüketimi temeline dayalı yeni su soğutma grubu işletim sistemleri tasarlanmaktadır. Bu işletim sistemlerinden en kullanışlı olanı, su soğutma gruplarının soğutma yüklerinin az veya hiç meydana gelmediği ve elektrik tüketim ücretlerinin ucuz olduğu akşam saatlerinde kullanılması prensibine dayalı olarak geliştirilen soğu depolamalı işletme sistemleridir.

Bu çalışmanın amacı soğu depolamalı işletim sistemlerinin, elektrik kullanım maliyetlerine olan olumlu etkilerini finansal hesaplama yöntemleri kullanarak göstermektir. Bu hususun kanıtlanabilmesi için bir alış veriş merkezinin yük profili çıkartılarak mahalin soğutulmasında kullanılacak klima cihazlarının ve su soğutma grubunun kapasiteleri belirlenmiştir. Soğutma sezonu için soğu depolamalı işletme sistemi ile konvansiyonel bir soğutma sisteminde kullanılan cihazların elektrik tüketim maliyetleri ayrı ayrı hesaplanmıştır.

Sonuçlar, çalışmanın son bölümünde verilmiştir. Buna göre soğu depolamalı işletme sistemi konvansiyonel bir soğutma sistemine göre elektrik tüketim maliyetlerinde yaklaşık %45'e varan bir tasarruf sağlamaktadır. Bulunan bir başka sonuca göre de, soğu depolamalı işletme sisteminde kullanılan su soğutma grubu kapasitesi, konvansiyonel bir soğutma sisteminde kullanılan gruba göre daha küçük olmaktadır. Bu durum daha küçük soğutma ekipmalarının (su soğutma grubu pompası, boru donanımı gibi) kullanılmasını beraberinde getirmektedir.

Anahtar kelimeler : Su soğutma grupları, soğu depolamalı işletme sistemleri, elektrik maliyetleri, soğutma yükü, klima cihazları

ABSTRACT

Chiller's high electric consumption is a major problem for building cooling systems in view of today's electric costs. Because of that reason new chiller operating systems are designed on the basis of optimum energy consumptions. Cool thermal storage systems are the most useful electric cost saving cooling systems, used to operate chillers on off peak periods during nighttime while the electric costs are cheaper.

The purpose of this study is to describe the benefits of cool thermal storage systems by using financial calculation methods. To prove this subject, cooling load profile of a shopping center is determined for selecting the cooling capacity of air handling units and chiller to cool the shopping center. The electric cost of the units are calculated separately in a cooling season used in the storage and non storage systems.

The results are given in the last section of the study. According to this, the total electric costs of the units used in non storage systems are approximately 45% higher than the units electric costs used in storage systems for a cooling season. Another conclusion reached in this study is that the capacity of a chiller used in the cool thermal storage system is smaller than the capacity of a chiller used in the cool thermal storage systems for the same cooling loads, brings smaller equipments. (chiller pumps, duct and piping etc.)

Key Words: Chillers, cool thermal storage systems, electric costs, cooling load, air handling units

1. GİRİŞ

Günümüz dünyasında yapılmakta olan yeni mekanlarda konfor insanların aradıkları bir özellik olmaktadır. Artık mekanların ısıtılması kadar soğutulmasıda önem kazanmaktadır. Soğutma sistemlerinin insanlara sağlamış olduğu konforun yanında işletmelerin veya bina sahiplerinin elektrik tüketim giderlerine olan olumsuz etkisi bir dezavantaj oluşturmaktadır. Özellikle ülkemizde elektrik tüketim birim fiyatlarına kısa zaman aralıklarıyla yapılan zamlar işletmelerin soğutma sistemi tasarım ve seçimi hususlarına daha hassasiyetle yaklaşmalarını gerektirmektedir. Bu nedenle soğutma sistemi imalatı ile uğraşan firmalar teknolojilerini geliştirirken konfor şartlarının yanında sistemi oluşturan elemanların, elektrik tüketim maliyetlerine olan olumsuz etkilerininide göz önünde tutmaktadırlar. Yeni işletme sistemleri geliştirerek soğutma sisteminin tükettiği elektrik maliyetlerini azaltma yönünde çalışmalar yapmaktadırlar. Bu çalışmalardan günümüzde en çok rağbet göreni soğu depolamalı işletme sistemidir. Bu işletme sisteminin temelini, elektrik kullanım ücretlerinin günün saatlerine göre değişiklik göstermesi oluşturur.

Dünyada ve ülkemizde elektrik kullanım ücretleri bina içersinde meydana gelen soğutma yüklerinin maksimum olduğu gündüz saatlerinde pahalı, soğutma ekipmanlarının az veya hiç kullanılmadığı gece saatlerinde ise ucuz olmaktadır. Soğutma sistemi üreticileri bu durumu kendi lehlerine çevirebilmek amacıyla soğutma yüklerinin meydana geldiği mahalden alınabilmesi için gerekli olan enerjiyi akşam depolayıp gündüz kullanma fikrini ortaya çıkartarak soğu depolamalı soğutma sistemleri geliştirmişlerdir. Soğu depolamalı işletme sistemleri hakkında 6. Bölümde bilgiler verilmiştir.

Bu çalışmada bir mahalin soğutulmasında kullanılacak soğutma sistemi ekipmanlarının tükettiği elektrik enerjisinin maliyeti hesaplanmıştır. Bunun için ilk aşamda mahallin dizayn gününe ait (Mahal içersinde maksimum soğutma yükünün olduğu zaman) soğutma yükü hesaplanarak mahalin soğutulmasında kullanılması gereken ekipmanların (su soğutma grubu + klima santrali) kapasiteleri belirlenmiştir. Soğutma sistemini oluşturan cihazların çektiği elektrik güçlerine göre soğutma sezonu boyunca tükettikleri elektrik miktarları hesaplanmış ve buna göre sistemin elektrik tüketim maliyetleri 5. Bölümde çıkartılmıştır. Aynı mahalin soğu depolamalı işletme sistemiyle soğutulması durumunda sistemde kullanılacak su soğutma grubunun kapasitesi belirlenmiş ve sistemin soğutma sezonu boyunca tükettiği elektrik enerjisinin maliyeti 7. Bölümde hesaplanmıştır. (Soğu depolamalı işletme sisteminin elektrik

tüketim maliyetinin çıkartılmasında, 5.Bölümde soğutma kapasitesi hesaplanan klima santrallerinin elektrik tüketim maliyetleri aynen alınmıştır.) .

Mahalin soğutulmasında kullanılması düşünülen konvansiyonel soğutma sistemi (su soğutma grubu + klima santrali) ile soğu depolamalı işletme sisteminin (su soğutma grubu + klima santrali + depo) elektrik tüketim maliyetleri birbiriyle kıyaslanmış ve mahalin soğutulmasında soğu depolamalı işletme sisteminin kullanılması durumunda elektrik tüketim maliyetlerinde %45'e varan bir tasarruf sağlanacağı belirlenmiştir.

Soğutma sistemlerinin temel ekipmanlarını oluşturan klima santrali ve su soğutma grubu cihazları pahalı olmaları nedeniyle işletmelere ilk yatırım maliyetleri açısından oldukça büyük yük getirmektedirler. Bu nedenle işletme sahipleri soğutma sistemlerine yapacakları yatırımın uygulanabilir olup olmadığını önceden belirlemek istemekte ve bu hususun tesbiti içinde finansal hesap yöntemlerine baş vurmaktadırlar. 8.Bölümde mahalin soğutulmasında konvansiyonel bir soğutma sisteminin kullanılmasının mı yoksa soğu depolamalı bir işletme sisteminin kullanılmasının işletme yönünden daha (her iki projeninde ilk yatırım maliyetleri ve paranın zaman değeride hesaba katılarak) uygulanabilir olduğu finansal açıdan analiz edilerek belirlenmiştir. Her iki projenin maliyet analizleri bir takım kabullerin ışığı altında yapılmıştır. Her ne kadar soğu depolamalı işletme sistemin ilk yatırım maliyeti yüksek olsada projenin uygulanabilirliği yönünden konvansiyonel soğutma sistemine göre daha fizible olduğu tesbit edilmiştir.

2.Bölümde soğutma gruplarını oluşturan temel elemanlar, teknolojik gelişmelerin ışığı altında incelenerek çalışma perensipleri hakkında bilgiler verilmiştir. Bölüm 3 ve Bölüm 4'de soğutma gruplarında kullanılan soğutucu akışkanların seçilme kriterleri ve çevreye olan olumsuz etkileri incelenmiştir.

2. SU SOĞUTMA GRUPLARI ve EKİPMANLARI

Bir su soğutma grubu 4 ana kısımdan meydana gelmektedir.

- 1) Soğutma Kompresörü
- 2) Kondenser
- 3) Evaporatör
- 4) Genleşme Aparatı

2.1 Soğutma Kompresörleri

Soğutma kompresörünün sistemdeki görevi a) Evaporatörde ısı ile yüklü soğutucu akışkanı buradan uzaklaştırmak ve böylece arkadan gelen ısı yüklenmiş akışkana yer temin ederek akışın sürekliliğini sağlamak b) Buhar halindeki soğutucu akışkanın basıncını kondenserdeki yoğunlaşma sıcaklığının karşılığı olan seviyeye çıkartmaktır

İdeal bir kompresörde şu genel ve kontrol karakteristikleri aranır;

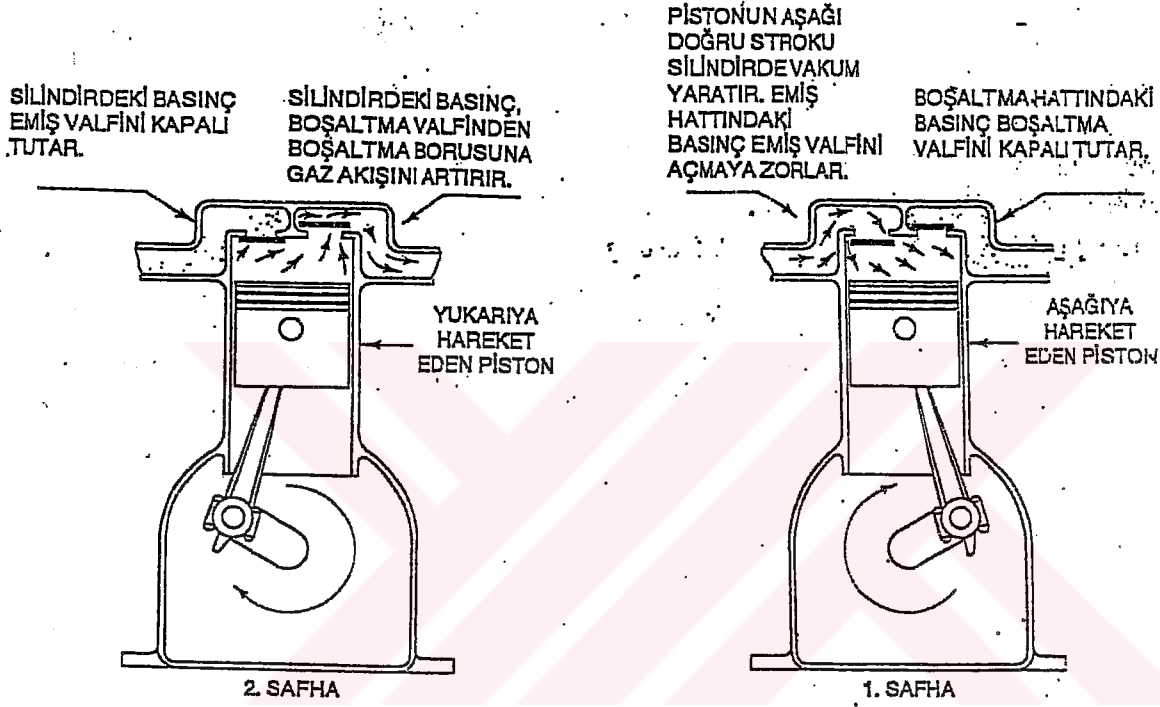
- 1) Sürekli bir kapasite kontrolü ve geniş yük değişimi-çalışma rejimine uyabilme
- 2) İlk kalkışta dönme momentinin mümkün olduğunca az olması
- 3) Verimlerin kısmi yüklerde düşmemesi
- 4) Değişik çalışma şartlarında emniyet ve güvenilirliği muhafaza etmesi
- 5) Titreşim ve gürültü seviyelerinin kısmi ve tam yüklerde ve değişik şartlarda belirli seviyelerin üzerine çıkmaması
- 6) Ömrünün uzun olması ve arızasız çalışması
- 7) Maliyetinin mümkün olduğu kadar düşük olması

Genel yapıları itibariyle soğutma kompresörlerini aşağıdaki şekilde sınıflandırmak mümkündür.

- 1) Pozitif sıkıştırmalı kompresörler
 - a) Pistonlu kompresörler
 - b) Helisel-Vidalı kompresörler
 - c) Çift sipiralli Scroll kompresörler
- 2) Santrifuj Kompresörler (Özko1, 1999)

2.1.1 Pistonlu Kompresörler

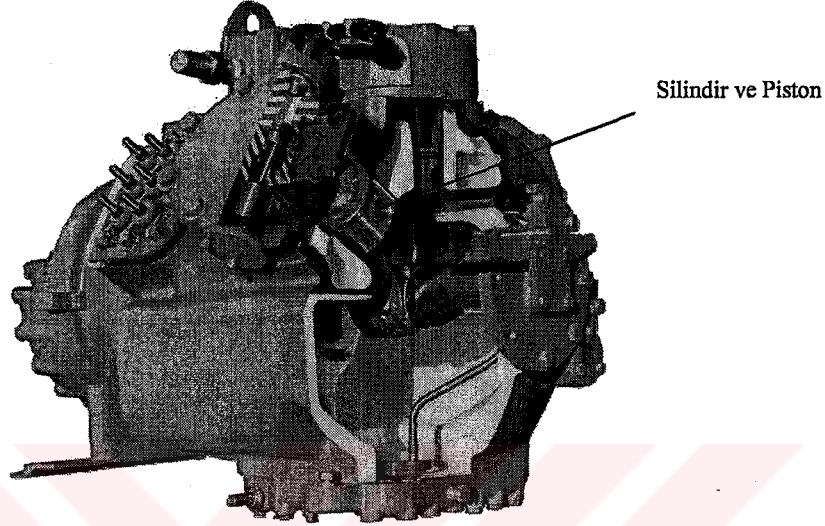
Bu tip kompresörlerde bir silindir içersinde gidip gelme hareketi yapan piston, soğutucu akışkanı sıkıştırır. Kompresörü tahrik eden motorun dönme hareketi bir krank mili biyel sistemi yardımı ile doğrusal harekete çevrilerek pistonun silindir içersinde gidip gelme hareketi yapması sağlanır. Bir pistonlu kompresörün çalışma şekli Şekil 2.1’de gösterilmiştir.



Şekil 2.1 Pistonlu kompresörün çalışma şekli (Ortatepe, 1997)

Bu gün yapılan pistonlu kompresörler genellikle tek etkili, yüksek devirli çok sayıda silindire sahip makineler olup açık tip hermetik ve yarı hermetik motor kompresör şeklinde imal edilmektedir. Açık tip pistonlu kompresörlerde, kompresör ve motor ayrı olup motor dönme hareketini kayış-kasnak mekanizması veya kavrama yolu ile kompresöre iletir. Yarı hermetik kompresörlerde, kompresörün gövdesi ile elektrik motorunun gövdesi cıvatalarla birbirine birleştirilmiş bir bütün gövde oluşturulmuştur. Hermetik kompresörlerde silindir- biyel tahriki için kullanılan elektrik motoru, sızdırmazlığı tam olarak sağlamış bir çelik kap içersine konur. Elektrik motorunun rotoru, krank milinin bir uzantısıdır. Kayış kasnak mekanizması yoktur.

Pistonlu kompresörlerin uygulanma şartları, birim soğutucu akışkan soğutma kapasitesine isabet eden silindir hacmi gereksinimi az olan soğutkanlar için uygun düşmektedir. Amonyak, R-12, R-22, R-502 bu soğutkanların en başta gelen türleridir. (Özko, 1999). Bir yarı hermatik kompresörün iç yapısı Şekil 2.2’de gösterilmiştir.



Şekil 2.2 Pistonlu bir kompresörün iç yapısı [1]

2.1.1.1 Kompresör Kapasite Kontrol Mekanizması

Soğutma yükleri daha düşük seviyelerde olduğu çalışma şartlarında sistemin tam yükteki gibi dengeli ve yüksek verimde çalışmasını sağlamak ve daha az enerji sarfetmek maksadıyla değişik türde kontrol mekanizmaları geliştirilmiştir. Bunlardan uygulamalarda rastlananlar.

- Kompresör emiş tarafını kısarak emiş basıncını kontrol altında tutmak.
- Bama basıncını kontrol altında tutmak .
- Basılan soğutkanı kısmen veya tamamen emiş tarafına yöneltmek.
- Soğutkan devresine genişleme hacmi ilave etmek.
- Kompresörün devrini azaltıp çoğaltmak.

Bunlardan en sık kullanılan kapasite kontrol mekanizmaları; kompresörün basma tarafından emiş tarafına soğutkanı içten ve dıştan kısa devre etmek suretiyle diğeri “de emiş valfini açık vaziyette tutmak suretiyle sağlanan kapasite kontrol mekanizmalarıdır. Basma yapan silindirlerden bir veya sırasıyla birkaçını diğ silindirlerin emişine yöneltmek suretiyle %25,33,50 vb. seviyelerde kapasite düşümü sağlamak mümkün olmaktadır. (Özko, 1999).

2.1.2 Helisel/Vida Tipi Dönel Kompresörler

İlk defa 1930'larda geliştirilen bu tür kompresörler daha sonraki yıllarda yağ püskürtmeli olarak yapılmaya başlanmış ve soğutma maksatlarında kullanılmaya başlandıkları 1950 yıllarından buyana, uygulama alanları gün geçtikçe artmıştır. Çalışma prensibi yönünden dişli yağ pompasına benzeyen bu kompresörler, birisi erkek diğeri dişi bir helisel vida çiftinden meydana gelmektedir. Bu helisel vida çifti bir dış gövde içersine yerleştirilmiş ve her iki başlarından yataklanmıştır. Dış gövde, soğutkan giriş/çıkış ağzlarında içerir. Soğutkan gazın helisel boşluklarındaki hareketi hem radyal hem de aksiyal yönde oluşmaktadır. Helisel dişlilerden birisi (genellikle erkek helisel dişli) tahrip gücünü sıkıştırma işlemine iletir ve bu işlem sırasında diğeri dişli serbest durumda tahrik edeni takip ederek döner. Ancak, her iki helisel dişlinin de ayrı ayrı tahrik gücü verilerek, senkronize edilmiş devir sayılarıyla tahrik edildiği dizayn şekillerinede rastlamak mümkündür.

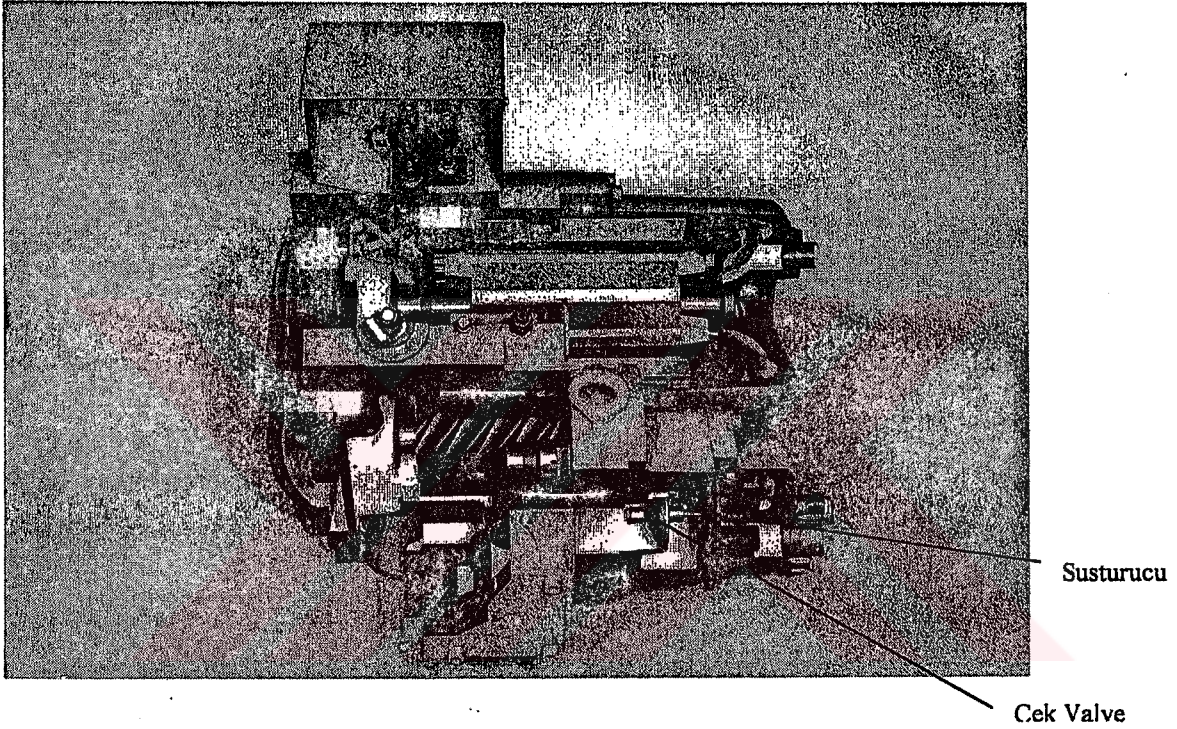
Vida tipi kompresörler Kuru/Yağsız çalışacak tarzda dizayn edilebildiği gibi daha çok yağ püskürtmeli olarak yapılırlar. Kuru tip vidalı kompresörlerde sıkıştırma oranı ve giriş-çıkış basınç farkı sınırlıdır ve devir sayıları yüksektir (3600 d/d'nın üzerinde). Yağ püskürtmeli tiplerde (45 C⁰ ile 50 C⁰ sıcaklıkta) bu sınırlamalar geniş ölçüde kalkmaktadır. (Özkoç, 1999)

Yağ püskürtmeli vida kompresörler çevre dostu düşük basınçlı R-134 a soğutucu akışkanlarla kullanılmaya çok uygundur. Soğutucu akışkanın düşük basınçlı olması vidalı kompresörlerin hassas toleranslarla imal edilen rotorlarına daha az yük binmesine neden olur. Bu kompresörlerin en büyük dezavantajı özellikle mekanik aksamalarda bir arıza meydana gelmesi durumunda servis maliyetlerinin oldukça yüksek olmasıdır. (Carrier Service Training, 2002)

Helisel/Vida tipi kompresörlerin performans özellikleri şöylece özetlenebilir:

- Düzgün (kesintisiz) bir soğutkan gaz akışı sağlar,
- Düzgün bir tork değeri muhafaza edilir,
- Pozitif sıkıştırma özelliği vardır,
- Geniş bir yük değişimi sahasında titreşimlerin asgari seviyede tutulabilmesi sağlanabilir,
- Yüksek bir Volumetrik verim ve Adyabatik verim elde edilir,
- Emiş ve basma klepelerinin bulunmadığı (Arıza kaynağının ve basınç kayıplarının ortadan kalkması yönünden) bir yapıya sahiptir. (Özkoç, 1999)

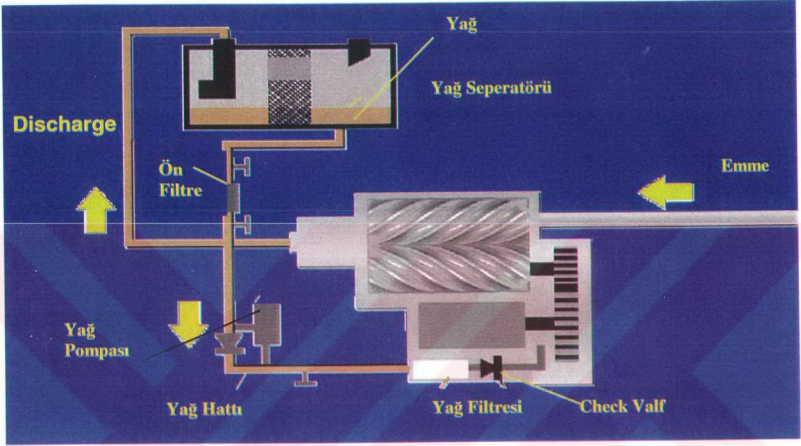
Dünyanın en büyük vidalı kompresör üreticilerinden Carlyle ait 06N model vidalı bir kompresörün iç yapısı şekil 2.3’de gösterilmektedir. Kompresör 104 mm’lik iki helisel rotordan / dişliden oluşmaktadır. Rotorlar bir dişli grubu ile yarı hermatik bir motor tarafından tahrik edilmektedirler. Rotor bölümü şekli alt sol kısımdadır ve sağdaki kap şeklindeki kısım susturucudur. Susturucunun görevi çıkış (discharge) gaz darbelerini söndürerek kompresör ses ve titreşim seviyelerini düşürmektedir. Kompresör kapandığı zaman geri akışı önlemek için susturucu içine bir çek valf monte edilmiştir. (Carrier Service Training, 2002)



Şekil 2.3 Carlyle 06N model vidalı (Carrier Service Training, 2002)

Carlyle 06N model vidalı kompresörün yağlama sistemine ait prensip şeması Şekil 2.4’de gösterilmiştir. Kompresörden çıkan yüksek basınçlı yağ + gaz karışımı yağ separatöründen geçerek yağ ve gaz olarak iki kısma ayrılır. Ayrışan yağ bypass hattından geçerek kompresör dişli ve yataklarının yağlanması sağlar. Kompresörde yağ pompası bulunmaz çünkü kompresör çalışırken sistemin yüksek basınç tarafı ayırıcıdan kompresör yataklarına ve rotorlarına geri yağ basmada yeterlidir. Bununla beraber kompresörün kullanışı sırasında yeterli yağ basıncını sağlamak için harici bir ön yağlama pompası mevcuttur. Yağ pompası, grubun çerçevesi üzerine yağ ayırıcının yakınına monte edilmiştir. Pompa kompresörün her kalkışında önce 20 saniye kadar çalışır ve sistem basınç farkı 15 psi’ aşar aşmaz yağ pompası stop eder. Pompanın kapanması ile sistem basıncıyla hareket alan yağ, yağ pompasının etrafındaki bypass hattından sırasıyla çekvalf ve filtreden geçer ve kompresöre akar.

Yağlama yağı kompresöre yağ filtresinin tepesindeki bir bağlantıdan girer. Bundan sonra yağı yağ filtresinden, sonra bir çekvalften ve son olarak da terminal kutusunun hemen solundaki selenoid valften geçer. Selenoid valften geçtikten sonra yağ yataklara ve rotor dişlilerine dağıtılmıştır, burada yağ takıcı soğutkan tarafından yakalanır ve basma gazı ile birlikte kompresörü terk eder. (Carrier Service Training, 2002)



Şekil 2.4 Carlyle 06 N Model vidalı kompresörün yağlama şeması

Yağlama sisteminden beklenen işlemler şunlardır:

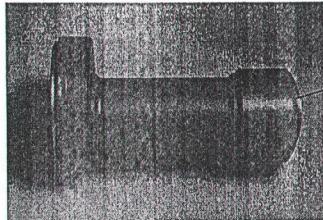
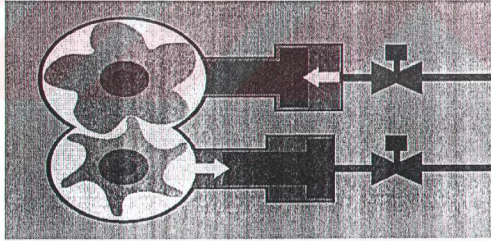
- 1-) Helislerin bulunduğu silindirlerde yağlama; soğutkanın geri sızmasını azatma, gaz soğutulmasına yardım etme gibi hususlar,
- 2-) Şaftları taşıyan yatakların yağlanması,
- 3-) Kompresör rotorunun aksenal kuvvetlerini hidrolik olarak dengeleme,
- 4-) Kapasite kontrol mekanizmasını hareket ettirtmek. Soğutkandan alınan ısı, yağ soğutucusundan tekrar geri alınıp sistemden atılır. (Özko, 1999)

2.1.2.1 Kompresör Kapasite Kontrol Mekanizması

Vida tipi kompresörler genel olarak kapasite kontrol mekanizması ile techiz edilir. Kapasite kontrol mekanizması, kompresör devrini değiştirme veya soğutkan emişini kısma prensiplerine dayanılarak tertiplenir. Kapasite kontrol sisteminden beklenen hususlar şunlardır: (1) Kapasitenin %10-100 arasında sürekli bir şekilde, sistem soğutma yüküne bağlı olarak kontrol edilmesi, (2) Kısmi yüklerde de verimin yüksek kalması, (3) Yüksüz kalkış sağlanabilme, (4) Güvenilir ve uzun ömürlü bir çalışma.

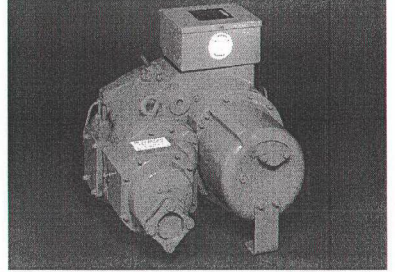
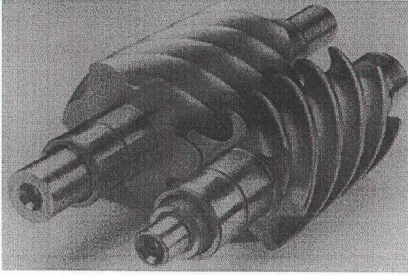
Bu hususlar kompresör silindir hacmini azaltıp çoğaltan ve sürgü valf diye anılan kapasite kontrolü sistemi ile mükemmel bir şekilde sağlanabilmektedir. (Özko, 1999)

Sürgü valfin hareketi emiş basıncına bağlı olarak ve yağlama sisteminden alınan basınçlı yağ ile sağlanır. Kompresör tam yükte iken (emiş basıncı yüksek seviyede) sürgü valf,soğutkanının kısa devre (by-pass) yolunu tamamen kapatarak tüm soğutkanı basma tarafına sevkeder. Kısmi yüklerde, sürgü valf gazın bir kısmını tekrar emişe yönelten geçiti açarak soğutkanın bir kısmını sıkıştırmadan emiş tarafına geçirir ve böylece kapasiteyi azaltmış olur. (Özko, 1999)

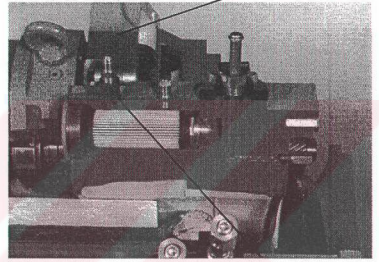


Sürgü Valf

Şekil 2.5 Vidalı kompresörlerde kapasite kontrol mekanizması

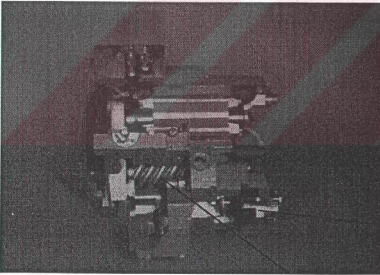


Yağ Şarj Portu



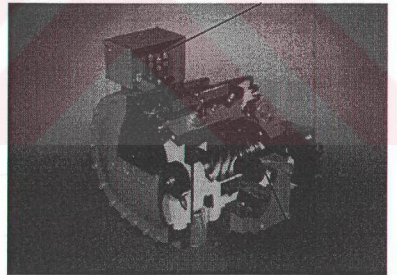
Yağ Filtresi

Elektrik Kutusu



Rotor /Vida

Susturucu



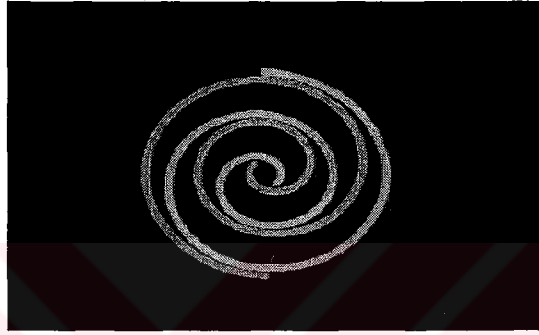
Kapasite Kontrol Mekanizması

Şekil 2.6 Vidalı kompresörlere ait genel resimler (Carrier Service Training, 2002)

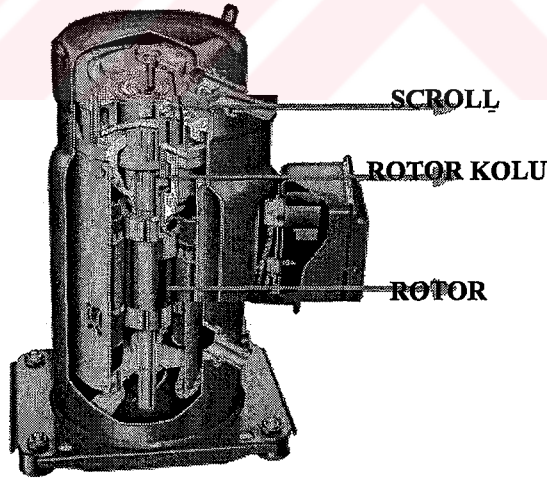
2.1.3 Scroll Kompresörler

Scroll Kompresörler son yıllarda geliştirilerek geniş ölçüde kullanılmaya başlanan dönel, pozitif-cebri sıkıştırırmalı makinalar olup, birisi sabit diğeri uydu şeklinde dönen ve dar

tolerans aralıklarıyla çalışan iki spiral elemandan oluşmaktadır. Aşırı sıvı oranlarına daha dayanıklı olmaları, daha yüksek verime sahip olmaları ve ses, titreşim seviyelerinin düşük olması gibi önemli üstünlüklere sahip bulunmaktadır. Ancak gerek spiral elemanların temas yüzeyi sızdırmazlığı gerekse alın kısımlarındaki sızdırmazlık mümkün olduğunca yüksek tutulmalıdır ki bu da imalatın yakın toleranslarla yapılmasını, aşınmaya dayanıklı malzeme kullanılmasını, yataklamanın ve yağlama işleminin iyi yapılmasını gerektirmektedir. Emiş ve basma geçiş ağızlarının geniş olması buradaki basınç kayıplarını azaltmakta ve çalışma performansında daha yüksek olmasını sağlamaktadır. (Özkol, 1999)



Şekil 2.7 Scroll bir kompresöre ait spiral eleman (Carrier Service Training, 2002)



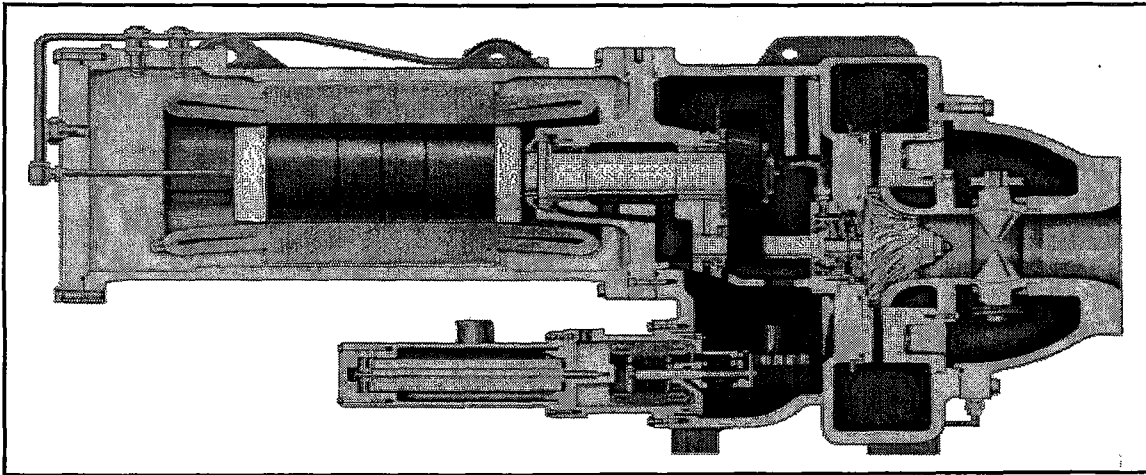
Şekil 2.8 Hermetik bir scroll motor kompresörünün boyuna kesiti (Carrier Service Training, 2002)

2.1.4 Santrifuj Kompresörler :

Buhar sıkıştırma çevrimiyle soğutma işlemi yapan santrifuj kompresörlerin, pistonlu ve dönel paletli veya vida tipi kompresörlerden farkı pozitif sıkıştırma işlemi yerine santrifuj kuvvetlerden faydalanarak sıkıştırma işlemini yapmasıdır.

Santrifuj kuvvetlerin büyüklüğü hızların karesi ile doğru orantılı olduğundan, giriş ve çıkış basıncı farklarının büyütülmesi devirin artırılması ile veya rotor çapının büyütülmesiyle yada kademe sayısı arttırarak sağlanabilir. Bu nedenle santrifuj makinalarda nadiren de olsa 90000 d/d gibi çok yüksek rotor devirlerine rastlamak mümkündür. Bu yüksek devrin sağlanması için tahrik motoru ile kompresör mili arasına deviri yükseltici bir dişli kutusu konulur. Yüksek devirli buhar veya gaz türbünleriyle direkt akuple şeklinde tahrik edilen santrifuj kompresörlere uygulamada rastlamak mümkündür. Genel olarak tahrik gücü elektrik motorlarıyla sağlanır. (Özkoç, 1999)

Santrifuj kompresörlerde emiş ile basma tarafı arasındaki basınç farkının santrifuj kuvvetlerden yararlanılarak sağlanırken soğutkana 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 yükseldikçe bunlar daha da artacaktır. Bu nedenle, santrifuj kompresörlerde basma basıncının (yoğuşma basıncının) mümkün olduğu kadar emişten az bir farkla oluşması istenir. Buna rağmen, uygulamada emiş-basma basınç farkı değerleri 2 ile 30 arasında değişmekte ve her tür soğutkan ile santrifuj kompresör kullanılabilmektedir. Fakat, yukarıda izah edilen sebepten dolayı daha ziyade yoğuşma basıncı düşük olan soğutkanlar santrifuj kompresörler için uygun olmaktadır (R-11 ve R-113 gibi – şimdilerde HFC-134a ve HCFC-123) ve bu şartlar ancak klima uygulamalarına cevap verebilmektedir. Bu nedenle santrifuj kompresörlere en çok klima sistemi uygulamalarında rastlanmaktadır. (Özkoç, 1999). Şekil 2.9'da santrifuj soğutma grubunun kompresör iç yapısı gösterilmektedir.



Şekil 2.9 Carrier 19XR model bir santrifuj su soğutma grubunun iç yapısı

(Carrier 19XR catalogue, 2002)

2.1.4 .1 Kompresör Kapasite Ayar Mekanizması

Santrifuj kompresörlerin kapasite kontrolü genellikle soğutkanı emişte kısmak suretiyle sağlanır. Bu maksatla emiş ağzına ayarlanabilir kanatlar konulur. Kapasite kontrolü maksadı için santrifuj kompresörler de rotor devrini değiştirme tarzı kullanılmaktadır. Az da olsa uygulanan diğer kapasite kontrol sistemleri; Difüzör (çıkış) kanatlarının açılmalarının ayarlanması, difüzör kanalının daraltılıp genişletilmesi, Rotorun (çark) geçiş kanallarının daraltılması ve bunların birkaçının beraberce uygulanmasıdır.

Santrifuj Kompresörlerde de vida tiplerinde olduğu gibi eksenel ve radyal yükleri taşıyacak şekilde ayrı ayrı iyi bir yataklama gereklidir. Eksenel yükler burada daha da fazladır, zira rotorun ön ve arka yüzleri arasında basınç farkı mevcuttur. Kaymalı yatak radyal yüklerin taşınmasında tercih edilir ve iyi bir yağlama gerektirir. Yağlama sistemi daima basınçlı yağlama olup bu devrede bir yağ filtresi ile bir yağ soğutucu ve emniyet elemanları bulunur. Ayrıca basınç ve sıcaklıkları gösteren ölçü apareyleri de konulması işletmede kolaylıklar sağlar. (Özko, 1999)

2.2 Kondenser (Yoğuşturucu)

Soğutma sisteminde soğutkanın evaporatörden aldığı ısı ile kompresördeki sıkıştırma işlemi sırasında ilave olunan ısıнын sistemden alınması kondenserde yapılır. Böylece soğutkan sıvı hale gelerek basınçlandırılır ve tekrar genişletilerek evaporatörden ısı alacak duruma getirilir.

Buhar ve gazların bu yüzeyde yoğuşması, yüzeyin vasıflarına düzgünlüğü, parlaklığı, geometrik durumu, 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 katsayıları sağlanabilmekte ve bu tercih edilmekte ise de uygulamada, soğutkan özellikleri ve kondenser imalatının ekonomik faktörlerle sınırlanmaları nedeniyle ancak film tarzı yoğuşma ve az ölçüde de damla teşekkülü ile yoğuşma birlikte olmaktadır.

Kondenserdeki ısı alışverişinin 3 safhada olduğu düşünülebilir, bunlar 1) Kızgınlığın alınması 2) Soğutkanın yoğunlaşması, 3) Aşırı soğutma. Kondenser dizaynına bağlı olarak aşırı soğutma kondenser alanının %0-10'unu kullanacaktır. Kızgınlığın alınması için ise kondenser alanının %5'ini bu işleme tahsis etmek gerekir. Bu üç değişik ısı transferi şekline bağlı olarak kondenserdeki ısı geçirme katsayıları ile sıcaklık aralıkları da farklı olacaktır.

Ancak kızgınlığın alınması safhasındaki ortalama sıcaklık aralığının fazlalığına karşı daha düşük bir ısı transfer katsayısı mevcut olacak, fakat aşırı soğutma sırasında bunun aksine sıcaklık aralığı daha az ve ısı geçirme katsayısı daha fazla olacaktır. Yoğuşma sırasında ise her iki değer de alt-üst seviyelerin arasında bulunacaktır. Yapılan deneylerde ısı transferi katsayısının artması karşısında sıcaklık farkının azalması (veya tersi) yaklaşık olarak aynı çarpım sonucunu vermektedir ve bu değerlerin ortalamasını kullanmak mümkün olmaktadır. Hesaplama da sağladığı basitlik de göz önünde bulundurularak, kondenserlerin hesabında tek bir ısı geçirme katsayısı ile tek bir ortalama sıcaklık aralığı değerleri uygulanmaktadır. (Özko1, 1999)

2.2.1 Kondenser Çeşitleri

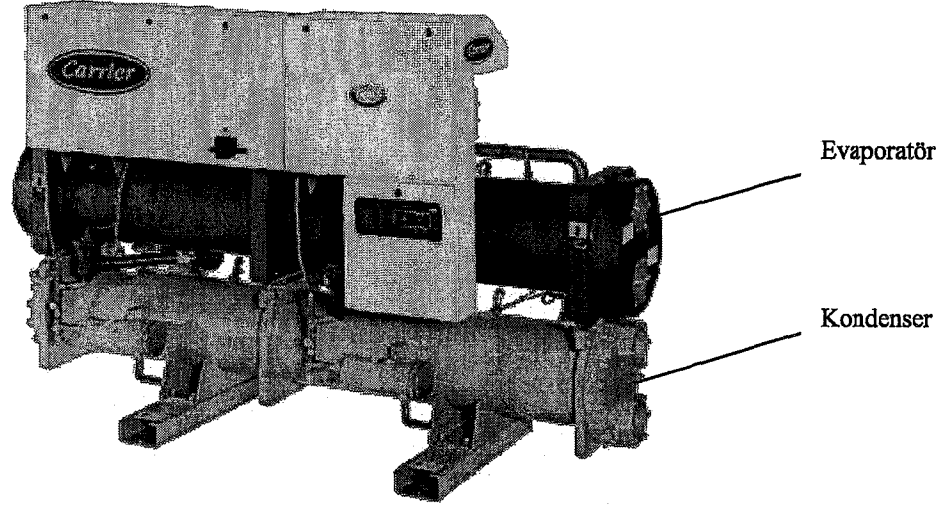
Genel olarak 2 değişik tip kondanser mevcuttur; (A) Su soğutmalı kondanserler, (B) Hava soğutmalı kondanserler.

2.2.1.1 Su Soğutmalı Kondenserler

Soğutucu akışkanın kondenserde ısınısını alan dış ortam sudur. Bilhassa suyun bol olduğu yerlerde kuruluş ve işletme masrafları yönünden en ekonomik kondanser tipidir

Su soğutmalı kondenserlerin dizaynı ve uygulamasında, boru malzemesinin ısıl geçirgenliği, kullanılan suyun kirlenme katsayısı, su devresinin basınç kaybı, soğutkanın aşırı soğutulmasının seviyesi gibi hususlar göz önünde bulundurulur. Bakırın ısıl geçirgenliği yüksek olduğu için kondenserin tüm ısı geçirme katsayısına kondüksiyonun etkisi azdır.

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, 1-Kullanılan suyun, içindeki yabancı maddeler 2-Yoğuşum sıcaklığı 3- Kondenser borularının temiz tutulması için uygulanan koruyucu bakımın derecesidir. Yüzey kalıntıları periyodik olarak temizlenmediği takdirde kirlenme olayı gittikçe hızlanacaktır, zira ısı geçirme katsayısı gitgide azalacak ve gerekli kondanser kapasitesi ancak daha daha yüksek yoğuşum sıcaklıklarında sağlanabilecektir. Bu ise kirlenme olayının hızlanmasına neden olacaktır. Artan kirlenme ile su tarafı direnci artacağından su debisi azalacak ve yoğuşum sıcaklığı dahada artacaktır.



Şekil 2.10 Su soğutmalı kondanserli bir soğutma grubu (Carrier Installation Manuel, 2002)

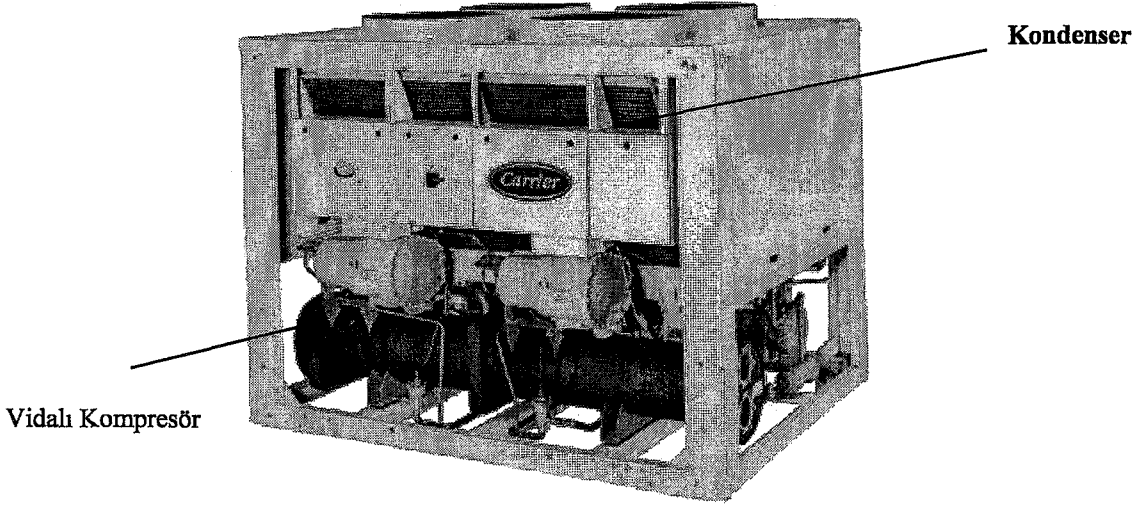
Diğer bir önemli hususta kondenserin çalışma şartlarında gereken aşırı soğutmayı (subcooling) sağlamasıdır. Bilhassa sıvı soğutkan gidiş borusu uzun olan veya basınç kaybı meydana getiren vana, dirsek, drayer gibi elemanları ve düşey yükselmesinin fazla olduğu uygulamalarda sıvı soğutkan köpürmesi olayı meydana gelerek kapasitenin önemli derecede düşmesine neden olur ki bunu önlemek için aşırı soğutma gerekir. (Özkoç, 1999)

2.2.1.2 Hava Soğutmalı Kondenserler

Bu tip kondenserler basit oluşları, kuruluş ve işletme masraflarının düşüklüğü gibi nedenlerden dolayı tercih edilir. Hava soğutmalı kondenserler, halokarbon soğutucular için genellikle bakır boru/alüminyum kanat tertibinde bakır boru/bakır kanat tertibinde imal edilirler. Soğutkan yoğuşma sıcaklığı, hava giriş sıcaklığının 10-20 C° üzerindedir. Genelde boruların durumu, kanat aralıkları, boru sayısı, gibi dizayn özellikleri hava debisi ihtiyacını, hava direncini ve dolayısıyla fan büyüklüğünü, fan motoru gücünü ve grubun ses seviyesini etkileyecektir.

Bir soğutma sisteminin bekleneni verebilmesi, büyük ölçüde yoğuşma basınç ve sıcaklığın belirli sınırlar arasında tutulabilmesiyle mümkündür. Bu ise kondenserin çalışma rejmiyle yakından ilgilidir. Aşırı yoğuşma sıcaklık ve basıncın önlenmesi, kondenserin yeterli soğutma alanına sahip olmasıyla ilgili olduğu kadar, hava devresinde yeterli debi ve sıcaklıkta havanın bulunmasıyla da ilgilidir. Yoğuşma sıcaklık ve basıncın düşük olması halinde ise yeterli soğutkan akışı olmamasına bağlı olan sorunlar çıkmaktadır. Örneğin kılcal boru veya ekspansiyon valfinde yeterli basınç düşümü sağlanamamasından dolayı kapasitenin düşmesi

sık sık rastlanan bir durumdur. Bu nedenle bilhassa soğuk havalarda çalışma durumu olduğunda çok düşük yoğuşma basıncını önleyici tedbirler alınmalıdır. (Özko, 1999)



Şekil 2.11 Hava soğutmalı kondanseri bir soğutma grubu (Carrier Installation Monuel, 2002)

2.3 Evaporatörler

Evaporatörler buhar sıkıştırırmalı çevriminin alçak basınç bölgesinde çalışan ve soğutucu akışkanın soğutulacak ortamdan ısı çektiği ısı değiştiricilerdir. Kondenserden çıkan soğutucu akışkanın soğutulacak ortamdan tekrar ısı çekebilmesi için sıcaklığının, soğutulacak ortam sıcaklığından daha düşük olması gerekir. Bunu sağlamak için akışkanın basıncı ve dolayısı ile sıcaklığı genleşme cihazlarında düşürülür. İstenilen basınçta ve kuruluk derecesinde ıslak buhar halinde evaporatöre giren soğutucu akışkan buharlaşmak sureti ile soğutulacak ortamdan ısı çekip kızgın buhar halinde evaporatörü terk edip, kompresöre girmektedir.

Evaporatörün yapısı; soğutkanın iyi ve çabuk buharlaşmasını sağlayacak, soğutulan maddenin (Hava, su vs.) ısısını iyi bir ısısı geçişi sağlayarak, yüksek bir verimle alacak ve soğutkanın giriş ve çıkışındaki basınç farkını asgari seviyede tutacak şekilde dizayn edilmelidir. Evaporatörler aşağıda belirtilen şekilde bölümlere ayrılmıştır.

Evaporatörde buharlaştığı yere göre ;

- 1-) Gövde içinde (zarf tarafı) buharlaşmalı evaporatörler
- 2-) Borular içinde buharlaşmalı evaporatörler

Evaporatörde buharlaşma şekline göre ;

- 1-) Kuru tip (direkt ekspansiyonlu) evaporatörler
- 2-) Sıvı taşmalı tip evaporatörler

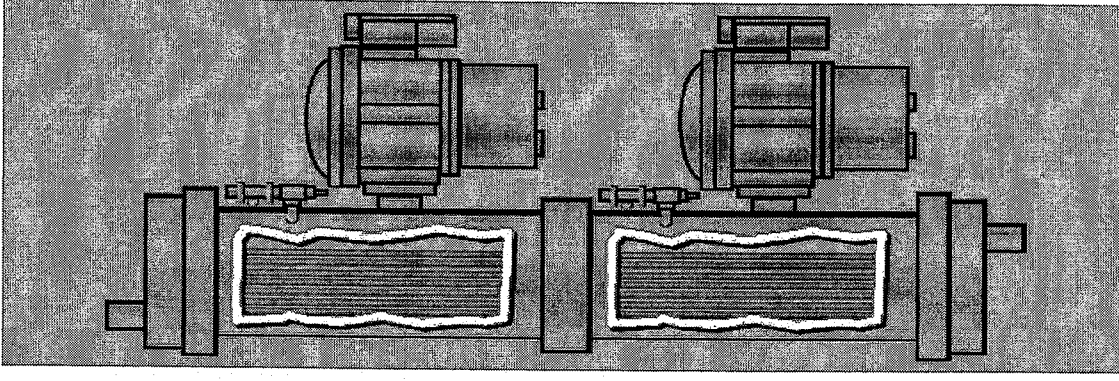
Gövde içinde buharlaşmalı evaporatörlerde soğutucu akışkan gövde içinde buharlaşırken soğutulacak ortam (hava veya soğutulacak sıvı gibi) gövde içinde bulunan serpantinlerin içinden geçer.

Borular içinde buharlaşmalı evaporatörlerde ise soğutucu akışkan serpantin boruları içinden geçerken (soğutulacak ortam hava veya soğutulacak sıvı gibi) serpantin dışından serpantini yalayacak şekilde geçer.

Kuru tip (direkt ekspansiyonlu) evaporatörlerde ise ; kondenserden gelen soğutucu akışkan genişleme valfi, kılcal boru gibi basınç düşürücülerde basınç düşürüldükten sonra kuruluk derecesi çok az olarak ıslak buhar halinde evaporatöre girer. Evaporatörde soğutulacak ortamdan ısı çekmeye başlayarak buharlaşır, kızgın buhar halinde buradan çıkması temin edilir.

Sıvı taşımali tip evaporatörlerde ise soğutucu akışkan evaporatörün tamamını kapsayacak şekilde sıvı halde bulunur. Kondenserden gelen sıvı haldeki soğutucu akışkan, evaporatördeki sıvı akışkan seviyesinin hep aynı düzeyde kalmasını sağlayan kontrol valfinden geçtikten sonra basıncı düşerek buhar-sıvı ayırıcısına gelir. Soğutulacak ortamdan ısı çeken düşük basınçtaki sıvı akışkanın bir kısmı buharlaşır. Buharlaşan soğutucu akışkan tekrar buhar-sıvı ayırıcısından geçerek tamamen buhar halinde (genelde doymuş buhar halinde) kompresöre girer. Sıvı taşımali tip, soğutucu akışkanın gövde içinde buharlaştığı tip evaporatörlere uygulanır. Kuru tip ise genelde soğutucu akışkanın boru içinde buharlaştığı evaporatörlere uygulanır. (Ortatepe, 1997)

Evaporatörlerin yapısı; soğutucu akışkanının iyi ve çabuk buharlaşmasını sağlayacak şekilde, soğutulan maddenin ısısını, iyi bir ısı geçişi sağlayacak soğutucu akışkana aktaracak şekilde, yüksek bir verimle ve soğutucu akışkanının giriş-çıkış basınç farkı en az seviyede tutulacak şekilde dizayn edilmelidir. İyi bir ısı geçişi için ısı transferi olan yüzeylerin miktarını büyütmek amacı ile girintili çıkıntılı yapılır. Aynı zamanda bu kısımların kolay ısınabilir olması gerekir. Fakat bu durumlar basınç kaybını artırır. Bu yüzden dizayn, deney ve tecrübeler ışığı altında teorik çalışmalardan yararlanılarak yapılmalıdır. (Özko, 1999)



- Tüp içersinde su
- Tüp dışında soğutucu akışkan

Şekil 2.12 Sıvı taşmalı bir evaporatör (Carrier Service Training, 2002)

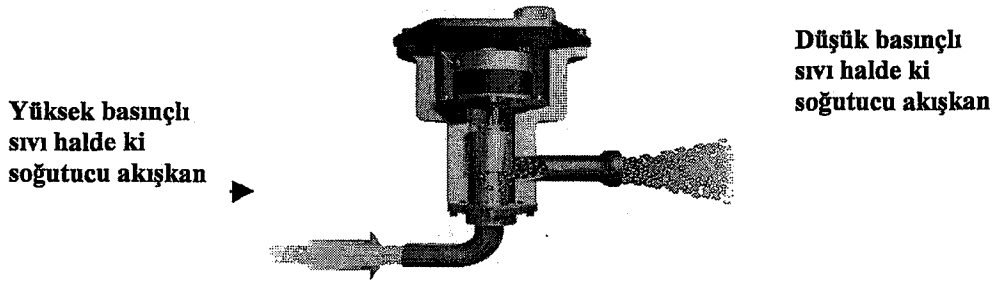
2.4 Genleşme Elemanları

Kompresör tarafından basıncı artırılan soğutucu akışkanın kondenserde yoğuşarak ısısını dış ortama bıraktıktan sonra evaporatörde buharlaşarak soğutulacak ortamdan ısı çekebilmesi için basıncının evaporatör sıcaklığında buharlaşmasını ve bu sayede soğutulacak ortamdan ısı çekebilmesini sağlayacak şekilde ve kuruluk derecesi az ıslak buhar halinde evaporatöre girmesini temin edebilecek şekilde düşürülmesi gerekir. Bunu sağlayacak cihazlara genleşme elemanı adı verilir. Genleşme elemanlarının diğer bir görevi ise evaporatörün istenilen ısı miktarını çekebilmesi için gerekli olan soğutucu akışkan debisi ayarlamasıdır.

Kuru tip (direkt ekspansiyonlu) evaporatörlerde kullanılan genleşme valfleri evaporatördeki soğutucu akışkan miktarı ile oynayarak evaporatör çıkışında soğutucu akışkan kızgın buhar halinde olmasını temin ettiği gibi kızgın buharın sıcaklığını da istenilen seviyede tutabilir.

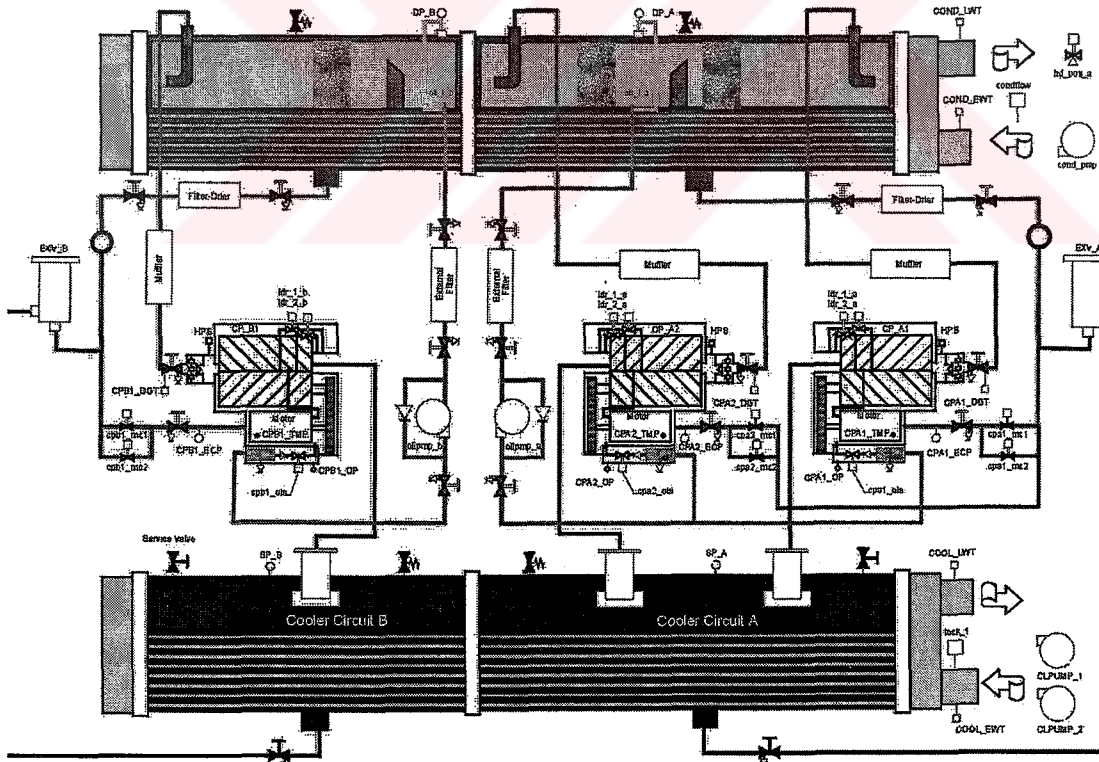
Genleşme elemanları aşağıdaki gibi sınıflandırılabilir; (Ortatepe, 1997)

- 1-) El kumandalı genleşme valfleri
- 2-) Otomatik genleşme valfleri
- 3-) Termostatik genleşme valfleri
 - a-) İç dengelemeli şarjlı termostatik genleşme valfleri
 - b-) Dıştan dengelemeli şarjlı termostatik genleşme valfleri
- 4-) Elektronik genleşme valfleri

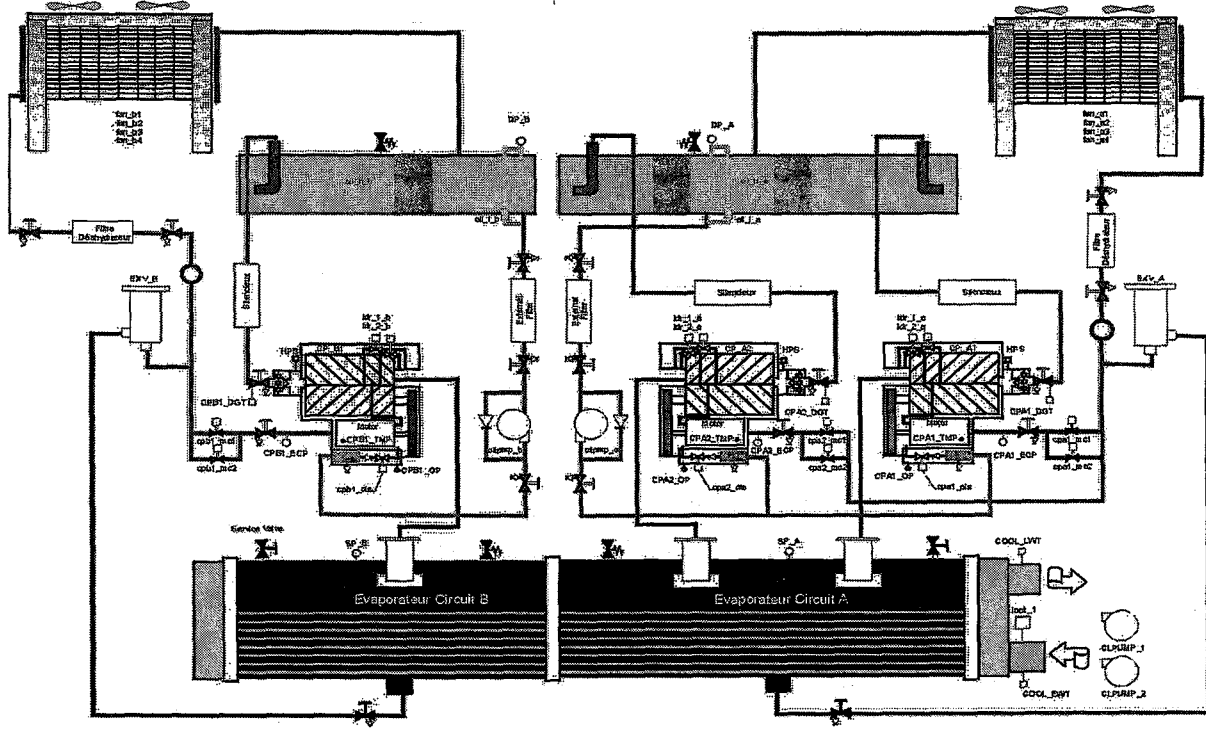


Şekil 2.13 Elektronik exv valf (Carrier Installation Monuel, 2002)

Günümüzdeki su soğutma gruplarında elektronik olarak çalışan genleşme elemanları kullanılmaktadır. Yüksek basınçlı sıvı haldeki akışkan exv'in alt kısmından girerek 2 fazlı bir durum alır (sıvı+buhar). Değişik işletme şartlarına göre orifis üzerinde bulunan kovan aşağı ve yukarı hareket ederek orifis açıklığını dolayısıyla akışkanın akış alanını değiştirir. Kovan hareketini kademeli olarak çalışan bir motordan alır. (Carrier Service Training, 2002)



Şekil 2.14 Carrier 30 HXC Model su soğutmalı kondenserli su soğutma grubu çalışma prensip şeması (Carrier Installation Monuel, 2002)



Şekil 2.15 Carrier 30 GX Model hava soğutmalı kondenserli su soğutma grubu çalışma prensip şeması (Carrier Service Training, 2002)

3. SOĞUTUCU AKIŞKANLAR

3.1 Soğutucu Akışkanlarda Aranması gereken özellikler

Soğutucu akışkanlar soğutma sisteminde hayati öneme sahip çalışma akışkanlarıdır. Bir soğutma çevriminde ısıyı bir ortamdan alınıp, başka bir ortama nakledilmesinde kullanılır. Buhar sıkıştırılmalı soğutma çevriminde soğutulacak ortamdan evaporatör vasıtası ile ısı çeken soğutucu akışkanın basıncı ve dolayısı ile sıcaklığı kompresörde arttırılarak yüklenmiş olduğu ısıyı kondenserde yoğunlaşmak sureti ile dış ortama bırakması sağlanır.

Soğutucu akışkanın yukarıda belirtilen görevleri ekonomik ve güvenilir bir şekilde yerine getirebilmesi için bazı fiziksel ve kimyasal özelliklere sahip olması gerekir.

Genel kaide olarak soğutucu akışkanlarda aranması gereken özellikler şunlardır ;

- 1-) Çalışma şartlarındaki basınç ve sıcaklıkların en uç sınırlarında dahi ayrışıp çözülebilmeli, stabil olmalı ve bütün özelliklerini muhafaza edebilmelidir.(Özko, 1999)
- 2-) Sistemden kaçması halinde, bilhassa yiyecek maddeleri üzerinde zararlı etki yapmamalıdır. İnsanlara çevreye ve diğer canlılara zarar vermemelidir. (Özko, 1999)
- 3-) Yanıcı olmamalıdır. Havaya karıştığı zaman yanıcı ve patlayıcı bir ortam meydana getirmemelidir. (Özko, 1999)
- 4-) Temini kolay ve fiyatı düşük olmalıdır. (Özko, 1999)
- 5-) Elektriksel özellikleri, bilhassa hermetik ve yarı hermetik kompresörler için uygun olmalıdır . (Özko, 1999)
- 6-) Kompresör yağlama yağları ve soğutma sistemini oluşturan ekipmanlarla zararlı sonuçlar verecek reaksiyonlara girmemelidir. (Özko, 1999)
- 7-) CFC ve HCFC tipi soğutucu akışkanlar metan (CH_4) veya etan (C_2H_6) içersindeki hidrojen atomlarından bir veya bir kaçını yerine sentez yolu ile halojen atomları adı verilen klor, flor veya brom atomları yerleştirilmek sureti ile elde edilebilir. Örneğin metandaki 4 hidrojen atomu yerine 2 klor ve 2 flor atomu ikame ettirilerek R-12 elde edilir.

Bir sistemden sızan soğutucu akışkanın çevresel sorunları göz önünde bulundurulmalıdır. Özellikle halojenli bileşiklerden olan CFC ve HCFC gibi yüksek kimyasal kararlılıktaki soğutucu akışkanlar atmosferde uzun yıllar kalarak ozonun fazla olduğu stratosfer tabakasına

ulaşıp yayılmaktadır. Atmosferin üst kısmındaki CFC ve HCFC molekülleri mor ötesi ışınlar yardımı ile fotokimyasal reaksiyona girip bozulurlar ve klor serbest kalır. Klor atomları da zincirleme reaksiyonlara girmek sureti ile ozon tabakasını parçalar. Atmosferin alt seviyelerinde ise CFC ve HCFC molekülleri kızıl ötesi ışınları absorbe ederek dünyanın ısınmasına neden olmaktadır. CFC ve HCFC moleküllerindeki bir veya birden fazla halojen atomu, hidrojen atomu ile yer değiştirerek atmosferdeki ömrü ve çevresel olumsuz etkileri azaltılmış olur. (Ortatepe, 1997)

8-) Büyük kapasiteli soğutma sistemlerinde soğutucu akışkanın buharlaşma gizli ısı büyük olmalıdır. Çevrimde devreden akışkanın birim kütlesi başına evaporatörden çekilen ısı miktarı daha fazla olur. Büyük kapasiteli soğutma gruplarında daha büyük buharlaşma gizli ısına sahip soğutucu akışkan kullanılırsa, grupta birim zamanda devreden akışkan miktarı azalacağından buda kompresör yükünün azalmasını sağlar.

Düşük kapasiteli soğutma sistemlerinde gizli ısı düşük olan bir soğutucu akışkanın kullanımı, gizli ısı yüksek olan bir soğutucu akışkana göre çevrimde daha fazla miktarda bulunmasını gerektirir. Böyle bir soğutucu akışkan, sistemin daha kolay kontrol edilmesini sağlayacaktır. Çünkü çok miktarda soğutucu akışkan dolaşan sistemde daha az hassiyetli kontrol cihazlarına ihtiyaç duyulur. (Oratepe, 1997)

9-) Donma sıcaklığı düşük sıcaklığı evaporatör sıcaklığından yeterince düşük olmalıdır. (Özünal, Güleç, 1997)

10) Uygun oranda yağ ile karışabilmelidir. Yağ ile karışabilirliği eğer aşırı düşük ise yağın geri dönüşünde problem çıkabilir. (Özünal, Güleç, 1997)

11) Sistemde bir kaçak meydana geldiğinde kolaylıkla tesbit edilebilir özellikte olmalıdır. (Özünal, Güleç, 1997)

12) Kaynama noktası düşük olmalıdır. Kaynama noktası düşük olmayan soğutucular kompresörün derin bir vakumda çalıştırılmasını gerektirir. Bu durum sistemin kapasitesinin ve veriminin azalmasına neden olur. (Özünal, Güleç, 1997)

13-) Soğutma devresinde bulunması gereken rutubet (su) ile bulunması halinde bile çok zararlı reaksiyonlar meydana getirmemelidir. (Özkoç, 1999)

14-) Evaporatörde basınç mümkün olduğu kadar yüksek olmalıdır. (Özkoç, 1999)

15-) Az bir enerji sarfıyatı ile daha fazla soğutma yükü elde edilebilmelidir. (Özkoç, 1999)

16-) Viskotesi düşük ve yüzey gerilimi (kılcallığı) az olmalıdır. (Bu özellik yüksek ısı geçişini sağlayan, damlaşarak yoğuşmayı zorlaştırmaktadır.) (Özko1, 1999)

Ülkemizde özellikle ozon dostu olarak adlandırılan R-134 a ve R-407 c gazları iç piyasada rahatlıkla bulunabilmekle birlikte R-410 gazı ancak sipariş üzerine soğutucu gaz satışı yapan firmalar vasıtasıyla yurt dışından getirilmektedir. Ayrıca bu gazın yurtdışından ithalatı, yüksek basınçlı bir gaz olması sebebiyle belli bir mevzuata tabidir.



4. CFC ve HCFC TİPİ SOĞUTUCU AKIŞKANLARIN OLUMSUZ ÇEVRESEL ETKİLERİ

4.1 CFC ve HCFC Tipi Soğutucu Akışkanların Ozon Tabakasına Olan Olumsuz Etkileri

Ozon üç oksijen atomundan (O_3) oluşan bir molekül olup, güneşten gelen ışıklardan mor ötesi (ultraviyole) ışınları absorbe ederek yer yüzüne ulaşmasını engeller. CFC ve HCFC tipi soğutucu akışkanlar, hidrojen molekülleri H_2 , hidroksit (HOx) ve azot oksit (NOx) bileşikleri ozon tabakasının da incelme ve azaltmaya sebep olmaktadır. Ozonun yok olması mor ötesi ışınların doğrudan yeryüzüne ulaşmasına sebep olmaktadır. Mor ötesi ışınların yer yüzüne direkt olarak ulaşması dünyanın ekolojik dengesinin önemli ölçüde bozulmasına, canlılarla olumsuz etkilere özellikle insanlarda deri kanseri ve katarak oluşmasına sebep olmaktadır.

Ozon tabakasının büyük bir bölümü atmosferin stratosfer tabakasında bulunmaktadır. Ozon tabakasının atmosfer içindeki konsantrasyonu Şekil 4.1'de gösterilmiştir. En yüksek ozon yoğunluğuna yerden 20-30 km yükseklikte rastlanmaktadır. Yerden 60-65 km yükseklikten sonra ozon bulunmamaktadır. Ozon yoğunluğu stratosfer tabakasında bölgesel ve mevsimsel farklılıklar gösterir. Yoğun kış aylarında yaz mevsimine göre artar ve kutuplarda ekvatora nazaran daha sık bulunur. Kutup enlemlerinde ozon yoğunluğu 16-18 km yüksekliklerde en yüksek değerine ulaşırken Ekvator üzerinde yaklaşık 25 km yükseklikte maksimum olmaktadır.

Güneş ışınlamalarının mor ötesi ışınlam bileşeni üç bölgeye ayrılır. Mor ötesi ışınlamalarının 0.40 μm ve 0.30 μm dalga boyu arasındaki bölümüne UV-A, 0.32 μm ve 0.29 μm dalga boyu arasındaki bölümüne UV-B, 0.29 μm ve 0.20 μm dalga boyu arasındaki bölümüne ise UV-C adları verilmektedir. Mor ötesi ışınlarının UV-B ve UV-C bölümleri dünyadaki yaşam açısından daha tehlikelidir.

Stratosfer tabakasındaki O_2 molekülü fotokimyasal reaksiyonla aşağıdaki kimyasal denklemlerde görüldüğü gibi ozonu (O_3) oluşturur.



h : Plank sabiti

ν : Frekans

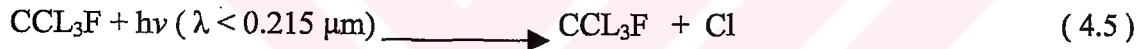
λ : Dalga boyu

O₂ molekülü fotokimyasal reaksiyonla parçalanırken UV-C ışınımını absorbe eder. Oluşan ozon aşağıdaki fotokimyasal reaksiyonla parçalanır.



Fotokimyasal reaksiyon sonucunda O₃ parçalanmak sureti ile UV-B ve UV-C ışınımını absorbe edilmektedir. Kimyasal reaksiyonlar sonucunda ozon dinamik bir denge içerisinde oluşmakta ve parçalanmakta, UV-B ve UV-C ışınımalarını absorbe ederek yer yüzüne ulaşmasını engellemektedir.

CFC tipi akışkanlardan en çok kullanılan R-11 ve R-12 sırası ile 55 yıl ve 116 yıl yaşam süresine HCFC tip soğutucu akışkanlardan en çok kullanılan R-22 ise 15.8 yıllık yaşam süresine sahiptir. Yaşam süreçlerinden de anlaşıldığı gibi bu gazlar atmosferin strosfer tabakasına kadar bozulmadan gelmektedir. Fakat strosfer tabakasında fotokimyasal reaksiyonla parçalanmaktadır.



CFC ve HCFC tipi soğutucu akışkanlar (4.4) ve (4.5) nolu kimyasal reaksiyonlarda da görüldüğü mor ötesi ışınlar yardımı ile parçalanarak açığa klor atomu çıkmaktadır. Ortaya çıkan klor katalizör etkisi ile ozonu parçalamaktadır.



Cl atomu O₃ ile reaksiyona girerek O₃ parçalamakta ve tekrar serbest kalmaktadır. Bu durum (4.1) (4.2) ve (4.3) nolu denklemler kimyasal reaksiyonlar sonucu oluşan dinamik dengeyi ozonun azalması yönünde bozmaktadır.

CFC ve HCFC tipi soğutucu akışkanlar ozonu aşındırmanın yanı sıra HCl asitinin oluşumuna sebep olmaktadır ki bu durum asit yağmurlarının oluşumuna sebep vereceğinden ekolojik denge açısından büyük bir tehlike arz etmektedir.

CFC ve HCFC tipi soğutucu akışkanların ozon aşındırma miktarlarının karşılaştırılmasında ozon aşındırma potansiyel sayısı (Ozone Depletion Potential - ODP) kullanılmaktadır.

$$ODP = \frac{\text{X akışkanın hesaplanmış } O_3 \text{ aşındırma miktarı}}{\text{CFC - 11 akışkanının hesaplanmış } O_3 \text{ aşındırma miktarı}} \cdot \frac{\text{\% 1 aşınmayı sağlayan X akışkanın emisyon oranı}}{\text{\% 1 aşınmayı sağlayan CFC-11 akışkanın emisyon oranı}} \quad (4.7)$$

ODP sayısı ozonu aşındıran akışkanların aşındırma miktarlarının CFC-11'in ozonu aşındırma miktarına bağlı olarak hesaplanmaktadır. ODP değerlerinin hesaplanmasında akışkanların atmosferdeki ömürlerinin bilinmesi gereklidir. Akışkanların atmosferik ömürleri ve ODP değerleri bir ve iki boyutlu model hesaplamaları ile bulunmaktadır. Bir boyutlu modelde düşey yüksekliğin belli miktarlardaki değişimlerine bağlı olarak uygun atmosferik kimyasal proseslerdeki hesaplamalar yapılmaktadır. İki boyutlu modelde ise bir boyutlu modele ilave olarak enlemler ve mevsimler boyunca olan değişimlere bağlı olarak uygun atmosferik kimyasal proseslerdeki hesaplamalar yapılmaktadır. (Ortatepe, 1997)

4.2 CFC ve HCFC Tipi Soğutucu Akışkanların Dünyanın Global Isınmasına Etkisi

Güneşten gelen ışınların %31'i dünya-atmosfer sisteminde yansımakta, %23'ü atmosfer tarafından absorbe edilmekte, %46'sı ise dünya yüzeyi tarafından absorbe edilmektedir. Bu şekilde sıcaklığı artıran dünya yüzeyinden atmosfere gecede dahil olmak üzere tüm gün boyunca kızıl ötesi (infrared) ışınlar yayılmaktadır. Yayılan uzun dalga boyuna sahip kızıl ötesi ışınlar atmosferde bulunan ve sera etkisi yapan CO_2 , CH_4 , N_2O , H_2O , O_3 gibi gazlar ile HCFC ve CFC tipi gazlar tarafından absorbe edilmektedir. .

Dünya yüzeyinde yayılan kızıl ötesi ışınların sera etkisi yapan gazlar tarafından absorbe edilmesi dünya-atmosfer sisteminin sıcaklığını artırarak global ısınmaya neden olmaktadır. Dolayısı ile CFC ve HCFC tipi soğutucu akışkanlar belirtilen sebeplerden dolayı dünyanın global ısınmasına katkıda bulunmaktadır.

Dünyanın sera etkisi oluşturan gazlar sebebi ile ısınması sonucu global sıcaklığı artmaktadır. Bu durum ise iklim değişikliklerine ve dünyanın ekolojik dengesinin olumsuz yönde değişmesine sebep olmaktadır. (Ortatepe 1997)

CFC ve HCFC tipi soğutucu akışkanların sera etkisi, halokarbon global ısınma potansiyeli (HGWP) veya global ısınma potansiyeli (Global Warming Potetal - GWP) değerleri ile karşılaştırılabilir. HGWP değeri CFC ve HCFC gibi sadece halojen esaslı akışkanların sera etkilerinin karşılaştırılması amacı ile kullanılır. HGWP değeri soğutucu akışkanın sera etkisinden dolayı oluşturduğu ısıma tesirinin, CFC-11'in sera etkisinden dolayı oluşturduğu ısıma etkisine oranıdır. Yani HGWP değeri soğutucu akışkanın CFC-11'e bağlı global ısınma potansiyel değeridir.

Çizelge 4.1 Bazı kimyasal birleşiklerin ozon tabakasına etkileri (Özkoç, 1999)

Soğutkan	Kimyasal Formül	ODP	GWP	Atm. Ömrü Yıl
CFC-11(*)	CCl_3F	1.00	1300	59
CFC-12	CCl_2F_2	0.93	3700	122
CFC-113	$\text{CCl}_2\text{FCClF}_2$	0.83	1900	98
CFC-114	$\text{CCl}_2\text{F}_2\text{CClF}_2$	0.71	6400	244
CFC-115	CClF_2CF_3	0.38	13800	539
HCFC-22	CHClF_2	0.05	510	18
HCFC-123	CHCl_2CF_3	0.02	28	2
HFC-134a	$\text{CF}_3\text{CH}_2\text{F}$	0	400	18
HFC-152a	CH_3CHF_2	0	46	2
Karışımlar				
CFC-500	$\begin{cases} \text{CFC-12} & \%73.8 \\ \text{HCFC-152a} & \%26.2 \end{cases}$	0.74	2700	
CFC-502	$\begin{cases} \text{CFC-115} & \%51.2 \\ \text{HCFC-22} & \%48.8 \end{cases}$	0.22	7300	
Su	H_2O	0	0	
Amonyak	NH_3	0	0	

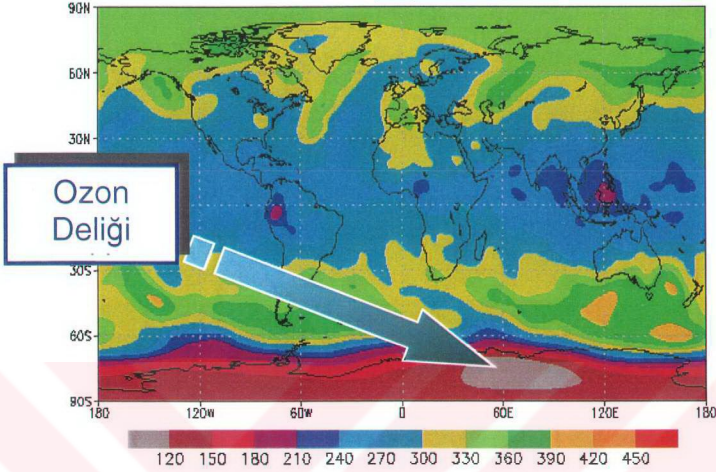
1987 yılında 100 kadar ülke Kanada'nın Montreal kentinde ' Soğutucu akışkanların üretim ve kullanımı, ozon tabakasının korunması, sera etkisinin azaltılması gibi konuların kontrol altına alınması amacıyla toplanarak (UNEP 1987) Montreal protokolü olarak adlandırılan sözleşmeyi hazırlayıp imzalamışlardır. Daha sonra 1990 yılında Londra'da ve 1992 yılında Kopenhagen'da yapılan toplantılarda CFC türü akışkanların üretimi ve kullanımıyla ilgili daha sıkı önlemler alınmasını gerekli görerek yeni bir takvim üzerinde anlaşmaya varmışlardır. Ülkemizde her iki protokolü imzalamış ve resmi gazetede ilan ederek

kanunlaştırmıştır. Montreal protokolünde 2000 yılı konulmuş olmasına rağmen ABD kongresi aldığı kararla CFC türü soğutkanların üretim ve kullanımını 1.1.1996' dan itibaren sona erdirmiş bulunmaktadır. Diğer kalkınmış ülkelerde (G7 ülkeleri) buna uymuşlardır. Ülkemiz kalkınmakta olan ülke statüsünde bulunduğundan belirlenen takvim 10 yıl ertelemeyle uygulanacaktır.

Geçiş dönemi diye tanımlanan ve HCFC türü soğutkanların ki, bunların en yaygın şekilde kullanılanları HCFC-22'dir, 2030 yılına kadar kullanımı mümkün kılan dönemde ekipman ve soğutkanların üretimi gitgide azalan miktarlarda yapılması bir takvime bağlanmıştır. Ayrıca 2010 yılından itibaren yeni HCFC-22 soğutkan üretimi gerektiren hiç bir yeni soğutma ekipmanı imal edilmeyecektir. Ancak, HCFC (R-22) ile çalışan mevcut soğutma sistemlerinin servis bakım ihtiyacı için kullanılmak üzere HCFC-22 soğutkan üretimi 2020 yılına kadar sürdürülecektir. Dünyada HCFC-22 üretiminin halen yaklaşık %50'si ABD tarafından tüketilmektedir. (Özkoç, 1999)

R22'ye ikame olarak kullanılabilecek akışkanlar arasında karışimsız soğutucu akışkan olan R134a gazı, azeotropic karışım R410 ve zeotropic karışım R407 öne çıkmaktadır. Üstün termodinamik özellikleri yanı sıra R410 gazı R22'den belirgin şekilde daha yüksek bir basınç seviyesine sahiptir. Kompresör, kondenser, evaporatör ve soğutucu boru ekipmanında yapılması gerek değişiklikler bu gazın R22'ye gazı yerine kullanılmasını günümüzde ekonomik kılmamaktadır. R407 gazında R22 yerine kullanılabilmesi için kompresör ve kontrol bileşenlerinin değiştirilmesi ve daha büyük ısı değiştiricilerinin kullanılması gereklidir. Ayrıca sistemde herhangi bir gaz kaçağı meydana gelmesi durumunda sistemdeki tüm gazın atılarak tekrar gaz şarjının yapılması ekonomik olmamaktadır. (R407 gazı R32/R125/R134 gazlarının karışımından meydana gelmektedir. Sistemde gaz kaçağı olması durumunda hangi gazdan ne miktarda dış ortama kaçtığı bilinemiyeceğinden tüm gazın sistemden atılması gerekmektedir.) R134a gazı diğer iki gaza oranla daha ucuz ve daha kolay üretilmesi nedeniyle günümüzde tercih edilmektedir. R22'ye göre dezavantajı ise daha düşük soğutucu gücüne sahip olması ve düşük buharlaşma derecelerinde kullanımının sınırlı olmasıdır. (Tesisat Dergisi, 1999)

TOVS Total Ozone Analysis (matm-cm)
Climate Prediction Center/NCEP/NWS/NOAA
10/08/98



Şekil .2 8- Ekim-1998 tarihine ait deliğinin görünümü (Carrier Refrigerant Training)

Karşılaştığımız çevresel riskler sadece ozon tabakasının incilmesi ve küresel ısınma ile sınırlı değildir. Bugün hala tam olarak anlaşılamayan diğer çevresel tehditlerde göz önüne alınmalıdır. Bu riskleri minimize etmenin bir yoluda kısa atmosferik ömürlü soğutucu akışkanlar kullanılmaktadır. Bunun sebebi atmosferde daha çabuk bozunan akışkanın, dünyaya daha az zarar verecek olmasıdır. (Tesisat Dergisi 2000)

5.BİR SOĞUTMA SİSTEMİNİN ELEKTRİK TÜKETİM MALİYETİNİN ÇIKARILMASI

Bu bölümde 1600 m² kapalı alana sahip bir alış veriş merkezinin soğutma sisteminde kullanılacak su soğutma grubunun ve klima santrallerinin kapasiteleri belirlenerek her bir cihazın çektiği elektrik güçleri ve cihazların soğutma sezonu boyunca harcadığı elektrik tüketim maliyetleri hesaplanmıştır.

Alış veriş merkezinin boyutları metrik ve ingiliz ölçü sisteminde şekil 5.1 ve 5.2’de belirtilmiştir. Mahal, zone 1 ve zone 2 olarak iki kısma ayrılmıştır. Soğutma ekipmanlarının kapasitelerinin belirlenebilmesi için ilk aşamada zone’ların soğutma yükleri hesaplanmıştır. Bu hesaplamada Carrier Cooling Load Estimate Chart tablosu kullanılmıştır.

Alış veriş merkezinin soğutma sistemi saat 10 ile 20 saatleri arasında çalıştırılacaktır. Bu zaman dilimi arasında maksimum soğutma yükünün ağustos ayı içerisinde saat 15’de oluşacağı ön görülmüştür. Bu saatte dış hava sıcaklığı maksimum değerine ulaşmaktadır. Ayrıca saat 15, alış veriş merkezinin en kalabalık olacağı zaman olarak kabul edilmiştir. Bu saat de oluşan maksimum soğutma yükü Carrier’ın Cooling Load Estimate Chart tablosu vasıtasıyla hesaplanmış ve maksimum soğutma yükü belli oranlarda düşürülerek diğer saatlerde oluşan soğutma yükleri belirlenmiştir.

Mahalin saat bazında yük profili belirlendikten sonra mahalin soğutulmasında kullanılacak klima santrallerinin soğutma serpantini kapasiteleri her saatte oluşan soğutma yükü için ayrı ayrı hesaplanmış ve bulunan maksimum değere göre soğutma grubu kapasitesi belirlenmiştir.

Alış veriş merkezinin tasarım gününe ait (maksimum dış hava sıcaklığının ve soğutma yükünün olduğu gün) dış hava sıcaklık değerleri çizelge 5.2’de belirtilmiştir.

5.1 Saat Bazında Alış Veriş Merkezinin Dış Hava Sıcaklık Profilinin Çıkartılması

Mahalin dizayn gününe ait dış hava sıcaklık profilinin çıkartılmasında Ashare Handbook Fundamentals (1993) bölüm 26’da belirtilen hesaplama yöntemi kullanılmıştır.

Bu yöntemde ilk aşamada İstanbul için maksimum ve minimum dış hava sıcaklıkları arasındaki fark 9 C⁰ olarak Ashare Handbook Fundamentals (1993) bölüm 23’deki tablo 3 ‘den alınmıştır. İkinci aşamada çizelge 5.1’de belirtilen katsayılar, İstanbul şehri için geçerli olan maksimum ve minimum dış hava sıcaklıkları arasındaki fark 9 C⁰ ile çarpıldıktan

sonra maksimum kuru termometre sıcaklık değeri olan 33 C⁰'den her saat için sırasıyla çıkartılmış ve her saatteki dış hava kuru termometre sıcaklığı belirlenmiştir. (İstanbul için maksimum kuru termometre sıcaklığı saat 15'de 33 C⁰ minimum kuru termometre sıcaklığı ise sabah saat 05'de 24 C⁰ olarak oluşmaktadır. Maksimum ve minimum hava sıcaklıkları arasındaki fark 9 C⁰ 'dır.)

Saat bazında yaş termometre sıcaklıkları, İstanbul için soğutma sistemi, dizayn şartı olan 33 C⁰ kuru termometre, 24 C⁰ yaş termometre ve 20.3 C⁰ çığ noktası sıcaklıklarından faydalanılarak psikometrik diyagramdan tesbit edilmiştir. (Saat bazında yaş termometre sıcaklıklarının tesbitinde çığ noktası sıcaklığı 20.3 C⁰ olarak sabit kabul edilmiştir.) (Dorgan, Elleson 1994)

Çizelge 5.1 Saat bazında yüzde olarak sıcaklık değişim katsayısı (Dorgan, Elleson 1994)

Saat	Saat bazında sıcaklık değişim katsayısı (%)	Saat	Saat bazında sıcaklık değişim katsayısı (%)	Saat	Saat bazında sıcaklık değişim katsayısı (%)
1	87	9	71	17	10
2	92	10	56	18	21
3	96	11	39	19	34
4	99	12	23	20	47
5	100	13	11	21	58
6	98	14	3	22	68
7	93	15	0	23	76
8	84	16	3	24	82

Çizelge 5.2 Dizayn gününe ait sıcaklık profili

Saat	Saat bazında sıcaklık değişim katsayısı (%)	Kuru Termometre Sıcaklık (C ⁰)	Yaş Termometre Sıcaklık (C ⁰)
1	87	25,2	21,6
2	92	24,7	21,4
3	96	24,4	21,3
4	99	24,1	21
5	100	24,0	21
6	98	24,2	21,2
7	93	24,6	21,4
8	84	25,4	21,7
9	71	26,6	22,2
10	56	28,0	22,3
11	39	29,5	23

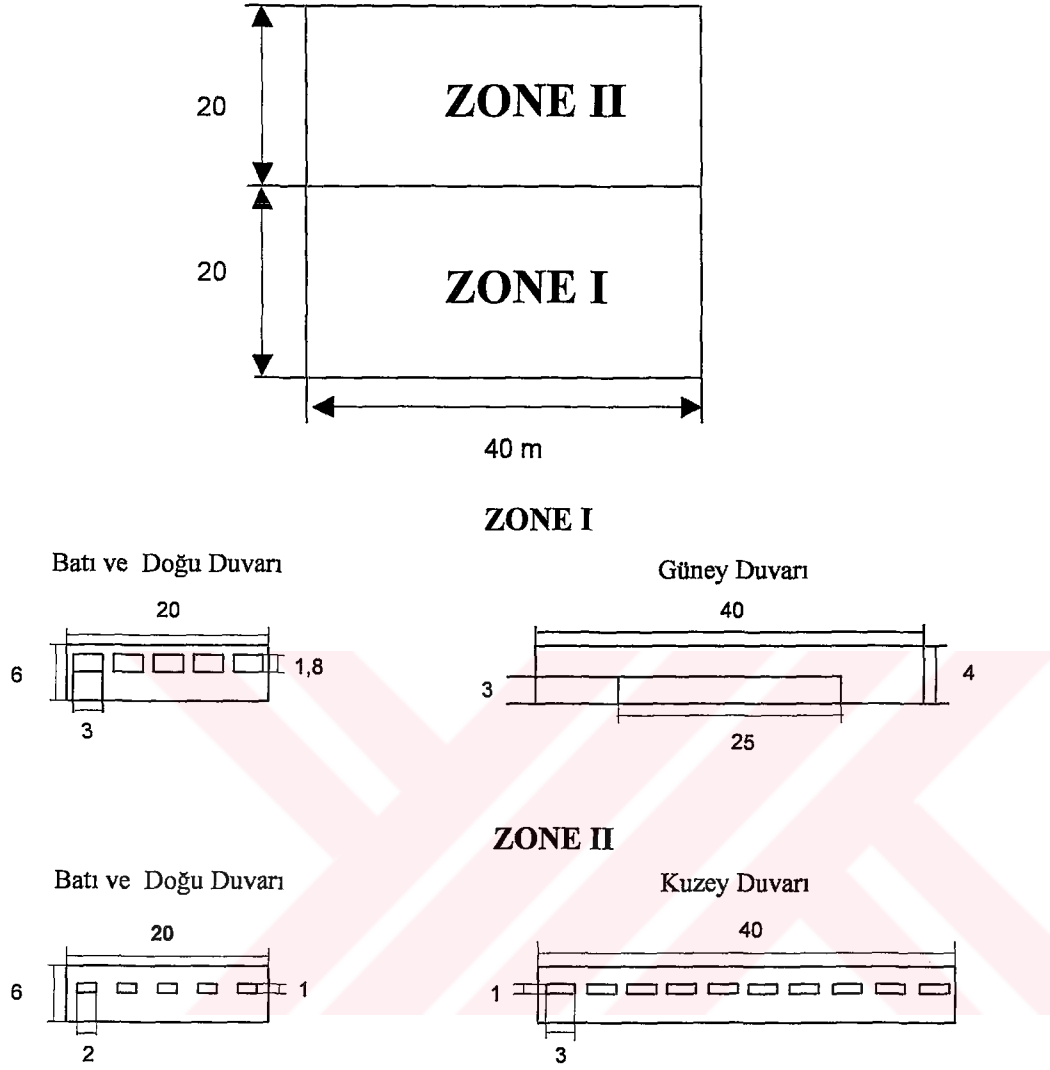
12	23	30,9	23,3
13	11	32,0	23,8
14	3	32,7	23,9
15	0	33,0	24
16	3	32,7	23,9
17	10	32,1	23,8
18	21	31,1	23,3
19	34	29,9	23,1
20	47	28,8	22,6
21	58	27,8	22,3
22	68	26,9	22,5
23	76	26,2	22
24	82	25,6	21,7

5.2 Saat Bazında Alış Veriş Merkezinin Soğutma Yüğü Profiline Çıkartılması

Alış veriş merkezinin soğutma yüğü profiline çıkartılmasında Carrier Cooling Load Estimating Chart tablosundan faydalanılmıştır. Tablo İngiliz ölçü sistemine göre hazırlandığından hesaplamalarda bu birim sistemi kullanılmıştır. Soğutma yükünün hesaplanacağı mahal alanı 17222.62 ft² (1600 m²) 'dir. Mahal, zone I ve zone II olmak üzere iki kısma ayrılmıştır. Alış veriş merkezine ait boyutların ayrıntıları Şekil 5.1 ve 5.2'de verilmiştir.

Çizelge 5.3 Zone I'e ait duvar ve cam alanı oranı

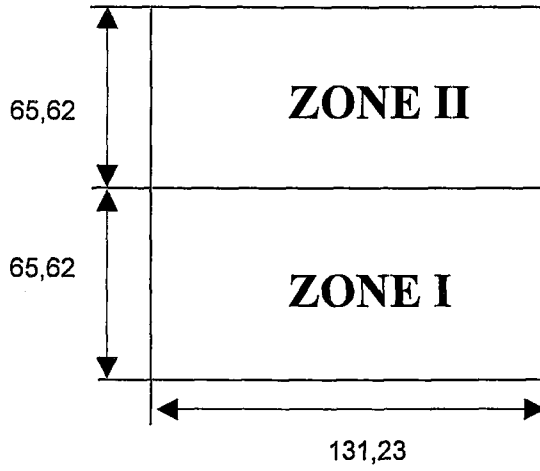
ZONE I		
Mahal Alanı	8611,31 (ft ²)	800 (m ²)
Batı Duvarı Alanı	1227,4 (ft ²)	114 (m ²)
Doğu Duvarı Alanı	1104,7 (ft ²)	103 (m ²)
Güney Duvarı Alanı	2209,24 (ft ²)	205 (m ²)
Toplam Duvarı Alanı	4541,34 (ft ²)	422 (m ²)
Batı Duvarı Cam Alanı	261,25 (ft ²)	24 (m ²)
Doğu Duvarı Cam Alanı	235,12 (ft ²)	22 (m ²)
Güney Duvarı Cam Alanı	1090 (ft ²)	101 (m ²)
Toplam Cam Alanı	1586,3 (ft ²)	147 (m ²)
Duvar Alanı Yüzdesi	0,53	0.53
Cam Alanı Yüzdesi	0,35	0.35



$$\text{Duvar Alanı Yüzdesi} = \frac{\text{Toplam Duvar Alanı}}{\text{Toplam Mahal Alanı}}$$

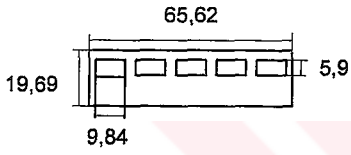
$$\text{Cam Alanı Yüzdesi} = \frac{\text{Toplam Cam Alanı}}{\text{Toplam Duvar Alanı}}$$

Şekil 5.1 Alış veriş merkezinin boyutları (Metrik Ölçü Sisteminde)

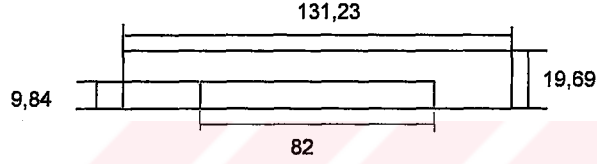


ZONE I

Batı ve Doğu Duvarı

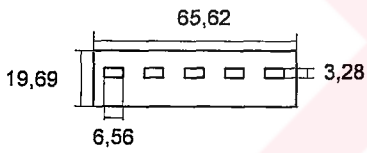


Güney Duvarı

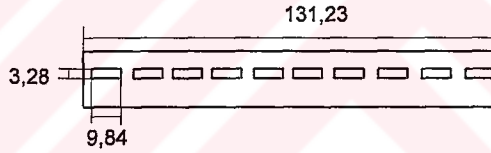


ZONE II

Batı ve Doğu Duvarı



Kuzey Duvarı



ZONE I

Soğutma Yüklü Çarpanları

ZONE II

Batı Tarafı Güneşli Duvarlar: 1
Doğu Tarafı Güneşli Duvarlar: 0,9
Gölge Cam: 1,5
Çift Cam: 0,9

Güney Tarafı Güneşli Duvarlar: 0,9
Kuzey Tarafı Gölge Cam: 0,5
tdış ortam - t_{mahal} < 20F için soğutma yükü katsayısı
0,95 alınmıştır. (Cooling Load Estimate Chart)
tdış ortam = 91,4 F (33C°) saat 15 itibariyle Hava Sıcaklığı
t_{mahal} = 78,8 (26C°) Mahal Dizayn Sıcaklığı

Mahal Alanı: 65,62 x 131,23 = 8611,31
Batı Duvarı Alanı: 19,69 x 65,62 x 1 x 0,95 = 1227,4
Doğu Duvarı Alanı: 19,69 x 65,62 x 0,9 x 0,95 = 1104,7
Güney Duvarı Alanı: 19,69 x 131,23 x 0,9 x 0,95 = 2209,24
Toplam Duvar Alanı: 4541,34

Mahal Alanı: 65,6 x 131,2 = 8611,31
Batı Duvarı Alanı: 19,69 x 65,62 x 1 x 0,95 = 1227,4
Doğu Duvarı Alanı: 19,69 x 65,62 x 0,9 x 0,95 = 1104,7
Kuzey Duvarı Alanı: 19,69 x 131,23 x 0,5 x 0,95 = 1227,4
Toplam Duvar Alanı: 3559,5

Batı Duvarı Cam Alanı: 0,9 x 1 x 5 x 9,84 x 5,9 = 261,25
Doğu Duvarı Cam Alanı: 0,9 x 0,9 x 5 x 9,84 x 5,9 = 235,12
Güney Duvarı Cam Alanı: 1,5 x 0,9 x 1 x 9,84 x 82 = 1090
Toplam Cam Alanı: 1586,3

Batı Duvarı Cam Alanı: 0,9 x 1 x 5 x 3,28 x 6,56 = 96,82
Doğu Duvarı Cam Alanı: 0,9 x 0,9 x 5 x 3,28 x 6,56 = 86,34
Kuzey Duvarı Cam Alanı: 0,9 x 0,5 x 10 x 3,28 x 9,84 = 145,38
Toplam Cam Alanı: 328,54

Şekil 5.2 Alışveriş merkezinin boyutları (İngiliz Ölçü Sisteminde)

Çizelge 5.4 Zone I'ye ait duvar ve cam alanı oranı

ZONE II		
Mahal Alanı	8606,72 (ft ²)	800 (m ²)
Batı Duvarı Alanı	1227,4 (ft ²)	114 (m ²)
Doğu Duvarı Alanı	1104,7 (ft ²)	102 (m ²)
Kuzey Duvarı Alanı	1227,4 (ft ²)	114 (m ²)
Toplam Duvarı Alanı	3559,5 (ft ²)	330 (m ²)
Batı Duvarı Cam Alanı	96,82 (ft ²)	10 (m ²)
Doğu Duvarı Cam Alanı	86,34 (ft ²)	8 (m ²)
Kuzey Duvarı Cam Alanı	145,38 (ft ²)	13 (m ²)
Toplam Cam Alanı	328,54 (ft ²)	31 (m ²)
Duvar Alanı Yüzdesi	0,41	0,41
Cam Alanı Yüzdesi	0,09	0,09

Çizelge 5.5 Alış veriş merkezinin soğutma yükü hesabında kullanılan değerler

	ZONE 1		ZONE 2	
İnsan Faktörü	15 ft ² /insan	1,4 m ² /insan	20 ft ² /insan	1,8 m ² /insan
Çatı Faktörü	0.1	0.1	0.1	0.1
Aydınlatma Faktörü	5 watts/ft ²	54 watts/ m ²	6 watts/ft ²	64 watts/ m ²

Çizelge 5.5’de kullanılan insan faktörü ve aydınlatma faktörleri bir alış veriş merkezinin soğutma yükünün hesaplanmasında kullanılan dizayn değerleridir. Bu değerler Carrier’ın Engineering Guide for System Design (Load Estimating) kitapçığındaki tablo 1 den alınmıştır. Alışveriş merkezinin güney cephesinde bulunan zone 1’in cam alanı oranı zone II’ye kıyasla daha fazladır. Bu nedenle bu bölümde güneş ışınlarından daha fazla yararlanacağından aydınlatma ihtiyacı zone II’ye nazaran daha az olacaktır. Bu nedenle aydınlatma faktörü zone I için 5 watts/ft² (54 watts/ m²) olarak kabul edilmiştir.

Carrier Cooling Load Estimate tablosunu kullanarak mahal içersinde oluşan toplam duyulur ısı miktarının hesabında fan ve üfleme kanalından olan ısı kazançları hesaba katılmamıştır. Fan ve üfleme kanalından olan bu ısı kazançları klima santrali soğutma serpantini hesabında ayrıca hesaba katılacaktır. İlgili diyagramdan alış veriş merkezinin toplam ısı kazancı saat 15 itibariyle zone I için 72 Btuh/ft² (181 kW), zone II için 54 Btuh/ft² (135 kW), duyulur ısı kazançları ise zonelar için sırasıyla 57 Btuh/ft² (145 kW) ve 44 Btuh/ft² (108 kW) olarak belirlenmiştir.

Buna göre Zone I için duyulur ısı oranı (DIO) 5.1 eşitliğinden $145 \text{ kW}/181 \text{ kW} = 0,8$ Zone II için ise $108 \text{ kW}/135 \text{ kW} = 0,8$ 'olarak hesaplanmıştır.

$$DIO = \frac{\text{Duyulur Isı}}{\text{Toplam Isı}} = 0,8 \quad (5.1)$$

Çizelge 5.6' nın hazırlanmasında duyulur ısı oranları soğutma sisteminin çalıştığı 10.00 ve 20.00 saatleri arasında zone I ve zone II için 0.8 olarak sabit kabul edilmiştir. Ayrıca Carrier yük tahmini tablosu (Cooling Load Estimate table) vasıtasıyla hesaplanan saat 15 deki maksimum toplam duyulur ısı kazançları saat bazında azaltılarak diğer saatlerde oluşan toplam duyulur ısı kazançlarının belirlenmesi için bir yaklaşımda bulunulmuştur. (Saat 15 maksimum dış hava sıcaklığının olduğu saattir. Ayrıca alışveriş merkezini en fazla bu saatde müşterilerin ziyaret edeceği dolayısıyla maksimum soğutma yükünün mahal içersinde bu saatde oluşacağı ön görülmüştür. Diğer saatlerde hava sıcaklığının ve müşteri potansiyelinin azalmasına paralel olarak soğutma ihtiyacıda azalacaktır.) Daha sonra duyulur ısı oranı katsayısı (0.8) vasıtasıyla diğer saatlerde meydana gelen duyulur ısı ve gizli ısı kazançları hesaplanmıştır.

Çizelge 5.6 Alış veriş merkezine ait saat bazında meydana gelen soğutma yükü miktarı

Saat	DIO	ZONE I			ZONE II		
		Duyulur Isı Kazancı (kW)	Gizli Isı Kazancı (kW)	Toplam Isı Kazancı (kW)	Duyulur Isı Kazancı (kW)	Gizli Isı Kazancı (kW)	Toplam Isı Kazancı (kW)
10	0.8	30	7,5	37,5	20	5	25
11	0.8	53	13	66	40	10	50
12	0.8	85	21	106	64	16	80
13	0.8	95	24	119	84	21	105
14	0.8	129	32	161	97	24	121
15	0.8	145	36	181	108	27	135
16	0.8	123	31	154	92	23	115
17	0.8	93	23	116	76	19	95
18	0.8	85	21	106	64	16	80
19	0.8	33	8	41	45	11	56

5.3 Klima Santrali Soğutma Serpanti Hesabı

Alış veriş merkezine ait zone I ve zone II olarak adlandırılan mahallerin soğutulmasında ayrı ayrı konumlandırılmış iki adet klima santrali kullanılacaktır. Klima santrali dizayn koşulları çizelge 5.7 de belirtilmiştir.

Dizayn koşullarına göre saat bazında zone I ve zone II 'de meydana gelen soğutma yüklerinin karşılanması için gerekli hava miktarları ve klima santrali soğutucu serpantin kapasitesi hesaplanmıştır. Santraller %100 taze hava (dış hava) alma prensibine göre çalışacaktır.

Çizelge 5.7 Klima santrali dizayn değerleri

Saat	Mahal Havası Kuru Ter. (C ⁰)	Mahal Havası Yaş Ter. (C ⁰)	Dış Hava Kuru Ter. (C ⁰)	Dış Hava Yaş Ter. (C ⁰)	Duyulur Isı Oranı (DIO)	Havanın Santralden Çıkış Sıcak. (Sa)	Üfleme Havası Sıcak. (Sü)
10	26	19	28,0	22,3	0,8	16	17
11	26	19	29,5	23	0,8	16	17
12	26	19	30,9	23,3	0,8	16	17
13	26	19	32,0	23,8	0,8	16	17
14	26	19	32,7	23,9	0,8	16	17
15	26	19	33,0	24	0,8	16	17
16	26	19	32,7	23,9	0,8	16	17
17	26	19	32,1	23,8	0,8	16	17
18	26	19	31,1	23,3	0,8	16	17
19	26	19	29,9	23,1	0,8	16	17

5.3.1 Minimum Soğutma Yükünün Meydana Geldiği Saat 10 İtibariyle Soğutma Serpantininin Karşıladığı Soğutma Yükü Miktarı

Dış Hava Sıcaklığı: 28 C⁰ (KT), 22,3 C⁰ (YT) (Bu değer çizelge 5.2'den alınmıştır.)

Mahal Havası Dizayn Sıcaklığı: 26 C⁰(KT), 19 C⁰ (YT), % 50 Bağıl Nem (Çizelge 5.7)

Mahalin Saat 10 İtibariyle Duyulur Isı Kazancı : 30 kW (Çizelge 5.6)

Mahalin Saat 10 İtibariyle Gizli Isı Kazancı : 7,5 kW (Çizelge 5.6)

Mahalin Saat 10 İtibariyle Toplam Isı Kazancı : 37.5 kW

$$DIO = \frac{DuyulurIsı}{ToplamIsı} = 0,8 \quad DIO = \frac{30}{37,5} = 0,8$$

Oda havasını temsil eden noktadan (26 C^0 , % 50 Bağıl Nem) geçen DIO =0,80 doğrusu üzerinde odaya üflenecek hava bulunmaktadır.

$$\Delta t: t_o - t_u \quad (5.2)$$

t_u : Odaya üflenecek havanın sıcaklığı.

t_o : Oda Havası Sıcaklığı

Ashrae kaynaklarında tavandan üflemede ve normal yapılarda maksimum $\Delta t = t_o - t_u = 6-7\text{ C}^0$ (Mak Muh.Odası yayın No:85) Yüksek tavandan üflemede bu değerin üstüne çıkabilmektedir.

$\Delta t = 9\text{ C}^0$ olarak kabul edilmiştir.

Bu durumda üfleme havası sıcaklığı $= 26\text{ C}^0 - 9\text{ C}^0 = 17\text{ C}^0$ 'dir.

Üfleme havası sıcaklığı $= 17\text{ C}^0$ (KT) doğrusu ile DIO = 0,80 doğrusunun kesim noktası üflenecek havayı vermektedir. Bu nokta psikrometrik diyagramda Sü olarak gösterilmiştir

ZONE I İçin Gerekli Hava Debisi;

$$Q = V \cdot \gamma \cdot \Delta t \cdot c_p \quad (5.3)$$

Q : Duyulur Isı Miktarı (kJ/s)

V : Hava Debisi (m^3/s)

γ : Hava Yoğunluğu (kg/m^3)

Δt : Sıcaklık Farkı (C^0)

C_p : Havanın Sabit Basıncıta Özgül Isısı ($\text{kJ}/\text{kg C}^0$)

$$Q = 30\text{ kW} = 30\text{ kJ/s}$$

γ : $1,2\text{ (kg}/\text{m}^3\text{)}$ (Havanın yoğunluğu tüm hesaplamalarda $1,2\text{ kg}/\text{m}^3$ alınmıştır.)

$$\Delta t: 9\text{ C}^0$$

$$C_p: 1\text{ kJ}/\text{kg C}^0$$

$$30\text{ kJ/s} = 9\text{ C}^0 \cdot 1\text{ kJ}/\text{kg C}^0 \cdot 1,2\text{ kg}/\text{m}^3 \cdot V\text{ m}^3/\text{s}$$

$$V = 2,77\text{ m}^3/\text{s} = 9972\text{ m}^3/\text{h} \approx 2,77\text{ m}^3/\text{s} \approx 10.000\text{ m}^3/\text{h}$$

Hava santralden çıktıktan sonra üfleme noktasına gelinceye kadar 1 C^0 ısındığı kabul edilmiştir. (Bu ısınma sabit özgül nemde olmaktadır.) Ü (üfleme noktası) noktasından psikrometre diyagramında sabit özgül nemde çizilen doğru ile $t = 17 - 1 = 16\text{ C}^0$ (KT) doğrusunun kesim noktası, havanın santralden çıkış değerini vermektedir. Bu nokta psikrometrik diyagramda Sa olarak gösterilmiştir.

Sa (Havanın santralden çıkışındaki sıcaklığı) durumundaki havadan 10.000 m³/h üflenebilirse hem fan motoru ve kanallarda meydana gelen sıcaklık yükselmesi hemde Zone I'deki 37,5 kW'lık toplam duyulur ısı kazancı karşılanabilir.

Serpantin Kapasitesi;

$$Q_s = \Delta h \cdot \gamma \cdot V \quad (5.4)$$

Δh : Entalpi Farkı

h_1 : Serpantinden önceki havanın entalpisi

h_2 : Serpantinden sonraki entalpi entalpisi

γ : Hava Yoğunluğu (kg/m³)

V : Hava Debisi (m³/s)

h_1 : 15,8 (kcal/kg) (Psikometrik diyagramdan okunmuştur.)

h_2 : 8,13 (kcal/kg) (Psikometrik diyagram okunmuştur.)

γ : 1,2 (kg/m³)

$$Q_s = (15,8 \text{ kcal/kg} - 8,3 \text{ kcal/kg}) \cdot 4,18 \cdot 2,8 \text{ m}^3/\text{s} \cdot 1,2 \text{ kg/m}^3$$

$$Q_s = 105 \text{ kW}$$

Serpantin çıkışındaki bağıl nem %90 kabul edilerek havanın soğutma serpantininden çıkış sıcaklığı t_{se} :13C° olarak psikometrik diyagramdan tesbit edilmiştir.

ZONE II

Mahalin Duyulur Isı Kazancı : 20kW =20kj/s

Mahalin Gizli Isı Kazancı : 5 kW

$$DIO = \frac{\text{DuyulurIsı}}{\text{ToplamIsı}} = \quad DIO = \frac{20}{25} = 0,8$$

Mahale Üflenecek Hava Debisi

$$20 \text{ kj/s} = 9 \text{ C}^\circ \cdot 1 \text{ kj/kgC}^\circ \cdot 1,2 \text{ kg/m}^3 \cdot V \text{ m}^3/\text{s}$$

$$V = 1,84 \text{ m}^3/\text{s} \approx 6600 \text{ m}^3/\text{h}$$

Serpantin Kapasitesi

$$Q_s = (15,8 \text{ kcal/kg} - 8,3 \text{ kcal/kg}) \cdot 4,18 \cdot 1,84 \text{ m}^3/\text{s} \cdot 1,2 \text{ kg/m}^3$$

$$Q_s = 69 \text{ kW (Cansoy 1998)}$$

Çizelge 5-8 Saat bazında havanın entalpi değerleri

Saat	Dış Hava Entalpi Değeri (Kcal/kg)	Mahal Havası Entalpi Değeri (Kcal/kg)	Serpantininden Çıkan Havanın Entalpi Değeri (Kcal/kg)
10	15,8	12,8	8,3
11	16,1	12,8	8,3
12	16,7	12,8	8,3
13	16,8	12,8	8,3
14	16,9	12,8	8,3
15	17,1	12,8	8,3
16	16,9	12,8	8,3
17	16,9	12,8	8,3
18	16,7	12,8	8,3
19	15,4	12,8	8,3

Saat bazında dış hava entalpi değerleri psikrometrik diyagramdan dış hava sıcaklığına göre tek tek belirlenerek Çizelge 5-9 hazırlanmıştır. Klima santrali soğutma serpantininden sonraki havanın entalpi değeri (% 90 bağıl nem ve 13 C° havanın serpantininden çıkış dizayn sıcaklığı için) 8.3 kcal/kg'dır. Mahal içersindeki havanın entalpi değeri ise (26 C° %50 bağıl nem için) 12.8 kcal/kg'dır.

Çizelge 5.9 Saat bazında mahal içersine klima santrali tarafından
üflenmesi gereken hava debisi

Saat	Zone I (m ³ /h)	Zone II (m ³ /h)	Toplam Hava Debisi (m ³ /h)	Çalışan Santral No	
10	10000	6600	16600		2
11	17500	13400	30900	1	
12	28400	21500	46900	1	
13	31700	28000	59700	1	2
14	42900	32400	75300	1	2
15	48400	36000	84400	1	2
16	41000	30800	71800	1	2
17	30900	24300	55200	1	2
18	24700	19700	44400	1	2
19	11200	14900	26100	1	

Her zone içersinde saat bazında meydana gelen soğutma yüklerinin karşılanabilmesi için gerekli hava debisi miktarı formül (5.3) ve psikrometre diyagramından tesbit edilen değerler vasıtasıyla hesaplanarak Çizelge 5.9 hazırlanmıştır.

Alış veriş merkezinin soğutulmasında her zone için birer adet klima santrali kullanılacaktır. Saat 10 itibariyle zone II ye hitap eden 2 nolu klima santrali, saat 11 ve 19 itibariyle ise zone I e hitap eden 1 nolu klima santrali hitap edecektir , diğer saatlerde ise iki klima santrali birden çalıştırılacaktır.

Çizelge 5.10 Saat bazında mahal içersine meydana gelen soğutma yüklerini karşılayacak klima santralleri soğutma serpantini kapasiteleri.

Saat	Zone I (kW)	Zone II (kW)	Toplam Kapasite (kW)
10	105	69	174
11	190	145	335
12	332	251	583
13	379	335	714
14	514	389	903
15	593	442	1035
16	491	369	860
17	370	291	661
18	289	216	505
19	110	147	257

Mahal içersinde saat bazında meydana gelen soğutma yükünü karşılayacak klima santrali soğutma serpantini kapasiteleri bölüm 5.3'de belirtilen hesaplama yöntemiyle teker teker hesaplanarak (Çizelge 5.10) hazırlanmıştır.

Maksimum soğutma serpantini kapasitesi saat 15 itibariyle zone I için 593 (Kw), zone II için ise 442 Kw'dir. Su soğutma grubu (chiller), toplam kapasitesi 1035 Kw (593 Kw + 442 Kw) olan maksimum soğutma serpantini kapasitesine göre seçilecektir.

5.4 Klima Santrali Teknik Özellikleri ve Saat Bazında Cihazın Çektiği Güç

Bu çalışmada alış veriş merkezinin zone I ve zone II bölgelerinin soğutulmasında kullanılacak klima santrallerinin teknik özellikleri Carrier klima santrali seçim programı vasıtasıyla belirlenmiştir. Bölüm 5.3'de hesaplanan ve kabul edilen dizayn değerleri (Maksimum soğutma yükünün olduğu saat 15'deki değerler) seçim programına girilmiş

ve seçim sonucunda klima santralinde kullanılacak fan tipi, elektrik motoru gücü tesbit edilmiştir.

Çizelge 5.11 Klima santrali teknik özellikleri

Teknik Özellikler	ZONE I		ZONE II	
	Aspiratör	Vantilatör	Aspiratör	Vantilatör
Debi m ³ /s	13,44	13,44	10	10
Fan Modeli	TLZ 800 T	TLZ 800 T	TLZ 710	TLZ 710
Fan Devri (rpm)	560	590	600	630
Verim %	69	70	69	70
Absorbe Edilen Güç	17,3	18,8	12,1	12,5
Motor Gücü (kW)	22	30	15	18,5
Motor Devri (rpm)	1500	1500	1500	1500
Tüketilen Güç (kW)	19,9	21,6	13,9	14,4
Cihaz Dışı Basınç (Kpa)	500	500	500	500

Çizelge 5.12 Klima santrali elektrik elektrik tüketim miktarı

Saat	Aspiratörün Çektiği Güç (kW)				Vantilatörün Çektiği Güç (kW)			
	Santral 1	Santral 1	Santral 2	Santral 2	Santral 1	Santral 1	Santral 2	Santral 2
	TLZ 800 T	TLZ 800 T	TLZ 710 T	TLZ 710 T	TLZ 800 T	TLZ 800 T	TLZ 710	TLZ 710
	Tüketilen Güç (kW)	Motorun Çektiği Güç (kW)	Tüketilen Güç (kW)	Motorun Çektiği Güç (kW)	Tüketilen Güç (kW)	Motorun Çektiği Güç (kW)	Tüketilen Güç (kW)	Motorun Çektiği Güç (kW)
10	-	-	5,8	6,7	-	-	5,3	6,1
11	9,6	11,0	-	-	10	11,5	-	-
12	16	18,4	-	-	16,3	18,7	-	-
13	9,25	10,6	7,7	8,9	10	11,5	8,3	9,5
14	13,8	15,9	9,6	11,0	14,8	17,0	10,4	12,0
15	17,3	19,9	12,1	13,9	18,8	21,6	12,5	14,4
16	13,3	15,3	8,8	10,1	14,5	16,7	9,7	11,1
17	11	12,6	8,5	9,8	11,5	13,2	8,3	9,5
18	5,6	6,4	7,4	8,5	8,2	9,4	6,3	7,2
19	-	-	8,5	9,8	-	-	9	10,3

Çizelge 5.12' de belirtilmiş olan tüketilen güç değerleri Comefri firmasının ürettiği TLZ 710 ve TLZ 800 T model fanlara ait fan eğrilerinden saat bazında mahalin soğutma yükünün karşılanması için ihtiyacı olan hava miktarına göre tek tek belirlenmiştir.

Saat10 itibariyle santral 2, saat 11, 12 ve 19 itibariyle santral 1 ve diğer saatlerde santral 1 ve 2 birlikte çalıştırılacaktır.

5.5 Soğutma Grubunun Teknik Özellikleri ve Saat Bazında Cihazın Çektiği Güç

Alış veriş merkezinin soğutma sisteminde kullanılacak su soğutma grubunun (Chiller) kapasitesi maksimum soğutma serpantini kapasitesine göre 1035 kW olarak seçilmiştir.

Çizelge 5.13 Carrier 30GXR301 soğutma grubunun teknik özellikleri

Soğutma Grubu Modeli	Carrier 30GXR301 Hava Soğutmalı Kondanserli Su Soğutma Grubu
Soğutma Grubu Kapasitesi	1035 kW
Soğutucu Akışkan Tip	R134a
COP	2.93
Minmum Dış Hava Çalışma Sıcaklığı	-9
Soğutma Grubu Su Giriş Sıcaklığı	12
Soğutma Grubu Su Çıkış Sıcaklığı	7
Su debisi	49.5 L/s
Kondanser Dış Hava Giriş Sıcaklığı	33C°

Alışveriş merkezinin soğutulmasında kullanılacak Carrier 30 GXR 301 model hava soğutmalı kondenserli, vidalı kompresörlü su soğutma grubunun soğutma kapasitesi (Maksimum kondenser giriş havası sıcaklığı 33C° ve evaporatör su giriş/çıkış sıcaklığı 12/7 C°) 1035 kW'dir. Su soğutma grubunun saat bazında çekti güç (Kompresör+Fan) cihazın soğutma kapasitesi ve hava sıcaklığına bağlı olarak Carrier 30 GXR model soğutma grubu bilgisayar seçim programı tarafından hesaplanmıştır. (Su soğutma grubunun, kapasite ve dış hava sıcaklığına göre çektiği güç cihazın ürün kataloglarında yer alan tablolardan faydalınarakta yaklaşık olarak belirlenebilir. 6. Bölümde Çizelge 6.4 ve 6.5 cihaz kapasite tabloları vasıtasıyla hazırlanmıştır.)

5.14 Carrier 30GXR 301 Soğutma Grubunun Çektiği Güç

Saat	Soğutma Kapasitesi kW	Cihazın Çektiği Güç (Kompresör + Fan) kW
10	174	57,9
11	335	97,3
12	583	164
13	714	212,3
14	903	292,7
15	1035	353,8
16	860	268,6
17	661	190,3
18	505	138,9
19	257	75

5.6 Soğutma Sisteminin Elektrik Tüketim Maliyetinin Çıkartılması

Soğutma sistemin elektrik tüketim maliyetinin çıkartılmasında elektrik birim tüketim fiyatı kW başına gündüz periyodu için 114.600 TL/kW olarak alınmıştır. (GOSB- Alarko Carrier işletmesine ait 03.05.2002 tarihli elektrik faturası.)

Çizelge 5.15 30 GXR301 model Su soğutmalı grubunun dizayn gününe ait elektrik tüketim maliyeti

Saat	Soğutma Kapasitesi	Cihazın Çektiği Güç (Kompresör + Fan)	Elektrik Tüketim Maliyeti
10	174	57,9	6.635.340 TL
11	335	97,3	11.150.580 TL
12	583	164	18.794.400 TL
13	714	212,3	24.329.580 TL
14	903	292,7	33.543.420 TL
15	1035	353,8	40.545.480 TL
16	860	268,6	30.781.560 TL
17	661	190,3	21.808.380 TL
18	505	138,9	15.917.940 TL
19	257	75	8.595.000 TL
Dizayn Gününe Ait Elektrik Tüketim Maliyeti			212.101.680 TL

Çizelge 5.16 Klima santrali vantilatörünün dizayn gününe ait elektrik tüketim maliyeti

Vantilatörün Çektiği Güç (kW)			
Santral 1 TLZ 800 T	Santral 2 TLZ 710		
Motorun Çektiği Güç (kW)	Motorun Çektiği Güç (kW)	Toplam Çekilen Güç	Elektrik Tüketim Maliyeti
-	6,1	6,1	699.060 TL
11,5	-	11,5	1.317.900 TL
18,7	-	18,7	2.143.020 TL
11,5	9,5	21	2.406.600 TL
17	12	29	3.323.400 TL
21,6	14,4	36	4.125.600 TL
16,7	11,1	27,8	3.185.880 TL
13,2	9,5	22,7	2.601.420 TL
9,4	7,2	16,6	1.902.360 TL
-	10,3	10,3	1.180.380 TL
Toplam Maliyet			22.885.620 TL

Çizelge 5.17 Klima santrali aspiratörünün dizayn gününe ait elektrik tüketim maliyeti

Aspiratörün Çektiği Güç (kW)			
Santral 1 TLZ 800 T	Santral 2 TLZ 710		
Motorun Çektiği Güç (kW)	Motorun Çektiği Güç (kW)	Toplam Çekilen Güç	Elektrik Tüketim Maliyeti
-	6,7	6,7	767.820 TL
11	-	11	1.260.600 TL
18,4	-	18,4	2.108.640 TL
10,6	8,9	19,5	2.234.700 TL
15,9	11	26,9	3.082.740 TL
19,9	13,9	33,8	3.873.480 TL
15,3	10,1	25,4	2.910.840 TL
12,6	9,8	22,4	2.567.040 TL
6,4	8,5	14,9	1.707.540 TL
-	9,8	9,8	1.123.080 TL
Toplam Maliyet			21.636.480 TL

Çizelge 5.18 Alış veriş merkezinin dizayn gününe ait toplam elektrik tüketim maliyeti

30 GXR 301 model soğutma grubu elektrik tüketim maliyeti	212.101.680TL
Klima santrali vantilatörünün elektrik tüketim maliyeti	22.885.620 TL
Klima santrali aspiratörünün elektrik tüketim maliyeti	21.636.480 TL
Dizayn gününe ait toplam elektrik tüketim maliyeti	256.623.780 TL

Alış veriş merkezinin soğutma sistemi yaz sezonu boyunca (haziran, temmuz, ağustos aylarında) kullanılacaktır. Soğutma sisteminin dizayn günü (İstanbul şartlarında) hava sıcaklığının ve müşteri potansiyelinin en yoğun olduğu (dolayısıyla soğutma yükünün en fazla olduğu) ağustos ayının pazar günü olarak belirlenmiştir. Haftanın diğer günlerinde müşteri potansiyelinin azalması nedeniyle buna paralel soğutma ihtiyacı ve sistemin elektrik tüketim maliyeti azalacaktır.

Çizelge 5.19 Haftalık elektrik tüketim maliyeti

Pazartesi	%70	179.636.646 TL
Salı	%70	179.636.646 TL
Çarşamba	%70	179.636.646 TL
Perşembe	%70	179.636.646 TL
Cuma	%70	179.636.646 TL
Cumartesi	%90	230.961.402 TL
Pazar	%100	256.623.780 TL
Haftalık Elektrik Tüketim Maliyeti		1.385.768.412 TL

Çizelge 5.19'un hazırlanmasında müşteri potansiyelinin en fazla olduğu pazar gününe ait soğutma sistemi elektrik tüketim maliyeti 256.623.780 TL'dır. Cumartesi günü müşteri potansiyelinin azalmasına paralel olarak soğutma sisteminin elektrik tüketim maliyetlerinin %90, hafta içi ise %70 oranında azalacağı ön görülmüştür. Buna göre haftalık elektrik tüketim maliyeti: 1.385.768.412 TL aylık elektrik tüketim maliyeti ise 1.385.768.412 TL X 4 hafta = 5.543.073.648 TL

Çizelge 5.20 Yıllık elektrik tüketim maliyeti

Haziran	4.434.458.918 TL
Temmuz	4.988.766.283 TL
Ağustos	5.543.073.648 TL
Soğutma sezonu boyunca meydana gelen toplam elektrik tüketim maliyeti	14.966.298.849 TL

Çizelge 5.20 nin hazırlanmasında da hava sıcaklığının en yüksek olduğu dolayısıyla soğutma ihtiyacının en fazla olduğu ay (İstanbul için) Ağustos'dur. Temmuz ayında ve Haziran ayında hava sıcaklığının Ağustos ayına nazaran daha düşük olması sebebiyle elektrik tüketim maliyetlerinin sırasıyla %10 ve %20 oranında azalacağı ön görülmüştür. Toplam soğutma sezonu boyunca meydana gelen elektrik tüketim maliyeti bölüm 7 ve bölüm 8'de yapılacak hesaplamalarda 15.000.000.000 TL olarak alınacaktır.

6. SOĞU DEPOLAMALI İKLİMLENDİRME SİSTEMLERİ

6.1 Soğu Enerjisini Depolamanın Temelleri

Endüstriyel veya ticari binalarda maksimum soğutma gereksimini binaların dolu olduğu, dolayısı ile cihazların çalıştığı, aydınlatmaların kullanıldığı ve dış sıcaklığın maksimum olduğu gündüz periyodu boyunca oluşur. Soğutma tesisatı elemanlarında maksimum yükü karşılayacak şekilde seçilir. Bu kritere göre seçilmiş bir cihaz, yükün az olduğu diğer saatlerde kısmi olarak çalışır, hatta bazı saatlerde hiç çalışmaz, atıl olarak kalır.

Dünyada ve ülkemizde elektrik kullanım ücretleri günün saatlerine göre değişiklik göstermektedir. Elektriğin pahalı olduğu saatler, binalar için gerekli soğutma yüklerinin maksimum olduğu gündüz saatleri, ucuz olduğu saatler ise, soğutma ekipmanlarının az kullanıldığı, hatta hiç kullanılmadığı diğer saatlerdir. Bu durum, soğu enerjisinin, elektriğin ucuz olduğu saatlerde depolanarak, gündüz saatlerinde kullanılması fikrini ortaya çıkarmıştır.

Bu şekilde çalışan bir sistem, maksimum yüke göre değil, ortalama bir yüke göre seçileceğinden sistem bileşenleri de küçük olacak ve ilk yatırım safhasında dahi maliyet azalması oluşabilecektir.

Soğu depolu ve deposuz sistemler arasındaki temel fark, depolu sistemlerde soğu enerjinin üretilmesi ve kullanılması zamanlarının birbirinden ayrılmasıdır. Bu ayrım yukarıda değinildiği gibi elektrik tüketim ücretlerinde azalma sağlar. Bunun yanı sıra, soğu depolamalı bir sistemde, daha düşük bir yoğunlaşma sıcaklığında ve daha sabit bir yükü karşılamak için çalışacak elemanlarından dolayı, su soğutucuların performans katsayıları da artar.(İlken, 1999)

6.2 Soğu Depolamalı Soğutma Sistemlerinin Faydaları

6.2.1 İlk Yatırım Maliyetlerini Düşürür

Birçok uygulamada, soğu depolamalı sistemler, deposuz konvansiyonel sistemlerden daha ucuza kurulabilir. Çünkü soğu depolamalı bir sistemde daha küçük su soğutucular ve yardımcı ekipmanlar yeterlidir. Su soğutucular, soğutma kuleleri, pompalar, fanlar ve boru/kanal ebatlarındaki küçülmelerden sağlanan kazanç, gereksinim duyulan depolama

sisteminin suyunu temin eden bir depo görevinde üstlenerek, bunun için ayrı bir sistem kurulması maliyetinde ortadan kaldırabilir.

Henüz çizim aşamasında olan binalarda, soğu deposu kullanımına karar verilmesi, daha geniş alanların yaratılmasına olanak sağlayabilir. Hatta hava dağıtım sistemindeki fan ve kanalların boyutundaki küçülmelerin daha küçük ana dağıtım bölgelerini yeterli kılacağı döşemeden döşemeye olan uzaklıkların azalabileceği, bunun inşa maliyetlerini düşüreceği ve bazı yüksek binalarda, bina yüksekliğini değiştirmeden ilave kat kazanılabileceği vurgulanmıştır .

6.2.2 İşletme Giderlerini Azaltır

Bir soğu deposunun esas yararı, işletme giderlerini önemli ölçüde azaltmasıdır. Elektrik ücretlerinin, soğutma talebinin en fazla olduğu gündüz saatlerinde fazla, gece saatlerinde ise ucuz olduğu yerlerde, soğunun gece depolanıp gündüz kullanılması bu tasarrufu sağlar.

6.2.3 Elektrik Donanımının Boyutlarını Küçültür

Daha küçük soğutma ekipmanlarının kullanımı, soğutma gücünü sağlayan transformatörlerin ve elektrik dağıtım sisteminin boyutlarının küçülmesi sonucunu doğurur. Bu hem yeni kurulan bir sistem için, hemde tam kapasitesine yakın çalışan mevcut bir sistem için önemli ölçüde ekonomi demektir.

6.2.4 İşletme Esnekliğini Arttırır

Soğu depolama sistemleri, herhangi bir su soğutucu ve deponun birlikte optimum kullanımlarıyla soğutma yükünü karşılamada esneklik sağlar. Bu esneklik, soğutma sistemlerinin mevsim ne olursa olsun maksimum verimde çalışmasını olanaklı kılar.

6.2.5 Mevcut bir sistemin kapasitesini büyütür

Mevcut bir sistemin soğutma kapasitesi, soğu deposu integrasyonu ile, deposuz bir sistemin ilavesine göre çok daha ucuza artırılabilir. Soğu su depolama tankı, mevcut sistemin soğutma kapasitesini yeni soğutuculara ve dolayısı ile ek maliyete gerek duyulmadan arttırır. Böyle bir sistemde mevcut su soğutucuları, atıl kaldıkları saatlerde ek soğutma yükünü karşılayacak şekilde depo için çalışırlar.

Bir yapıda kanal ve boru sisteminin soğutma kapasitesini de, soğu depolama kullanılarak arttırmak mümkündür. Soğuk su ve havanın mevcut dağıtım sisteminde daha düşük sıcaklıkta dolaştırılması, daha büyük yüklerin karşılanabileceği anlamına gelir. (İlken, 1999)

6.3 İşletme Yöntemlerine Göre Soğu Depolama Sistemleri

6.3.1 Tam Depolama

Bu işletme yöntemine göre; maksimum yükün olduğu anı da kapsayan bir zaman dilimi boyunca bütün yük depodan karşılanır. Bunun dışındaki zamanda ise soğutma grubu, ihtiyaca göre tamamen depoya ve kısmen depoya, kısmen yüke çalışır. Su soğutucuları, çalıştıkları dönemlerde daima tam kapasite ile çalışırlar.

6.3.2 Kısmi Depolama

Bu işletim yöntemine göre, soğutma grubu tasarım günü bütün gün tam kapasite ile çalışır. Yük soğutucu kapasitesinin altına düştüğünde, soğutucu depolama amacıyla kullanılır. Yük kapasiteyi geçtiğinde ise gerekli soğu fazlası depodan karşılanır .

6.3.3 Uygulamaya Göre Değişebilen Farklı Stratejiler

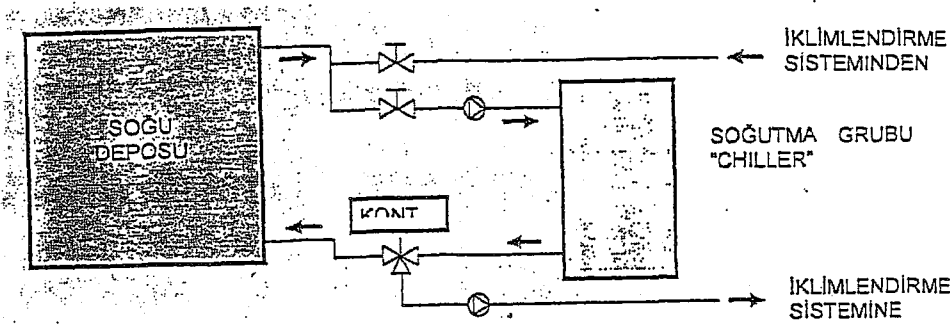
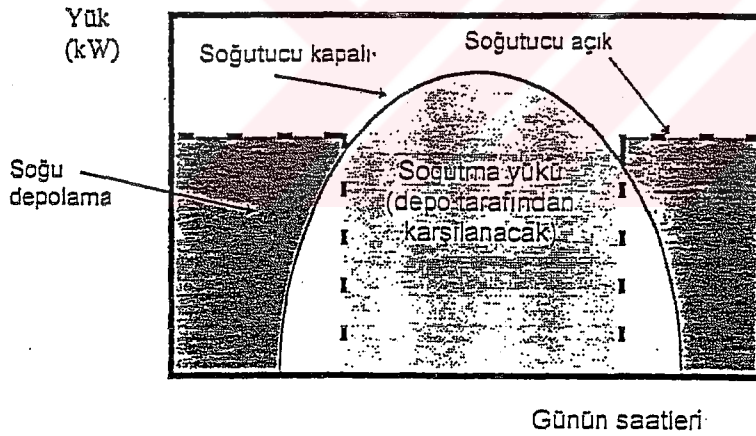
Yukarıda tanımlanan sistemler; soğutma gereksiminin belirli bir periyot boyunca gerektiği, ancak bu süre dışında herhangi bir yükün olmadığı (veya az olduğu) durumlar için uygundur. Ancak bazı uygulamalarda bütün gün boyunca belirli bir soğutma talebinin olması söz konusudur. Çoğunlukla daha az eğimli yük profillerinin olduğu bu gibi uygulamalarda birden fazla soğutucuyu bir enerji deposuyla birlikte ve belirli bir düzen içerisinde kullanarak tasarruf sağlamak mümkündür. Bu işlemler, gerek tam depolama, gerekse kısmi depolama yöntemlerinin kapsadığı prensiplere uygun olarak gerçekleştirilebilir.

Birden fazla su soğutucuyu belirli bir düzene göre çalıştırmak da çoğu kez işletimde avantaj sağlar. Bazı kısmi depolamalı sistemlerde soğuyu depolamak için ayrı, yükü direkt olarak karşılamak için ayrı bir su soğutucu kullanılır. Bazı durumlarda da geceyarısı yükleri ayrı bir su soğutucu tarafından karşılanırken, bir diğeri gündüz periyodu için soğu depolama amacıyla kullanılabilir.

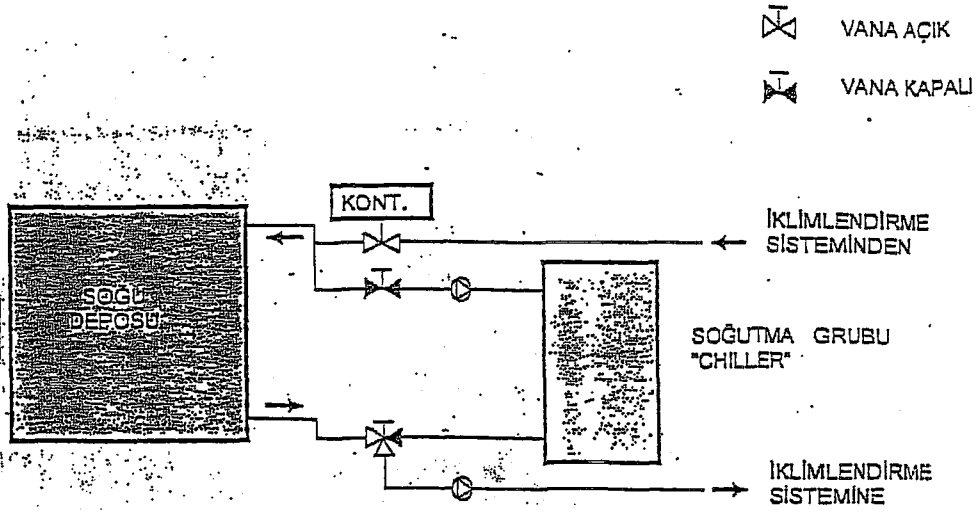
Soğu depolama sistemleri çoğunlukla günlük periyodlara göre tasarlanır. Bir başka deyişle 24 saatlik bir dönem boyunca depolanan enerji, aynı 24 saat içerisinde tüketilir ve bir sonraki gün aynı çevrim yeniden başlar. Ancak bazı uygulamalarda sistemi farklı periyodlarda çalıştırmak gerekebilir. Eğer tepe yükler, haftanın belirli veya birkaç gününde oluşuyorsa bu dağılımı dikkate alan haftalık periyodlu bir depolama – geri kazanım çevrimi uygun düşebilir. Örneğin bir kilisede tepe yükler sadece pazar günü oluşur, diğer günlerde ise soğutma yükü oldukça azdır. Bir spor salonu veya eğlence merkezi için de benzer şeyler söylenebilir. Yüklerin bu tesisler için hafta sonlarında daha fazla olacağı, hafta içi günlerde ise azalacağı aşikardır.

Yüklerin tasarım değerlerinin altına düştüğü dönemlerde, soğu depolama sistemlerinin işletimlerini optimize etmek amacıyla bazı stratejiler uygulanabilir. Örneğin bazı kısmi depolama sistemleri, yılın daha soğuk aylarında tam depolama stratejisine göre çalıştırılabilir. veya bazı tam depolama sistemlerinde, depolama miktarı birgün sonranın tahmin edilen yük değerine göre ayarlanabilir. (İlken, 1999)

6.4 Soğu Depolama Sistemlerine Ait Temel Prensipler



Şekil – 6.1 Tam depolama işletimli bir soğu depolama çevrimi (İlken, 1999)



b) Soğu geri kazanım çevrimi

Şekil – 6.2 Tam depolama işletimli bir soğu geri kazanım çevrimi (İlken, 1999)

Soğu depolama çevriminde soğutma grubundan çıkan soğuk akışkanın bir kısmı soğu deposuna, bir kısmı ise yükü karşılamak üzere iklimlendirme sistemine gönderilmektedir. Bu değerin oranının saptanmasında, iklimlendirme sisteminden gelen akışkanın sıcaklığı bir kontrol parametresi olarak düşünülebilir. Soğu geri kazanım çevriminde ise yükün tamamı depodan karşılanmakta, soğutma grubu devre dışı kalmaktadır. İklimlendirme sisteminden akışkanın dönüş sıcaklığına göre, istenilen yükü karşılayacak şekilde akışkanın debisi kontrol edilebilir. (İlken 1999)

6.5 Soğu Depolayıcılar

Soğu depolama ortamları; su, buz ve ötektik tuzlar olarak bilinen faz değişim malzemeleridir. Her bir ortamın, birim hacim başına depoladıkları enerji miktarları ve enerji depoladıkları sıcaklık (veya sıcaklık aralıkları) birbirinden farklıdır. (İlken, 1999)

6.5.1 Su

Su içersinde soğu enerjisi, duyulur ısı olarak depolanır. Bu da suyun özgül ısısı ile (4.18 kJ/kg K) orantılıdır. Depolama hacmi depodan elde edilen su ile depoya geri dönüş suyu arasındaki sıcaklık farkına bağlıdır. Birkaç yapı soğutma uygulamasında, 11 C°'lik bir fark , pratik maksimum fark olarak kabul edilmektedir. 11 C°'lik sıcaklık farkı için bu değer 0.086 m / kWh'dir. Sıcaklık farkı azaldıkça bu değerde de lincer bir artış öngörülmektedir. Benzer şekilde, sıcaklık farkının 11 C°'den büyük olduğu kimi uygulamalarda da lineer bir azalmanın olacağı söylenebilir. Soğuk su genellikle 4-6 C° arasında depolanır. Bu sıcaklık birçok konvansiyonel su soğutucunun çıkış değerlerine ve dağıtım sistemlerine uygundur. (İlken, 1999)

6.5.2 Buz

Buz içersinde soğu enerjisi, faz değişim gizli ısısı olarak depolanır. Bu da su için 333.5 kJ/kg'lık bir enerji demektir. Depolama hacmi; buz deplama teknolojisine bağlı olarak 0.02 ile 0.03 m / kWh arasında değişir.

Buz yoluyla enerji depolaması, suyun katılaşma noktasında (0 C°) meydana geleceğinden, soğutma ekipmanı soğuk akışkanı -3 C° ile -9 C° arasında bir sıcaklıkta sağlamalıdır. Bu, iklimlendirme sistemindeki konvansiyonel cihazların normal çalışma koşullarından düşük bir değerdir. Bu nedenle, buz depolama teknolojisine bağlı olarak özel buz yapıcılar kullanılmalı veya düşük sıcaklıklı soğutucular seçilmelidir.

Buzun düşük depolama sıcaklığı, iklimlendirme için daha soğuk hava üretimine olanak sağlar. Depodan elde edilecek suyun 1 C° ile 3 C° arasında olacağı varsayılırsa 6 C° civarında bir hava sıcaklığı elde etmek mümkündür. Bu da konvansiyonel bir sistemle elde edilecek bir havaya göre oldukça düşüktür. Soğuk hava dağıtım sistemi olarak adlandırılabilir böyle bir sistemde fanların ve kanalların boyutu küçüktür. Fanların enerji tüketimi %40'a kadar azalabilir. Soğuk hava, ortamda neminde azalması sonucunu doğuracağından iç hava kalitesi artar. (İlken 1999)

6.5.3 Ötektik Tuzlar

Ötektik tuzlar da gizli ısı yoluyla enerji depolayan faz değişim malzemelerdir. Belirli ve saptanmış sıcaklıklarda katılaşp eriyebilmeleri için değişik formulasyonlarda üretilirler. Soğu depolama uygulamaları için kullanılan en genel formülasyon; inorganik tuzları, suyu ve yapısal kararlılığı sağlayan bir ara maddeyi içeren karışımlar şeklindedir. Bu karışım 8°C civarında faz değiştirebilir. Genellikle bu karışım, belirli bir geometriye sahip plastik kalıpların içine doldurulur ve bu kaplar belirli bir düzen içersinde içinde suyun geçirileceği depolama tankına yerleştirilir. Bu tür depolama tankı için gerekli hacmin yaklaşık 0.048 m³/kwh olduğu belirtilmiştir.

Bu malzemelerin faz değişim sıcaklıkları, enerjiyi depolayabilmek için standart soğutma ekipmanlarının kullanımını olanaklı kılmaktadır, ancak depo çıkış sıcaklığı birçok soğutma sistemi için giriş sıcaklığının üstünde olabileceğinden, işletme stratejilerine belirli sınırlamalar gelebilir. Ancak son zamanlarda 5°C civarında faz değiştiren ötektik tuz karışımları da elde edilmiştir. Bu şekilde 5-6 $^{\circ}\text{C}$ 'lik bir depo çıkış sıcaklığı sağlamakta ve konvansiyonel hava dağıtım sistemleriyle daha uyumlu bir iletişim elde edilmektedir. (İlken, 1999)

6.6 Soğu Depolama Tankları

Bir soğu depolama tankı içersinde bulunan su, su-buz karışımı veya diğer malzemelerin ağırlığından kaynaklanan kuvvete dayanacak yapısal mukavemete sahip olmalıdır. Su geçirmez ve korozyona karşı dayanıklı olmalıdır. Güneş ışığı etkisi altında kalan tanklarda ısınım ile ısı kazancı önemli hale gelebilir. Bunu minimize etmek için açık renkli veya yansıtıcı bir dış yüzey tavsiye edilir. Toprak altına gömülen tanklar üstlerindeki toprak ağırlığını ve buna ilaveten bulundukları yere bağlı olarak (Otopark, Tenis kortu, Helikopter pisti v.b.) üstlerinde oluşabilecek ağırlıkları taşımaktadır. Kısmi ve tam olarak toprağa gömülmüş tanklar boşatıldıkları takdirde doğabilecek yeraltı sularının hidrostatik basıncına da dayanıklı olmalıdır. (İlken, 1999)

6.6.1 Çelik Tanklar

Çok farklı boyutlarda ve değişik geometrilerde çelik tanklar üretilir. Uygulamada küçük tankların (9-90 m³) kaynaklı galvaniz çelik saçtan üretildiği, daha büyük (200 m³'e kadar) tanklarda ise silindirik geometrinin kullanıldığı görülmektedir. Zeminde yükselen büyük çelik

tanklarda; genellikle iç ve dış korozyon koruması, dış yalıtım ve sundurma yer alır. Zeminde yer alan silindirik tanklar ise çoğunlukla beton bir kaide üzerine konulur. Korozyona karşı içten korumada genellikle epoxy kaplama kullanılır. Toprak altına gömülü tanklarda ise çoğunlukla “kathodic” koruma tercih edilmektedir. (İlken, 1999)

Depolama tankından meydana gelen ısı kayıpları tank yüzey alanı, tank yüzey alanı ısı transfer katsayısı ve tank çevre sıcaklığına bağlıdır. Toprak altına yerleştirilen tanklarda toprağın ısı transfer özellikleri tank dizaynında mutlaka hesaba katılmalıdır. (Dorgon, Elleson 1994)

6.6.2 Beton Tanklar

Beton tanklar önceden imal edilmiş olabileceği gibi yerinde de imal edilebilir. Beton tankların imalatın da en önemli sorun, “sızıntı” olarak kendini göstermektedir. Beton tankın iç yalıtımında bu konuya çok dikkat edilmelidir. Mümkünse tank birkaç bölümden oluşmalı; bakım esnasında veya herhangi bir sızıntı söz konusu olduğunda tankın tamamını boşaltmaya gerek kalmamalıdır. (İlken, 1999)

6.6.3 Plastik Tanklar

Uygulamada kullanılabilecek bir diğer tank çeşidi de plastik olanlardır. Yurt dışında modüler birimler şeklinde üretilmiş her türlü kapasiteye uygun tank bulunmaktadır. Bina dışına yerleştirilen plastik tanklarda güneş ışığına karşı Ultraviyole koruma veya opak kaplama gereklidir. Tanklar plastik yerine fiberglass’dan da imal edilebilir. Aranılan ortak özellik ise, diğer tanklarda olduğu gibi; mukavemet, korozyon direnci ve iklim koşullarına dayanıktır. (İlken, 1999)

6.7 Depolama Malzemesi ve Yöntemine Göre Soğu Depolama Sistemleri

Depolama yöntemine göre soğu depolama sistemlerinden en önemli olan soğuk su ve dökümlü buz ile soğu depolama sistemleri bu bölümde anlatılmıştır.

6.7.1 Soğuk Su ile Soğu Depolama

Soğuk su depolama sistemleri, soğuyu depolamak için suyun duyulur ısı kapasitesini kullanır. Su, bir soğutucu tarafından soğutulur ve daha sonraki ihtiyaçları karşılamak üzere bir tankta

depolanır. Depolanan enerji miktarı, depodaki soğuk su ile yükten gelen ılık suyun sıcaklıkları arasındaki farka bağlıdır.

Soğuk su depolama sistemlerinde depo yükleme suyu sıcaklığı $4\text{ }^{\circ}\text{C}$ ile $7\text{ }^{\circ}\text{C}$ arasında oynamaktadır, buda konvansiyonel su soğutucuların kullanımını olanaklı kılmaktadır.

Soğuk sulu sistemlerde yukarıda değinilen sıcaklık farkının $6\text{ }^{\circ}\text{C}$ olması durumunda m^3 başına yaklaşık 5.9 kWh 'lık bir enerjinin, $11\text{ }^{\circ}\text{C}$ olması durumunda ise 11.3 kWh 'lık bir enerjinin depolandığı belirtilmektedir. Belirli bir sürede bir enerjinin depolanması için gerekli hacim bazında kıyaslandığında bu rakamlar; buzlu depolama sistemlerine göre 3 ila 7 kat, öteklik tuzuyla depolama sistemlerine göre ise 2 ila 3 kat fazla hacim gereksimini işaret etmektedir. Ancak soğuk su depoları göreceli olarak uzun olduğundan yer işgali konusunda diğer sistemlerle başabaş sonuçlar verebilir.

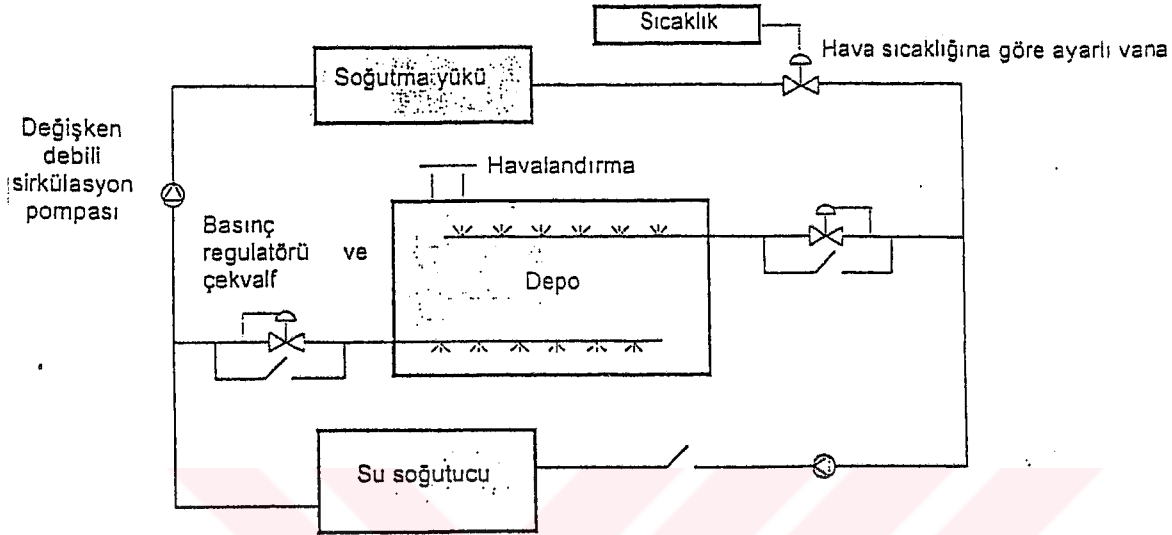
Soğuk su depolama sistemlerinde temel prensip, soğuk depo yükleme suyu ile ılık dönüş suyunu ısı olarak birbirinden ayırmaya dayanır. Bu sistem temel olarak aşağıda belirtilen dört şekilde gerçekleştirilebilir. (İlken, 1999)

6.7.1.1 Katmanlaşma

Suyun yoğunluğu soğudukça artar, ancak bu soğuma miktarı belirli bir değere ($4\text{ }^{\circ}\text{C}$) yaklaştığında bu artış azalır ve donma noktasına kadar da bu azalma eğilimi sürer. Bunun sonucunda tankı dolduran su; yoğunluğuna bağlı olarak farklı katmanlarda farklı sıcaklıklara sahip olan bir profil gösterir. Soğu depolama sistemleri için, sayısal değerlerle ifade etmek gerekirse $4-6\text{ }^{\circ}\text{C}$ civarındaki su, tankın alt bölümünde, $10-18\text{ }^{\circ}\text{C}$ civarındaki su ile üst bölümlerde toplanır. Böylece tank içinde kendiliğinde oluşan bir katmanlaşma meydana gelir. İyi tasarlanmış bir depolama tankında, soğuk ve ılık suyu birbirinden ayıran bir geçiş bölgesi oluşur. Kararlı ve keskin bir profile sahip bu bölge alttaki soğuk su ile üstteki sıcak suyun birbirine karışmalarını önler. Bu kararlılığı sağlayabilmek ve sürdürebilmesi için en önemli konu, suyun tanka giriş ve çıkışını sağlayan difüzörlerin doğru tasarlanmış olmasıdır.

Depolama periyodunda, soğuk su, tanka dipte yer alan difüzörlerden girer. Ilık su ise yukarıdan alınır. Soğuk su miktarı arttıkça geçiş bölgesi yükselir, ancak tankın içindeki su hacmi sabit kalır. Soğu geri kazanım periyodunda ise akış yönü tersine döner, ılık su yukarıdan yavaşça tanka verilirken, soğuk su aşağıdan alınır. Difüzörlerin uygun tasarımı ile; türbülans yaratmadan, geçiş bölgesinin kararlılığı korunarak enerji depolama ve geri kazanım

işlemleri yürütülebilir. Katmanlaşmalı bir soğuk su depolama sistemine ait şematik şema Şekil 6.3'de gösterilmiştir.



Şekil 6.3 Katmanlaşmalı bir soğuk su depolama sistemine ait şematik diyagram (İlken, 1999)

Bu tür bir tankın depolama kapasitesi diğer soğuk su depolama yöntemlerinde olduğu gibi depolanan soğuk su ile yükten gelen ılık dönüş suyu sıcaklıkları arasında farkla orantılıdır. Bu farkın fazla olması ılık ve soğuk su yoğunlukları arasındaki farkın artmasına neden olacağından katmanlaşmayı da kolaylaştırır.

Geçiş bölgesi ve tank cepheleri boyunca olan ısı kazanç veya kayıpları, geçiş bölgesinin açılmasına veya yükselmesine neden olur. Çoğunlukla bu tür bir depo için ısı kazancı sözkonusu olacağından geçiş bölgesi giderek alçalır, soğuk su miktarı azalır. Eğer tank olduğu gibi bırakılırsa muhtemelen içinde birkaç gün içerisinde kullanılabilecek soğuk su kalmayacaktır. (İlken, 1999)

6.7.1.2 Çoklu Tank Kullanımı

Çoklu tank sistemlerinde; soğuk ile ılık suyun ayrı tanklarda depolanarak birbirinden ayrılması sağlanır. Bu şekilde depolanan suyun belirli bir kararlı sıcaklıkta korunması sağlanmış olur. Böyle bir sistemde iki veya daha fazla tank kullanılır. Bu tanklardan biri depolama veya geri kazanım çevrimlerinin başında daima boştur. Depolama esnasında bir

İşlemler buna göre daima bir tankın boş olmasını gerektiğinden, deponun toplam hacmi katmanlaşmalı bir sisteme göre daha büyük olacaktır

Çoklu tank sistemleri görece olarak karmaşık bir borulama ve kontrol gerektirdiğinden ilk yatırım ve bakım maliyetleri yüksektir. Sistemdeki pompalar sürekli olarak değişen dinamik bir yüke karşı çalışacağından seçimleride o oranda güçleşir.

6.7.1.3 Ötenek veya Diyafram Kullanımı

Bu yönteme göre soğuk ve ılık su ortamları birbirinden tank içersine yerleştirilmiş esnek bir ötenek (membran) veya hareketli bir diyafram yoluyla ayrılırlar. Buna göre difüzörlere gerek kalmadan bir tank içersinde birbirine karışmayan iki farklı sıcaklık ortamı yaratılmış olur. Ötenek boyunca olan ısı geçişi bir enerji kaybına neden olmaktaysa da bu tür sistemlerin katmanlaşmalı sistemlerde aynı ısı performansını verdikleri gösterilmiştir . (İlken, 1999)

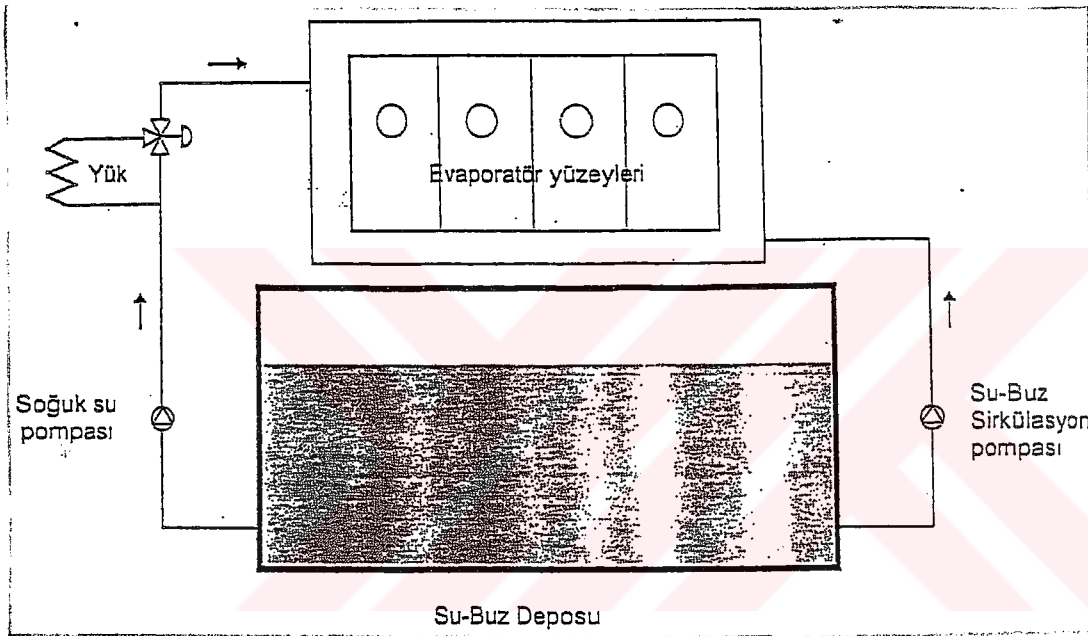
6.7.1.4 Labirent ve Saptırıcı Kullanımı

Bu sisteme göre, depo içersinde labirentler yaparak ve saptırıcılar kullanarak akım yolu güçleştirilir ve daraltılır. Bu şekilde ılık ve soğuk suyu birbirinden ayıran bir tampon akışkan bölge oluşturulur. Bu bölgenin sıcaklığı, soğuk ve ılık su sıcaklıklarının arasında bir değere sahiptir. Soğu depolama sürecinde bu tampon bölge ılık suyu tank dışına iterken arkadan gelen soğuk suyun depoyu doldurmasını sağlar. Benzer şekilde, soğu geri kazanım periyodunda, tampon bölge dışarı alınan soğuk su ile yerine gelen sıcak su arasında ayırma fonksiyonunu yerine getirir

Labirent yaklaşımının kullanıldığı bir diğer uygulama seri tanklar yöntemidir. Buna göre sistemde birbirine seri olarak bağlı bir dizi tank vardır. Soğuk su ile tanka, tank tabanından girecek şekilde pompalanır. İlk tanktan taşan su ikinci tanka, ikinci tanktan taşan üçüncü tanka v.b.akar. Sonuçta bütün tanklarda soğuk su depolanmış olur. Soğuk su geri kazanım periyodunda ise soğuk su, ilk tankın altından emilir ve dönüş suyunun en sondaki tankın üstünden başlayarak ters yönde tankları doldurması sağlanır. (İlken, 1999)

6.7.2 Dökümlü Buz ile Soğu Depolama

Dökümlü buz sistemleri; özel olarak tasarlanmış plakalı veya serpantinli bir evaporatör ile bunun altına yerleştirilmiş, evaporatör düzeyinden inen buz ve soğuk su karışımını barındıran bir depolama tankından oluşur. Su, düşük basınçta evaporatör yüzeyi üzerine pompalanır ve orada dondurulur veya soğutulur. Dökümlü buz ile soğu depolama sistemi Şekil 6.4’de gösterilmiştir.



Şekil 6.4 Dökümlü buz ile soğu depolama sistemi (İlken, 1999)

Buz yapma modunda, evaporatör yüzeyi üzerine akan su, bir buz tabakası oluşturur. Bu tabakanın periyodik olarak, defrost çevrimi ile yüzeyden ayrılması ve alttaki tanka düşerek depolanması sağlanır. Su soğutma modunda ise, aynı yüzey üzerinde akan su bu kez soğuyarak depoya boşalır. Buz yapma veya su soğutma modunun seçimi, suyun evaporatöre giriş sıcaklığına bağlı olarak otomatik olarak gerçekleşir. Eğer su giriş sıcaklığı donma noktasına yakınsa, buz oluşturma modu seçilir. Su soğutma modunda defrost çevrimi çalıştırılmaz.

Soğu geri kazanım periyodunda, su-buz karışımı tankın dibinden alınarak yükü karşılamak üzere sirküle ettirilir. Tanktaki sıcaklık geri kazanım periyodunda faz değişim sıcaklığı civarında seyreder, ancak içindeki buz tamamen eriyince bu sıcaklık da yükselmeye başlar.

Buz yapma modunda, buz oluşum ve defrost süreleri zamanlayıcılar (timer) tarafından kontrol edilir. Buz imal periyodu genellikle 10-30 dakika arasında sürer, defrost sresinde ise evaporatöre 20-60 sn arasında sıcak gaz gönderilmesi buzun yüzeyden ayrılması için yeterli bir süredir. Yüzeyler üzerinde istenilen kalınlıkta buz oluşturulabilmesi için gerekli süre; gerçekte, evaporatör yüzey sıcaklığına, suyun bu yüzey üzerine gönderilme hızına ve su sıcaklığına bağlıdır (İlken, 1999)



7. SOĞU DEPOLAMALI İŞLETME SİSTEMLERİNİN BOYUTLANDIRILMASI

7.1 Boyutlandırma İşleminde Kullanılan Formüller

Boyutlandırma işleminde, soğutma ünitesinin toplam ortalama kapasitesinin ortalama soğutma yüküne eşit olduğu kabul edilecektir.

$$\text{Toplam soğutma yükü} = \text{Toplam soğutucu kapasitesi} \quad (7.1)$$

Soğutucu kapasitesi, soğutucunun depoya veya yüke çalışma durumuna göre değiştirileceğinden toplam kapasite, her bir durumdaki kapasite ile çalışma süresi çarpımlarının toplamına eşit olmaktadır.

$$\text{Toplam soğutucu kapasitesi} = t_d C_d + t_{y1} C_{y1} + t_{y2} C_{y2} \quad (7.2)$$

t_d : Soğutucunun depo için çalıştığı süre (saat)

C_d : Soğu depolama sürecindeki kapasite

t_{y1} : Tepe yük bölgelerinde, doğrudan yük için çalışılan süre

C_{y1} : Tepe yük bölgesinde, doğrudan yük için çalışma sürecindeki kapasite

t_{y2} : Tepe yük bölgesi dışında, doğrudan yük için çalışılan süre

C_{y2} : Tepe yük bölgesi dışında, doğrudan yük için çalışma sürecindeki kapasite

$$\text{Nominal soğutucu kapasitesi} = \text{Toplam soğutma yükü} / t_d C_d + t_{y1} C_{y1} + t_{y2} C_{y2} \quad (7.3)$$

$$t_d C_d + t_{y1} C_{y1} + t_{y2} C_{y2} = \text{Soğu Depolama Süresi}$$

CR_d : Soğu depolama sürecindeki kapasitenin nominal kapasiteye oranı

CR_{y1} : Tepe yük bölgesinde doğrudan yük için çalışma sürecindeki kapasite oranı

CR_{y2} : Tepe yük bölgesi dışında doğrudan yük için çalışma süresindeki kapasite

Tam depolamalı bir sistemde, tepe yük bölgesi için soğutucu kapasitesi sıfırdır. Yük seviyelemeli bir sistem için direkt soğutma kapasitesi tepe yük bölgesinde ve dışında aynıdır.

Bir soğuk su depolamalı sistemde soğutma kapasitesi sabit kabul edilir. ($CR_d + CR_{y1} + CR_{y2} = 1$)

Gerekli depo kapasitesi ise, toplam soğutma yükünden direkt soğutucu tarafından karşılanan yük ile depolama sürecinde soğutucu tarafından karşılanan yükün çıkartılması ile hesaplanır.

$$\text{Depo kapasitesi} = \text{Topla soğutma yükü} - (C_{ty1} + C_{ty2} + C_{td}) \quad (7.4)$$

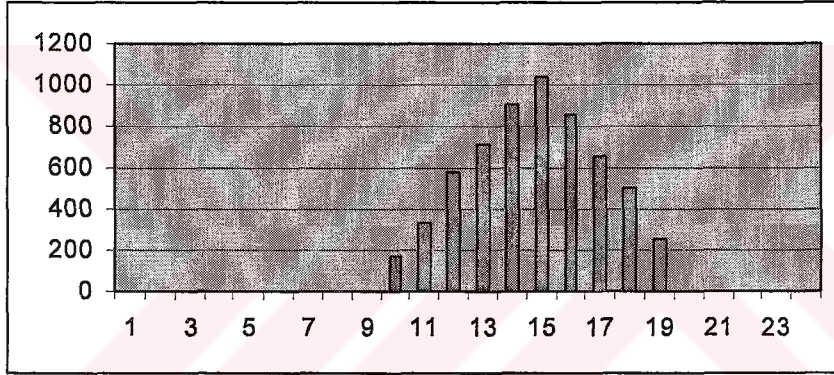
C_{ty1} : Tepe yük bölgesinde, doğrudan yüke çalışma kapasitesi

C_{ty2} : Tepe yük bölgesi dışında, doğrudan yüke çalışma kapasitesi

C_{td} : Depolama sürecinde soğutucu tarafından aynı zamanda karşılanan yük miktarı (İlken, 1999)

Çizelge 7.1 Tasarım gününe ait yük dağılımı

Saat	Yük (Kw)	Saat	Yük (Kw)
1	0	13	714
2	0	14	903
3	0	15	1035
4	0	16	860
5	0	17	661
6	0	18	505
7	0	19	257
8	0	20	0
9	0	21	0
10	174	22	0
11	335	23	0
12	583	24	0



Şekil 7.1Yük dağılım diyagramı

7.2 Tepe yük bölgesinin seçimi

Alış veriş merkezinin tasarım gününe (max soğutma yükünün meydana geldiği gün) ait yük profiline bakıldığında saat 15 itibarıyla max soğutma yükü 1035 Kw olarak oluşmaktadır. Minimum soğutma yükü ise saat 10'da 174 Kw olarak meydana gelmektedir.

Çizelge 7.1'de yer alan verilerin grafik forma getirilmiş hali şekil 7.1'de yer almaktadır. Bu yük dağılımında max. soğutma yükünün olduğu saat 15'te içine alan zaman dilimleri arasında seçim yapılarak minimum depo kapasitesinin elde edildiği zaman dilimi tepe yük bölgesi olarak belirlenecektir .

7.3 Tam Depolamalı İşletme Sistemi İçin Tepe Yük Bölgesinin Belirlenmesi

Günlük tam depolamalı işletme sistemi için tepe yük bölgesinde bütün yük depodan karşılanmaktadır. 14-16 Saatleri arası tepe yük bölgesi geri kalan saatler tepe yük bölgesi dışı olarak seçilmesi durumunda nominal soğutucu ve depo kapasitesi aşağıda belirtildiği gibidir.

t_d : Soğutucunun depo için çalıştığı süre, 14,15,16 saatleri haricinde toplam (24-3=21h) 21h'dir. 14.15.16 saatlerinde (tepe yük bölgesi) bütün yük depodan karşılanacaktır.

t_{y2} : Tepe yük bölgesi dışında, doğrudan yük için çalışılan süre = 0

t_{y1} : Tepe yük bölgelerinde, doğrudan yük için çalışılan süre = 0

Alış veriş merkezinin soğutma tesisatı saat 10 ile 20 saatleri arasında çalıştırılacaktır. Sistem dizayn gününde bu saatler arasında oluşan soğutma yüküne göre dizayn edilecektir. Dizayn gününe ait toplam soğutma yükü 6027 kw'dır.(saat 10 ile 20 saatleri arasında oluşan toplam soğutma yükü)

Nominal soğutucu kapasitesi = $6027/21h=287$ Kw

287 Kw'lık soğutucu kapasitesi saat 11.12.13.17.18 saatlerinde ki soğutma yükünü tek başına karşılamaya yeterli değildir. Bu nedenle bu saatlerde, soğutucu ve deponun katkısıyla yük birlikte karşılanacaktır.

Depo kapasitesi=Toplam soğutma yükü – ($C_{ty1}+C_{ty2}+C_{td}$)

C_{ty1} : Tepe yük bölgesinde, doğrudan yüke çalışma kapasitesi=0

(Tam depolamalı bir sistemde tepe yük bölgesinde bütün yük depodan karşılanır.)

C_{ty2} =Tepe yük bölgesi dışında, doğrudan yüke çalışma kapasitesi. $5h.287Kw=1435$

C_{td} =Depolama sürecinde soğutucu tarafından aynı zamanda karşılanan yük miktarı

174 Kw+ 257 Kw = 431 Kw

Depo kapasitesi = 6027 Kw-($5h.287Kw+1h.174Kw+1h.257Kw$) = 4161 Kw

Çizelge 7.2 Tepe yük bölgesinin optimizasyon tablosu

Tepe Yük Bölgesi	Nominal Soğutucu Kapasitesi (Kw)	Depo Kapasitesi (Kw)
10 ile 16 saatleri arası	354	5062
10 ile 17 saatleri arası	377	5393
10 ile 18 saatleri arası	402	5596
10 ile 19 saatleri arası	602	6027
11 ile 16 saatleri arası	335	4926
11 ile 17 saatleri arası	354	5242
11 ile 18 saatleri arası	377	5596
11 ile 19 saatleri arası	402	5853
12 ile 16 saatleri arası	317	4645
12 ile 17 saatleri arası	335	4926
12 ile 18 saatleri arası	345	5261
12 ile 19 saatleri arası	377	5518
13 ile 16 saatleri arası	301	4392
13 ile 17 saatleri arası	317	4645
13 ile 18 saatleri arası	335	4926
13 ile 19 saatleri arası	354	5164
14 ile 16 saatleri arası	287	4161
14 ile 17 saatleri arası	301	4392
14 ile 18 saatleri arası	317	4645
14 ile 19 saatleri arası	335	4848

Tam depolamalı işletme sistemine göre tasarlanan soğu depolamalı soğutma sisteminde kullanılacak minimum soğutucu ve depo kapasitelerinin hesaplanabilmesi için maksimum soğutma yükünün olduğu saat 15'i de içine alan zaman dilimleri arasında bir optimizasyona gidilerek Çizelge 7.2 hazırlanmıştır. Buna göre 14-16 saatleri arasında minimum soğutucu ve depo kapasitesi elde edilmektedir. Bu nedenle saat 14-16 saatleri arası tepe yük bölgesi tam depolamalı işletme sistemi için tepe yük bölgesi olarak seçilecektir. 14-16 saatleri arasında nominal soğutucu kapasitesi 287 Kw, depo kapasitesi ise 4162 Kw'dır.

7.4 Tam Depolamalı İşletme Sisteminde Kullanılacak Soğutma Grubunun Özellikleri

Tam depolamalı işletme sisteminde kullanılacak soğutma grubunun kapasitesi bölüm 6.3'de 287 Kw olarak belirlenmiştir. Bu tesbit de depodan olan soğu kayıpları hesaba katılmadığından soğutma grubu kapasitesi bir miktar (20 kW kadar) büyük alınacaktır.

Çizelge 7.3 Carrier 30GXR090 soğutma grubu özellikleri

Soğutma Grubu Modeli	Carrier 30GXR090 Hava Soğutmalı Kondanserli Su Soğutma Grubu
Soğutma Grubu Kapasitesi	307 Kw
Soğutucu Akışkan Tip	R134a
COP	2.93
Minmum Dış Hava Çalışma Sıcaklığı	-9
Soğutma Grubu Su Giriş Sıcaklığı	12
Soğutma Grubu Su Çıkış Sıcaklığı	7
Su debisi	14.7 L/s
Evaporatör Basınç Düşümü	46.9 kPa
Kondanser Dış Hava Giriş Sıcaklığı	32C°
Soğutma Devresi Sayısı	2 adet (A ve B devreleri)
Cihazın Çektiği Güç (32C ve Tam Kapasite ile çalışmada)	103.4 Kw

11.12.13.17.18 saatlerinde soğutma grubu soğutma yükünü tek başına karşılamaya yeterli olmadığından bu saatlerde, soğutucu ve deponun katkısıyla yük birlikte karşılanacaktır.

Çizelge 7.4 Carrier 30GXR090 soğutma grubunun çektiği elektrik gücü miktarı

Saat	Dış Hava sıcaklığı	Kapasite	Soğutma Grubunun Çektiği Güç (Kw)	Saat	Dış Hava sıcaklığı	Kapasite	Soğutma Grubunun Çektiği Güç (Kw)
1	24,3	307	95,4	12	30,7	307	102,1
2	23,8	307	94,9	13	31,9	307	103,3
3	23,4	307	94,5	17	32,0	307	103,4
4	23,1	307	94,2	18	30,9	307	102,3
5	23,0	307	94,1	19	29,6	307	101
6	23,2	307	94,3	20	28,3	307	99,6
7	23,7	307	94,8	21	27,2	307	98,4
8	24,6	307	95,7	22	26,2	307	97,4
9	25,9	307	97,1	23	25,4	307	96,6
10	27,4	307	98,4	24	24,8	307	96,0
11	29,1	307	100,4				

Çizelge 7.5 Carrier 30GXR090 soğutma grubunun farklı kondanser dış hava giriş sıcaklıklarında çektiği elektrik gücü

Carrier 30 GXR90	Kondanser Dış Hava Giriş Sıcaklığı				
	30	35	40	45	50
Evap.Su Çıkış Sıcak. (C°)	Cihazın Çektiği Güç (Kw)	Cihazın Çektiği Güç (Kw)	Cihazın Çektiği Güç (Kw)	Cihazın Çektiği Güç (Kw)	Cihazın Çektiği Güç (Kw)
7	101,7	106,3	111,9	118,6	125,6

Carrier 30GXR090 model hava soğutmalı kondanserli su soğutma grubunun kondanser hava giriş sıcaklığına göre toplam çektiği güç Çizelge 7.5’de belirtilmektedir. Kondanser hava giriş sıcaklığındaki her 5 C° artış, cihazın çektiği gücü yaklaşık (tam kapasitede çalışmada) 0.05 arttırmaktadır. (Deneysel olarak yapılan çalışmalar sonucunda Carrier tarafından tesbit edilen bu değerler Carrier Product Data kataloğu Sf.32’den alınmıştır.)

Cihazın çektiği güç miktarları, hava giriş sıcaklığının 5 C° artışında cihazın çektiği gücün 0.05 oranında arttığı kabul edilerek Çizelge 7.4 hazırlanmıştır.

7.5 Tam Depolamalı İşletme Sisteminde Kullanılacak Soğutma Sisteminin Elektrik Tüketim Maliyeti

Çizelge 7.6 30 GXR090 model soğutma grubunun dizayn gününe ait elektrik tüketim maliyeti

Saat	Kapasite	Cihazın Çektiği Güç	Maliyet	Saat	Kapasite	Cihazın Çektiği Güç	Maliyet
1	307	95,4	4.579.200 TL	12	307	102,1	4.900.800 TL
2	307	94,9	4.555.200 TL	13	307	103,3	4.958.400 TL
3	307	94,5	4.536.000 TL	17	307	103,4	4.963.200 TL
4	307	94,2	4.521.600 TL	18	307	102,3	4.910.400 TL
5	307	94,1	4.516.800 TL	19	307	101	4.848.000 TL
6	307	94,3	4.526.400 TL	20	307	99,6	4.780.800 TL
7	307	94,8	4.550.400 TL	21	307	98,4	4.723.200 TL
8	307	95,7	4.593.600 TL	22	307	97,4	4.675.200 TL
9	307	97,1	4.660.800 TL	23	307	96,6	4.636.800 TL
10	307	98,4	4.723.200 TL	24	307	96	4.608.000 TL
11	307	100,4	4.819.200 TL				
Toplam Maliyet			50.582.400 TL	Toplam Maliyet			48.004.800 TL

Dizayn gününe 30GXR090 model soğutma grubunun elektrik tüketim maliyeti günlük toplam 98.587.200 TL’dir. Klima santralının elektrik tüketim maliyeti bölüm 5 ’de belirtildiği gibi tam

depolamalı işletme sistemi içinde (22.885.620 TL +21.636.480 TL) 44.522.100 TL olarak kabul edilmiştir.

Çizelge 7.7 Alış veriş merkezinin dizayn gününe ait toplam elektrik tüketim maliyeti
(Tam depolamalı sistem)

30 GXR 090 model soğutma grubu elektrik tüketim maliyeti	98.587.200 TL
Klima santrali vantilatörünün elektrik tüketim maliyeti	22.885.620 TL
Klima santrali aspiratörünün elektrik tüketim maliyeti	21.636.480 TL
Dizayn gününe ait toplam elektrik tüketim maliyeti	143.109.300 TL

Çizelge 7.8 Haftalık elektrik tüketim maliyeti (Tam depolamalı sistem)

Pazartesi	%70	100.176.510 TL
Salı	%70	100.176.510 TL
Çarşamba	%70	100.176.510 TL
Perşembe	%70	100.176.510 TL
Cuma	%70	100.176.510 TL
Cumartesi	%90	128.798.370 TL
Pazar	%100	143.109.300 TL
Haftalık toplam elektrik tüketim maliyeti		772.790.220 TL

Haftalık elektrik tüketim maliyeti: 772.790.220 TL aylık elektrik tüketim maliyeti ise
772.790.220 TL X 4 hafta =3.091.160.880 TL

Çizelge 7.9 Soğutma sezonu boyunca sistemin elektrik tüketim maliyeti
(Tam depolamalı sistem)

Haziran	2.472.928.704 TL
Temmuz	2.782.044.792 TL
Ağustos	3.091.160.880 TL
Soğutma sezonu boyunca meydana gelen toplam elektrik tüketim maliyeti	8.346.134.376 TL

Çizelge 7.9 hazırlanmasında hava sıcaklığının en yüksek olduğu dolayısıyla soğutma ihtiyacının en fazla olduğu ay (İstanbul için) Ağustos'dur. Temmuz ayında ve Haziran ayında hava sıcaklığının Ağustos ayına nazaran daha düşük olması sebebiyle elektrik tüketim maliyetlerinin sırasıyla %10 ve %20 oranında azalacağı ön görülmüştür. Toplam Soğutma sezonu boyunca meydana gelen elektrik tüketim maliyeti bundan sonra yapılacak hesaplamalarda tam depolamalı sistem için 8.350.000.000 TL olarak alınacaktır.

Elektrik maliyetlerinin hesaplanmasında, elektiriğin Kwh başına birim maliyeti (8-19) saatleri arasında 1Kw = 114.600 TL (03-05-2002 tarihli GOSB elektrik faturası) (20-7) saatleri arasında 1 Kw = 47.000 TL olarak alınmıştır.



8 ALIŞ VERİŞ MERKEZİ SOĞUTMASINDA KULLANILACAK SİSTEMLERİN MALİYET ANALİZİ NİN YAPILMASI

Bu çalışmada alışveriş merkezinin soğutulmasında kullanılması düşünülen tam soğu depolamalı işletme sistemi ile (Depo + su soğutma grubu + klima santrali) konvansiyonel bir soğutma sistemi (su soğutma grubu + klima santrali) iki ayrı yatırım projesi olarak ele alınmıştır. Projelerin değerlendirilmesi için bazı kabullerin ışığı altında bir senaryo oluşturulmuştur. Buna göre işletme elinde bulunan eski su soğutma grubunu satarak bir nakit giriş sağlayacak ve bu nakit girişini iki projeden birinin uygulanmasında kullanacaktır. İşletmenin amacı alışveriş merkezinin soğutulmasında kullanılacak eski soğutma sistemi yerine yatırım yapacağı projelerden hangisinin kendisi açısından daha uygulanabilir olduğunu belirlemektir. Bu tesbit, yatırımcı tarafından yatırıma bağlanan nakit karşılığında ne zaman ve ne miktarda nakit girişleri sağlayacağını önceden bilmesi durumunda yapılabilir. Bu nedenle iki projeye ait nakit giriş ve çıkışları paranın zaman değerinde hesaba katılarak değerlendirilmiştir. Ayrıca bu iki ayrı yatırım projesinden hangisinin daha uygulanabilir olduğu kararının verilmesinde, projelerin net nakit akımlarının yanı sıra projelere ait fırsat maliyetleri ayrı ayrı olarak ele alınmıştır .

Bölüm 5 ve 7’de alışveriş merkezinin soğutulmasında kullanılması düşünülen bu iki projeye ait sistemin doğuracağı elektrik tüketim maliyeti hesaplanmış ve projelerin değerlendirilmesinde elektrik gideri olarak ele alınmıştır.

8.1 Alış Veriş Merkezi Soğutma Sistemi sSeçiminde Eski Soğutma Grubunun Satılıp Yeni Bir Soğutma Grubunun Alınması Fikrinin Finansal Açıdan Analizi

Kabul edilen kriterler ;

- Alışveriş merkezinde kurulu bulunan eski soğutma grubu beş sene önce 30 milyar TL’ sına satın alınmıştır.
- Eski cihazın ekonomik ömrü onbeş yıl olup amortismanı doğrusal kabul edilmiştir.
- Eski su soğutma grubunun elektrik tüketim maliyeti 30 milyar TL’ dir
- Yeni makinanın ekonomik ömrü 10 yıl, amortismanıda doğrusaldır.
- Yeni makinanın 10 yıllık ekonomik ömrü sonundaki hurda değeri 20 milyar TL’ dir

- Şirket, yeni makinayı alması durumunda eski mevcut makinayı satacaktır. Mevcut makinanın cari pazar değerinin işletme tarafından 10 milyar TL. olduğu tahmin edilmiştir.
- İşletmenin sermaye maliyeti %10 vergi oranında %40 olup şirket yeni cihazın yıllık amortismanını hurda değerini düşerek ayırma yoluna gidecektir.

Çizelge 8.1 Nakit Çıkışların Şimdiki Değeri

(+)Yeni bir soğutma grubunun alımı	100.000.000.000 TL
(-)Eski soğutma grubunun satışından sağlanan nakit girişi	10.000.000.000 TL
(-) Zararın sağladığı tasarruf	4.000.000.000 TL
Nakit çıkışı	86.000.000.000 TL

Alış veriş merkezinin soğutulmasında kullanılacak su soğutma grubunun kapasitesi 1035 Kw olarak 5.Bölümde belirlenmiştir. Soğutma grubunun fiyatı $1035 \text{ kW} \times 65 \$/\text{kW} = 67.275 \$$
 $67.275 \$ \times 1.500.000 \cong 100 \text{ milyar TL}$ ($1\$=1.500.000\text{TL}$ olarak kabul edilmiştir.) Su soğutma grubunun Kw başına birim fiyatı Design Guide for Thermal Storage adlı kitabın 3. Bölümündeki tablodan alınmıştır.

Mevcut Soğutma Grubunun Defter Değeri

Mevcut soğutma grubunun ekonomik ömrü : 15 sene
 Amortisman : Doğrusal amortisman
 Eski makinanın alış fiyatı : 30 milyar TL
 Eski makinanın satış fiyatı : 10 milyar TL

$30 \text{ milyar TL} / 15 = 2 \text{ milyar TL}$. Cihazın yıllık amortismanı 2 milyar TL'dır. Cihaz 5 yıl önce alındığından, birikmiş amortismanı;

$2 \text{ milyar TL} \times 5 \text{ yıl} = 10 \text{ milyar TL}$ 'dir. Defter değeri ise $30 \text{ milyar} - 10 \text{ milyar} = 20 \text{ milyar TL}$.

Mevcut soğutma grubunun defter değeri 20 milyar TL iken, firma bu cihazı 10 milyar TL sattığından $20 \text{ milyar TL} - 10 \text{ milyar TL} = 10 \text{ milyar TL}$ 'lik bir zarara uğramaktadır.

Şirket bu zararı o yılki gelir tablosunda gelirinden mahsup edeceğinden bu işlem sonucunda $10 \text{ milyar TL} \times \%40 = 4 \text{ milyar TL}$ vergi tasarrufu sağlayacaktır.

Elektrik Tüketim Gideri ;

Elektrik gideri gelir tablosunda bir nakit çıkışını gerektirir. Yalnız işletmenin yeni soğutma grubunu alıp eskisini satması durumunda yıllık elektrik giderleri 30 milyar TL'den 15 milyar TL'ye inecektir. Bu nedenle yıllık elektrik giderlerinde bir azalma olduğu için bu azalış, nakit akımlarının belirlenmesinde bir nakit çıkışı değil, bir nakit girişi olarak değerlendirilecektir.

Yılda 30milyar TL – 15 milyar TL = 15 milyar TL bir tasarruf artışı, işletmenin yıllık gelirlerinin aynı miktarda artmasına neden olacağından, yıllık 15 milyar TL’lik gelir artışının % 40 kısmı = 6 milyar TL vergi olarak ödenecek ve bunun sonucunda işletmenin yıllık net nakit girişi 15 milyar TL – 6 milyar TL = 9 milyar TL’lik kısmı net nakit girişi olacaktır.

Bu nakit girişi yeni soğutma grubunun ömrü boyunca olacağından, faaliyet giderlerindeki düşüştten sağlanacak nakit girişlerinin şimdiki değeri toplamı : 9 milyar x (6.1446) = 55.301.400.000 milyar TL.olacaktır. (N dönem süreyle her dönem sonunda 1 TL’nin bugünkü değeri tablosundan $r=10\%$ ve 10 senelik periyot için okunan katsayı 6,1446’dır)

Yeni makinanın 10 yıllık ekonomik ömrü sonundaki hurda değeri 20 milyar TL’dir ve 10 yıl sonra yeni soğutma grubunun satılması durumunda işletme bu tutarda bir nakit girişi sağlayacaktır.

Yeni makinanın amortismanı 100 milyar TL – 20 milyar TL = 80 milyar TL olup yıllık amortisman gideri, $80/10 = 8$ milyar TL olacaktır. 10 yıllık ekonomik ömrü sonunda cihazın defter değeri 100 milyar TL– 8 milyar TL x 10 yıl = 20 milyar TL’sına düşecektir. Cihazın o sıradaki satış fiyatıda 20 milyar TL olduğunda işletme bu makinanın satışından herhangi bir kar sağlamayacak ve o nedenle satış gelirinden herhangi bir vergi ödemeyecektir. İşletmenin sağladığı bu net gelirin şimdiki değeri 20 milyar TL (0,3855) 7.710 milyar TL olacaktır İşletme yeni makinanın amortismanını hurda değerini düşerek ayıracaktır. (N dönem sonraki 1 TL’nin bugünkü değeri tablosundan $r=10\%$ ve 10 senelik periyot için okunan katsayı 6,1446’dır)

İşletme yeni makinanın ayrılan yıllık amortismanları üzerinden de vergi tasarrufu niteliğinde nakit girişleri sağlayacaktır. Yeni makinanın yıllık alımı sonucunda işletmenin her yıl ayıracağı 8 milyar TL’lik amortisman giderini, işletme gider olarak (kanunen kabul edilen giderlerde olduğu gibi) yazmak zorundadır. Bu işlem sonucunda işletmenin vergi matrahı düşecek ve işletme daha az vergi ödeyecektir. Yeni makinenin amortisman giderlerinin doğuracağı yıllık tasarruf 8 milyar TL (40%) = 3.2 milyar TL’dir. Bu yıllık tasarruflar 10 yıl boyunca her yıl gerçekleştirileceğinden, bunların şimdiki değerleri toplamı 3.2 milyar TL (6.1446) = 19.66 milyar TL.

İşletme eski cihazı kullanmaya devam etmiş olsaydı o cihazın amortismanlarının ayrılması nedeniyle de her yıl vergi tasarrufu sağlamış olacaktı ve bu yıllık nakit tasarrufu mevcut (eski) makinanın yıllık amortismanı olan 30 milyar / 15 yıl = 2 milyar TL ‘dır. 2 milyar TL (40%) = 0.8 milyar TL’dir.

Makinanın kalan 10 yıllık ömrü süresince gerçekleşecek olan bu tasarrufların şimdiki değeri de 0.8 milyar (6.1446) = 4.92 milyar TL. Bu tutar işletmenin yeni makinayı alması sonucunda feda ettiği bir nakit girişidir ve bu nedenle de bir fırsat maliyeti olup yeni makinanın sağlayacağı nakit girişlerinden düşülecektir.

Çizelge 8.2 Nakit girişlerinin şimdiki değeri

(+)Yıllık elektrik giderlerinden sağlanan tasarruf	55.301.400.000 TL
(+)Hurda değeri üzerinden soğutma grubunun satışının sağlayacağı nakit girişi	7.710.000.000 TL
(-)Eski makinanın yıllık amortismanlarının sağlayacağı nakit girişi	4.920.000.000 TL
(+)Yeni makinanın yıllık amortismanlarının sağlayacağı tasarruf	19.662.720.000 TL
Net nakit girişlerinin şimdiki değerleri toplamı	77.754.120.000 TL

Net nakit girişlerinin şimdiki değeri toplamı : 77.754.120.000 TL

Net nakit çıkışlarının şimdiki değeri toplamı: 86.000.000.000 TL

77.754.120.000 TL - 86.000.000.000 TL = -8.245.880.000 TL

Çıkan sonuç eksi bir değer olduğu için eski cihazın satılıp yeni cihazın alınması kararının uygulaması doğru olmayacaktır.

8.2 Alış Veriş Merkezi Soğutma Sistemi Seçiminde Eski Soğutma Grubunun Satılıp Tam Depolamalı Soğutma Sisteminin Kurulması Fikrinin Finansal Açıdan Analizi

Kabul edilen kriterler ;

- Alışveriş merkezinde kurulu bulunan eski soğutma grubu beş sene önce 30 milyar TL'sına satın alınmıştır.
- Eski cihazın ekonomik ömrü onbeş yıl olup amortismanı doğrusal kabul edilmiştir.
- Eski grubun elektrik tüketim maliyeti 30 milyar TL'dır.
- Yeni makinanın ekonomik ömrü 10 yıl, amortismanıda doğrusaldır.
- Yeni makinanın 10 yıllık ekonomik ömrü sonundaki hurda değeri 3 milyar TL'dir
- Şirket, yeni makinayı alması durumunda eski mevcut makinayı satacaktır. Mevcut makinanın cari pazar değerinin işletme tarafından 10milyar TL. olduğu tahmin edilmiştir.

İşletmenin sermaye maliyeti %10 vergi oranında %40 olup şirket yeni cihazın yıllık amortismanını hurda değerini düşerek ayırma yoluna gidecektir

Çizelge 8.3 Nakit Çıkışların Şimdiki Değeri

(+)Yeni bir soğutma grubunun alımı	30.000.000.000 TL
(+)Tam Soğu Depolamalı İşletme Sisteminin Maliyeti	63.000.000.000 TL
(-) Eski soğutma grubunun satışından sağlanan nakit girişi	10.000.000.000 TL
(-)Zararın sağladığı tasarruf	4.000.000.000 TL
Nakit çıkışı	79.000.000.000 TL

Tam soğu depolamalı işletme sisteminde kullanılacak su soğutma grubunun kapasitesi 307 Kw olarak 7.Bölümde belirlenmiştir. Soğutma grubunun fiyatı $307 \text{ kW} \times 65 \$/\text{kW} = 19.955 \$$
 $19.955 \$ \times 1.500.000 \cong 30$ milyar TL ($1\$=1.500.000\text{TL}$ olarak kabul edilmiştir.) Su soğutma grubunun Kw başına birim fiyatı Design Guide for Thermal Storage adlı kitabın 3. Bölümündeki tablodan alınmıştır.

Tam depolamalı soğutma sistemi için depo fiyatı $10\$/\text{Kwh}$ 'dir. Bu değer Design Guide For Thermal Storage (Dorgan, Elleson 1994) adlı kitabın 3. Bölümünden alınmıştır. Buna göre $4161 \text{ Kwh} \times 10 \$/\text{Kwh} = 41.610\$$ 'dır.

$41.610\$ \times 1.500.000 \text{ TL} \cong 63$ milyar TL. ($1\$=1.500.000 \text{ TL}$ 'dir)

-Mevcut soğutma grubunun ekonomik ömrü : 15 sene

-Amortisman : Doğrusal amortisman

- Eski makinanın satış fiyatı : 10 milyar TL.

- Amortismanı : 2 milyar TL

- Birikmiş amortismanı 2 milyar x 5 sene : 10 milyar TL

- Defter değeri 30 milyar – 10 milyar : 20 milyar TL

- Eski makinanın satışından elde edilen zarar 20 milyar – 10 milyar : 10 milyar TL

Şirket bu zararı o yılki gelir tablosunda gelirlerinden mahsup edeceğinden bu işlem sonucunda $10\text{milyar TL} \times \%40 = 4$ milyar TL vergi tasarrufu sağlayacaktır

Elektrik Giderleri ;

Alış veriş merkezinin tam soğu depolamalı işletme sisremi ile soğutulması durumunda sistemin elektrik tüketim maliyeti 8.35 milyar TL olacağı Bölüm 7'de hesaplanmıştır.

Eski soğutma sisteminin neden olduğu yıllık faaliyet elektrik gideri 30 milyar TL olarak kabul edilmiştir. $30 \text{ milyar TL} - 8.35 \text{ TL milyar TL} = 21,65$ milyar TL faaliyet giderlerinde

meydana gelecek tasarruf , $21.65 \times \%40 = 8.66$ milyar TL ödenecek vergidir. 21.65milyar TL – 8.66 milyar TL = 12.99 milyar TL faaliyet giderlerinde meydana gelecek azalma nedeniyle oluşan net nakit girişi.

Net Nakit Girişlerinin Şimdiki Değeri ;

$$12.99 \text{ milyar TL} \times 6.1446 \text{ milyar TL} = 79.818.354.000 \text{ TL}$$

Yeni makinanın 10 yıllık ekonomik ömrü sonundaki hurda değeri 3 milyar TL'dir ve 10 yıl sonra yeni soğutma grubunun satılması durumunda işletme bu tutarda bir nakit girişi sağlanacaktır.

Yeni makinanın amortismanı : $30 \text{ milyar TL} - 3 \text{ milyar TL} = 27 \text{ milyar TL}$

Yıllık amortisman gideri : $27 \text{ milyar TL} / 10 \text{ milyar TL} = 2.7 \text{ milyar TL}$

10 Yıllık ekonomik ömrü sonunda cihazın defter değeri : $30 \text{ milyar TL} - 2.7 \text{ milyar TL} \times 10 \text{ yıl} = 3 \text{ milyar TL}$

Cihazın o sıradaki satış fiyatıda 3 milyar TL olduğundan işletme bu makinanın satışından herhangi bir kar sağlayamayacaktır ve bu nedenle vergi ödemeyecektir. İşletmenin sağlayacağı net gelirin şimdiki değeri :

$3 \text{ milyar TL} (0.3855) = 1.15 \text{ milyar TL}$ 'dir. Yeni makinanın amortisman giderlerinin doğuracağı yıllık tasarruf $2.7 \text{ milyar TL} (\%40) = 1 \text{ milyar TL}$

10 yıl boyunca gerçekleştirilecek bu tasarrufların şimdiki değer toplamı :

$$1 \text{ milyar TL}(6.1446) = 6.1446 \text{ milyar TL}$$

Eski makinanın yıllık amortismlarını sağlayacağı nakit girişleri = 4.92 milyar TL

Çizelge 8.4 Nakit girişlerinin şimdiki değeri

(+)Yıllık faaliyet giderlerinden sağlanan tasarruf	79.818.354.000 TL
(+)Hurda değeri üzerinden soğutma grubunun satışının sağlayacağı nakit girişi	1.156.500.000 TL
(-)Eski makinanın yıllık amortismanlarının sağlayacağı nakit girişi	4.920.000.000 TL
(+)Yeni makinanın yıllık amortismanlarının sağlayacağı tasarruf	6.144.600.000 TL
Net nakit girişlerinin şimdiki değerleri toplamı	82.199.454.000 TL

Net nakit girişlerinin şimdiki değeri toplamı : 82.199.454.000 TL

Net nakit çıkışlarının şimdiki değeri toplamı: 79.000.000.000 TL

$$82.199.454.000 \text{ TL} - 79.000.000.000 \text{ TL} = + 3.199.454.000 \text{ TL}$$

Bu değer pozitif olduğundan eski soğutma grubunun satılıp yerine tam depolamalı işletme sistemi prensibine göre çalışacak bir deponun inşası ve yeni bir soğutma grubunun alınması kararı doğru olacaktır.

9. SONUÇLAR

Bir işletmede soğutma sisteminin bulunması gerek çalışanların daha verimli çalışmasını sağlamak açısından (özellikle ofis binasında çalışanlar açısından) gerekse müşteri odaklı çalışan işlemlerde, müşteri potansiyeli ve memnuniyeti artırmak açısından kaçınılmazdır. (Özellikle satış amaçlı çalışan mağza, sinema, alışveriş merkezi gibi işletmeler için).

Endüstriyel veya ticari binalarda maksimum soğutma gereksinimi, binaların dolu olduğu dolayısıyla cihazların çalıştığı, aydınlatmaların kullanıldığı ve dış hava sıcaklığının maksimum olduğu gündüz periyodu boyunca oluşur. Binaların soğutulmasında kullanılacak soğutma sistemi ekipmanları (soğutma grubu + klima santrali) bu maksimum yükü karşılayacak şekilde seçilir. Bu kritere göre seçilmiş bir cihaz, yükün az olduğu diğer saatlerde kısmi olarak çalışır hatta bazı saatlerde hiç çalışmadan atıl olarak kalır. Su soğutma grupları bir bina soğutma sistemindeki en pahalı ve en fazla elektrik tüketen cihazlar olmaları nedeniyle günün belirli saatlerinde hiç kullanılmadan bırakılmaları işletmeler açısından ekonomik olmamaktadır.

Soğutma sistemi ekipmanı üretimi ile ilgili konularda faaliyet gösteren firmalar işletmelerin faaliyet giderlerine doğrudan etki eden bu ekipmanların daha fizible çalışabilmesi amacıyla araştırmalar yapmakta ve teknolojilerini bu yönde geliştirmektedirler. Bölüm 6'da bu konuda yapılan teknolojik gelişmelerden en yenisi olan soğu depolamalı soğutma sistemi hem teknik hemde finansal açıdan incelenmiştir. Bu bölümde belirtilmiş olduğu gibi dünyanın birçok ülkesinde (bu ülkelere günümüzde Türkiye'de dahil olmuştur) elektrik kullanım ücretleri günün saatine göre değişiklik göstermektedir.

Elektriğin pahalı olduğu saatler bina için gerekli soğutma yüklerinin maksimum olduğu gündüz saatleri, ucuz olduğu saatler ise, soğutma sisteminin hiç kullanılmadığı yada az kullanıldığı akşam saatleri olması nedeniyle binaların soğutulması için gerekli soğu enerjisini elektriğin ucuz olduğu akşam saatlerinde depolayarak gündüz saatlerinde kullanılması fikrini ortaya çıkarmıştır. Bu şekilde çalışan bir sistem maksimum soğutma yüküne göre değil ortalama bir yüke göre seçileceğinden, sistem bileşenleride küçük olacak ve ilk yatırım safhasında dahi maliyet azalması olabilecektir.

Soğu depolamalı işletme sistemlerinin işletmelerin elektrik maliyetlerine olan olumlu etkilerini kanıtlamak amacıyla, alışveriş merkezinin soğutulmasında kullanılacak su soğutma grubu ile tam soğu depolamalı bir işletme sisteminde kullanılacak su soğutma grubunun

kapasitesi hesaplanmıştır. Her iki cihazın kullanıldıkları soğutma sistemlerinin tükettikleri elektrik miktarına göre elektrik tüketim maliyetleri hesaplanarak birbiriyle kıyaslanmıştır.

5. Bölümde yapılan çalışmada bir alışveriş merkezinin soğutma yükü profili çıkartılmıştır. Mahal zone I ve Zone II olarak iki kısma ayrılarak her zone içersinde meydana gelen toplam ısı kazancı hesaplanmıştır. Buna göre maksimum soğutma yükünün olduğu saat 15'de (alışveriş merkezinin en kalabalık ve dış hava sıcaklığının maksimum olduğu saat) zone I içersinde meydana gelen toplam ısı kazancı 181 kWh, zone II içersinde meydana gelen ısı kazancı ise 135 kWh'dir. Her zone birer adet merkezi klima santrali ile soğutulacak olup zone I in soğutulmasında kullanılacak klima santrali soğutma serpantini kapasitesi 593 kWh, zone II 'nin ise 442 kWh olarak belirlenmiştir. (klima santrali soğutma serpantini tarafından karşılanan soğutma yükü toplam $593 \text{ kWh} + 442 \text{ kWh} = 1035 \text{ kWh}$) Buna göre soğutma sisteminde kullanılacak su soğutma grubunun kapasitesi de 1035 kWh olacaktır. Alışveriş merkezinin soğutulmasında kullanılacak klima santrali ve su soğutma grubunun soğutma sezonu boyunca tükettikleri elektrik enerjisinin maliyeti 15 milyar TL olarak hesaplanmıştır.

Mahalin tam soğu depolamalı bir işletme sistemiyle soğutulması durumunda 7. Bölümde belirtilen hesaplama yöntemiyle optimum su soğutma grubu ve depo kapasiteleri hesaplanmıştır. Buna göre su soğutma grubunun kapasitesi 307 kWh'dir. Mahalin tam soğu depolamalı bir işletim sistemiyle soğutulması durumunda su soğutma grubu kapasitesi konvansiyonel bir soğutma sisteminde kullanılacak su soğutma grubuna göre %70 oranında küçülmektedir. (Su soğutma grubunun 1035 kWh'lik soğutma kapasitesi tam soğu depolamalı işletme sistemin 307 Kwh'e düşmektedir.) Bu durum su soğutma grubu için yapılacak ilk yatırım maliyetinin azalmasına ve sistem bileşenlerinin (pompa, boru donanımı vb.) daha küçük seçilmesine izin verecektir. Ayrıca kapasitenin yanında su soğutma grubunun boyutları da küçüleceğinden işletmelerde alan tasarrufu sağlanacaktır.(özellikle su soğutmalı kondenserli su soğutma gruplarının kullanıldığı kazan dairelerinde). 7. Bölümde tam soğu depolamalı işletme sisteminde kullanılacak soğutma grubu ve klima santralinin soğutma sezonu boyunca elektrik tüketim maliyetleri toplamı 8.35 milyar TL olarak hesaplanmıştır. Bu durumda elektrik tüketim maliyetlerinde de tam soğu depolamalı bir işletme sisteminin kullanılması durumunda %45'e varan bir tasarruf sağlanacaktır.

Alışveriş merkezinin soğutulmasında konvansiyonel bir soğutma sistemi (klima santrali + su soğutma grubundan oluşan soğutma sistemi) ile tam soğu depolamalı işletme sistemi iki ayrı yatırım projesi olarak ele alınmıştır. Projeler finansal hesaplama yöntemleri ile analiz edildiğinde tam soğu depolamalı bir işletme sistemin, alışveriş merkezinin soğutulmasında

daha uygulanabilir proje olduğu sonucuna varılmıştır. Buna göre paranın zaman değeride dikkate alınarak yapılan değerlendirmede, konvansiyonel bir soğutma sisteminin mahalin soğutulmasında kullanılması durumunda projenin net nakit çıkışları 86 milyar TL olmaktadır. Projenin net nakit girişleri ise yaklaşık 78 milyar TL olmaktadır. Bu durumda projenin net nakit çıkışları net nakit girişlerinden yüksek olması sebebiyle alış veriş merkezine ait eski su soğutma grubunun satıldıktan sonra konvansiyonel bir soğutma sistemine ait yeni bir su soğutma grubu ile soğutulması işletme açısından uygulanabilir olmayacaktır. (Projenin değerlendirilmesinde konvansiyonel bir soğutma sisteminde kullanılacak yeni su soğutma grubunun işletmenin elektrik giderlerini 30 milyar TL'den 15 milyar TL'ye indireceği, dolayısıyla elektrik giderlerinde %50 oranında bir tasarruf sağlanacağı ön görülmüştür.) Konvansiyonel bir soğutma sisteminde kullanılacak su soğutma grubunun işletmenin elektrik tüketim maliyetlerinde %55'lık bir tasarruf sağlaması durumunda bu proje uygulanabilir olmaktadır. Elektrik giderlerinin 34 milyar TL'den 15 milyar TL'ye inmesi durumunda (Elektrik tüketim giderlerinde %55 lık bir tasarruf sağlanması durumunda) yıllık elektrik giderlerinden sağlanan tasarrufun net şimdiki değeri 66 milyar TL olacaktır. Bu durumda projenin net nakit girişleri yaklaşık 77 milyardan 88 milyara yükseleceğinden (projenin net nakit çıkışları, net nakit çıkışlarından yüksek olacağından) proje işletme açısından uygulanabilir olacaktır.

Alış veriş merkezinin soğutulmasında tam soğu depolamalı bir işletme sistemin kullanılması durumunda projeye ait net nakit çıkışlarının şimdiki değeri 79 milyar TL net nakit girişlerinin şimdiki değeri ise yaklaşık 82 milyar TL olmaktadır. Projenin net nakit girişleri net nakit çıkışlarından fazla olması sebebiyle bu proje işletme açısından uygulanabilir olmaktadır.

Su soğutma grupları, sağladıkları konforun yanında elektrik tüketim maliyetlerinin yüksek oluşları nedeniyle işletmelerin faaliyet giderlerini direkt olarak etkilemektedirler. Ülkemizin içinde bulunduğu olumsuz ekonomik koşullar nedeniyle elektrik ücretlerine kısa zaman aralıklarıyla yapılan zamlar işletmelerin elektrik giderlerinin artmasına sebep olmaktadır. Soğu depolamalı işletme sistemleri vasıtasıyla su soğutma grupları elektrik ücretlerinin ucuz olduğu saatlerde çalıştırılması işletmelerin faaliyet giderlerine olumlu olarak yansıyacaktır.

KAYNAKLAR

ASHRAE, (1993), Handbook-Fundamentals, American Society of Refrigerating and Air Conditioning Engineers (SI), Atlanta.

Butz, L., (2000), "Chillerlerde CFC'lerin Yerine Gelen Gazların Geleceği ", Tesisat Dergisi, 49:Sf.85-87 İstanbul.

Cansoy, S., (1999), Psikometrik Diyagramda Çözümlü Problemler, Nobel Yayın Dağıtım, 120, Ankara.

Carrier S.A, (2002), 30GX and 30HXC Series Chillers Installation, operation and maintenance Instructions, Montluel.

Dorgan, C., Elleson, J., (1994), Design Guide For Cool Thermal Storage, Tullie Cicle, Atlanta.

Duman, F., (2002) " Screw Compressor Chiller ", 5th Carrier Service Training Program, 5-10 March 2002, New York.

Duman, F., (2000) " Screw Compressor Chiller ", 4th Carrier Refrigerant Training Program, 15-20 April 2000, New York.

Fields, W., Load Estimating and Duct Piping Design, Carrier Corporation, New York.

Göker, O., (1996), Projelerin Değerlendirilmesinde Nakit Akımlarının Belirlenmesi, İstanbul Üniversitesi Yayınları, İstanbul.

IKK'99 Essen Fuarı Bülteni (1999), Tesisat Dergisi, 48:Sf.88-89 İstanbul.

İlken, Z., (1999), " Soğu Enerjisini Depolamanın Temelleri ", TMMOB, MMO İzmir Şubesi Sempozyumu, Mart 1999, İzmir.

Özkol, N., (1999), Uygulamalı Soğutma Tekniği, Makine Mühendisleri Odası Yayınları, 115, Ankara .

Özünal, S., Güleç, K., (1997) Soğutma ve İklimlendirme, Milli Eğitim Yayın Evi, Ankara.

Ortatepe, K., (1997), Mevcut Soğutma Gruplarının yeni soğutucu akışkanlara adaptasyonu, Yüksek Lisans Tezi, Marmara Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü .

İnternet Kaynakları

[1] <http://eto.carrier/lit.asp>

EKLER

- EK1** Klima Santrali Fan Eğrisi
EK2 Su Soğutma Grubu Seçim Çıktısı
EK3 Soğutma Yüğü Hesap Tablosu
EK4 Paranın Zaman Değeri Tablosu



EK1 Klima Santrali Fan Eğrisi

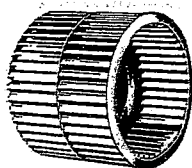
comefri

Radial Fan

forward curved double inlet

TLZ 710

TLZ 710 T



Max. speed

Max. shaft power

Max. total pressure

Number of blades

Mass moment of inertia

TLZ 710

710 T

$$n_{max} = 750$$
850 min⁻¹
$$P_{wmax} = 14$$

22 KW

$$\Delta p_i^{\max} = 1200$$

1550 Pm

Z = 42

42

$$J (J \equiv \frac{GD^2}{r}) = 34$$

34 km²

Id.

11

speed

win - 1

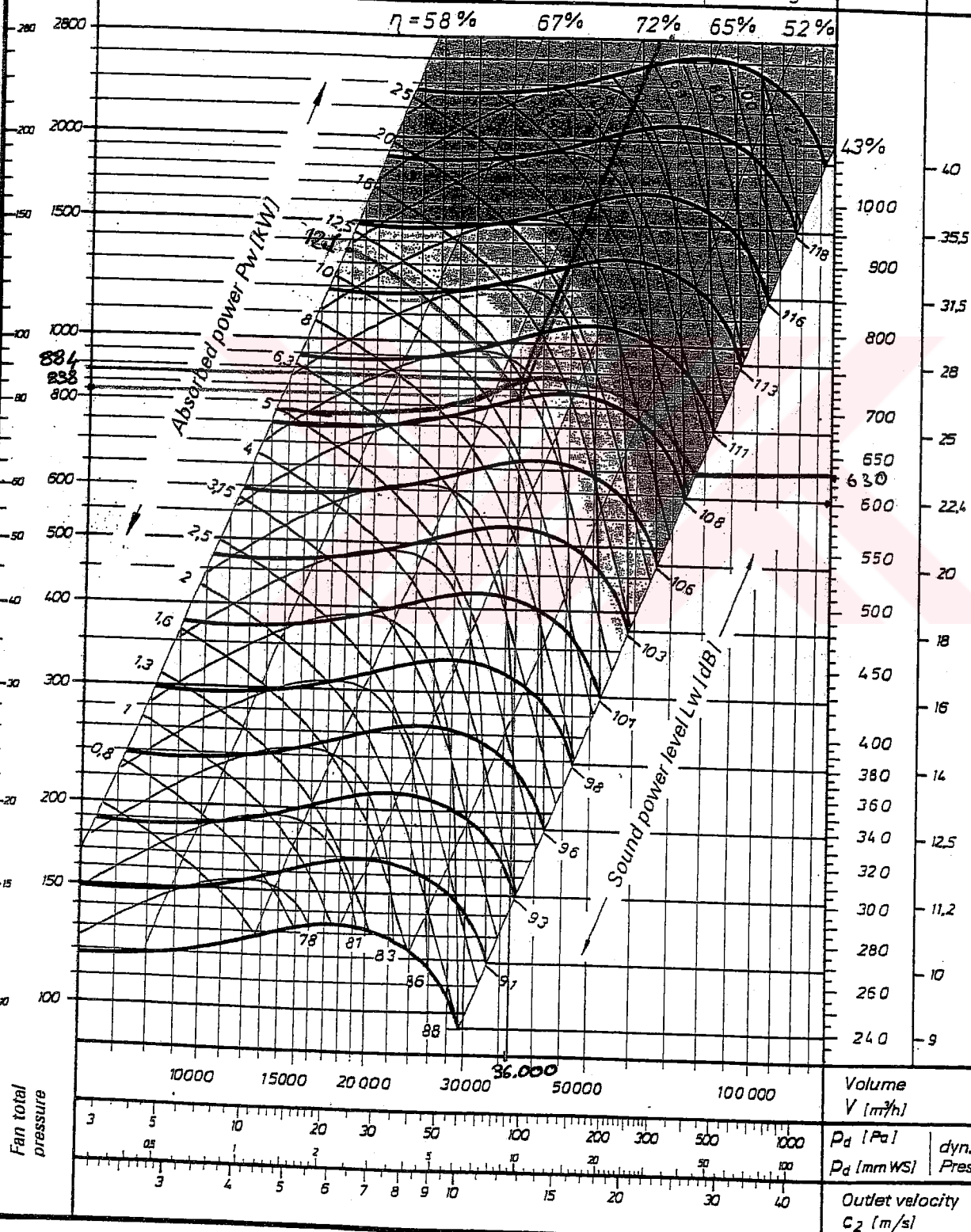
Bara

1 m

ypdi

u

Per

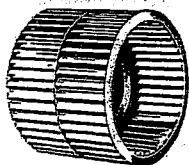


comefri

Radial Fan

forward curved double inlet

TLZ 800 T



Max. speed

Max. shaft power

Max. total pressure

Number of blades

Mass moment of inertia

$$n_{max} = 750 \text{ min}^{-1}$$
$$P_{wmax} = 25 \text{ kW}$$
$$\Delta p_t = 1600 \text{ Pa}$$

Z = 38

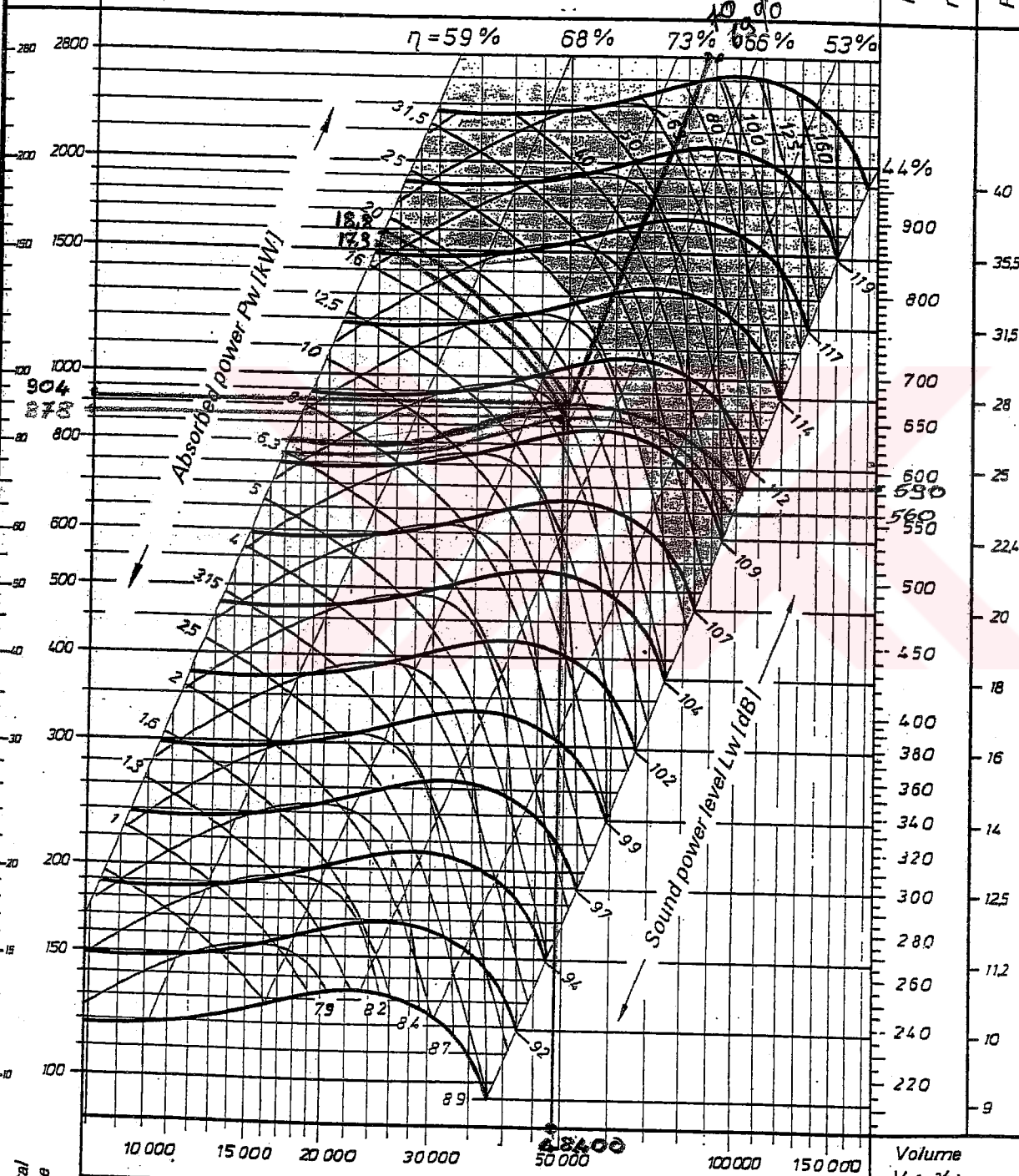
$$(J = \frac{GD^2}{2}) = 5,8 \text{ kgm}^2$$

Fan speed
[min⁻¹]

 $t \text{ [min]}$

Peripheral speed

15/m/s)



Fan total pressure

Volume
V [m³/h]

ρ_d [Pa]

P_d [mm W]

dyn.
Press.

Outlet velocity
 C_2 [m/s]

EK2 Su Soğutma Grubu Seçim Çıktısı

30 Series Chillers Submittal Sheet

Name: Untitled
 Prepared by : ALARKO CARRIER

Tag Information

Tag Name Untitled
 Location
 Date P.O. 28.08.2002
 Program Version 2.70

Size 30GXR301*-94***
 Cooling Capacity 1035.9 kW
 Compressor Input Power 333.0 kW
 Input Power 353.8 kW
 Number Outdoor Operating Temp -9 °C
 Capacity Control Steps 10
 Number Capacity 10.0 %
 Efficiency Level 2.93
 Refrigerant Standard
 Refrigerant R134a

Water Data

Type Fresh Water
 Entering Temperature 12.0 °C
 Leaving Temperature 7.0 °C
 Flow Rate 49.5 L/s
 Pressure Drop 43.9 kPa
 Velocity 1.8 m/s
 Log Factor 0.01761 (sqm-K)/kW
 Fact. Temp. Adj. 22 °K

Unit A 6.6 °C
 Unit B 6.0 °C
 Total Surface Area 54.7 sqm

Indoor Data

Room Air Temp 33.0 °C
 Water 266403 m3/h
 Number of Fans 16
 Speed 950 RPM
 Height 0 m
 Unit A 55.7 °C
 Unit B 55.3 °C
 Unit A 53.7 °C
 Unit B 53.3 °C
 Cooling
 Unit A 13.9 °C
 Unit B 13.6 °C
 Rejection
 Unit A 664.7 kW
 Unit B 654.2 kW

Options

Control Type EXV

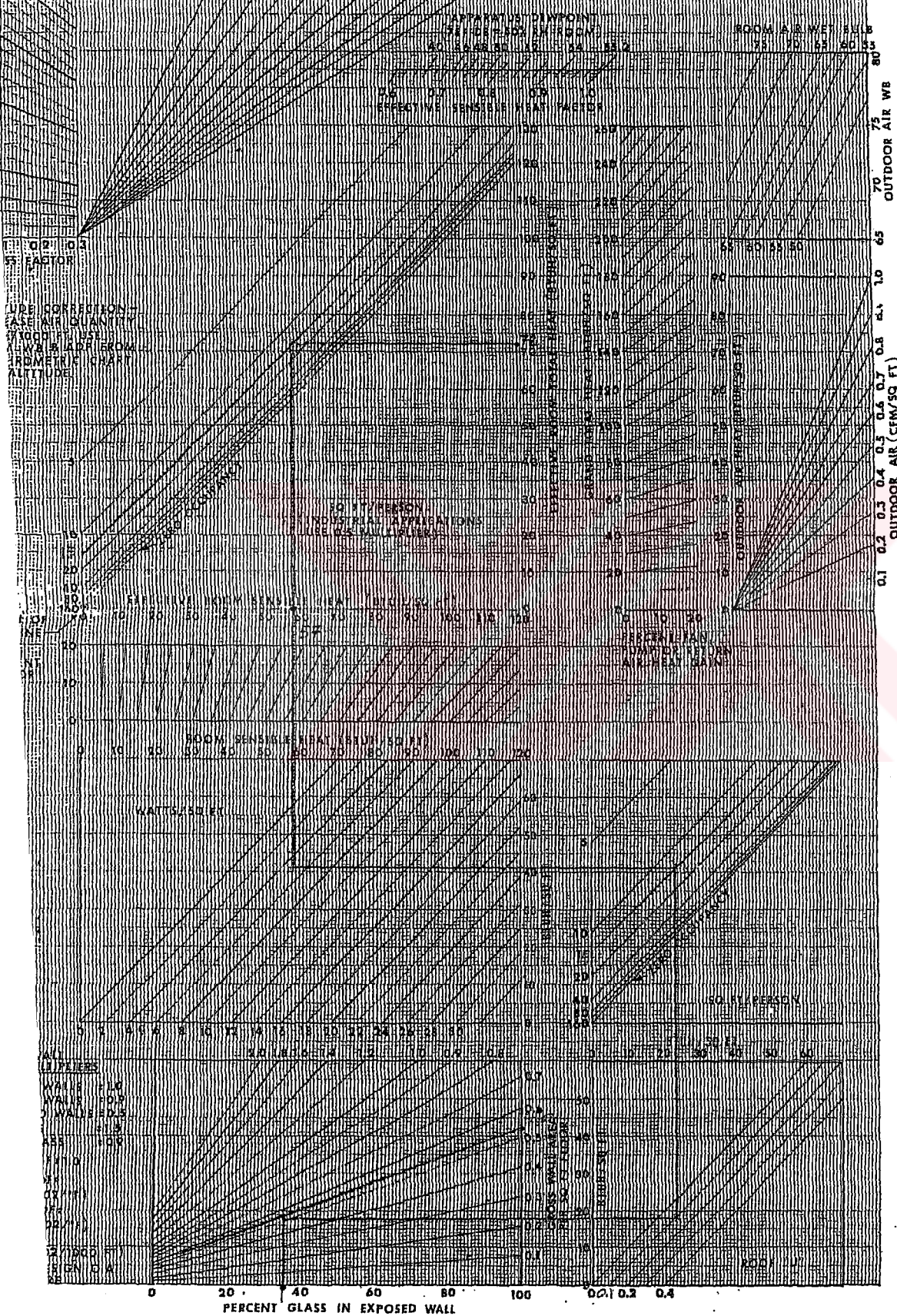
EK3 Soğutma Yüğü Hesap Tablosu

**SUPPLY AIR TEMPERATURE MAY
BE SUBSTITUTED FOR ADP TO
FIND SUPPLY AIR QUANTITY
BY USING ROOM SENSIBLE
HEAT AND Q₁

ROOM TEMPERATURE - ADP**

COOLING LOAD ESTIMATE CHART

SHEET _____ JOB NO. _____
PREPARED BY _____ DATE _____
JOB NAME ZONE I
JOB LOCATION _____
SPACE _____
FLOOR AREA 8606.721 GLASS AREA 1586.341
WALL AREA 4541.341 PEOPLE 1592/Person
LIGHTS 5 Walls/ft²



ROOM TEMPERATURE - ADP**

COOLING LOAD ESTIMATE CHART

SHEET _____ JOB NO. _____
PREPARED BY _____ DATE _____
JOB NAME ZONE II
JOB LOCATION _____
SPACE _____
FLOOR AREA 8611.72 ft² GLASS AREA 328.54 ft²
WALL AREA 3559.5 ft² PEOPLE 20 ft² / Person
LIGHTS 6 watts / ft²

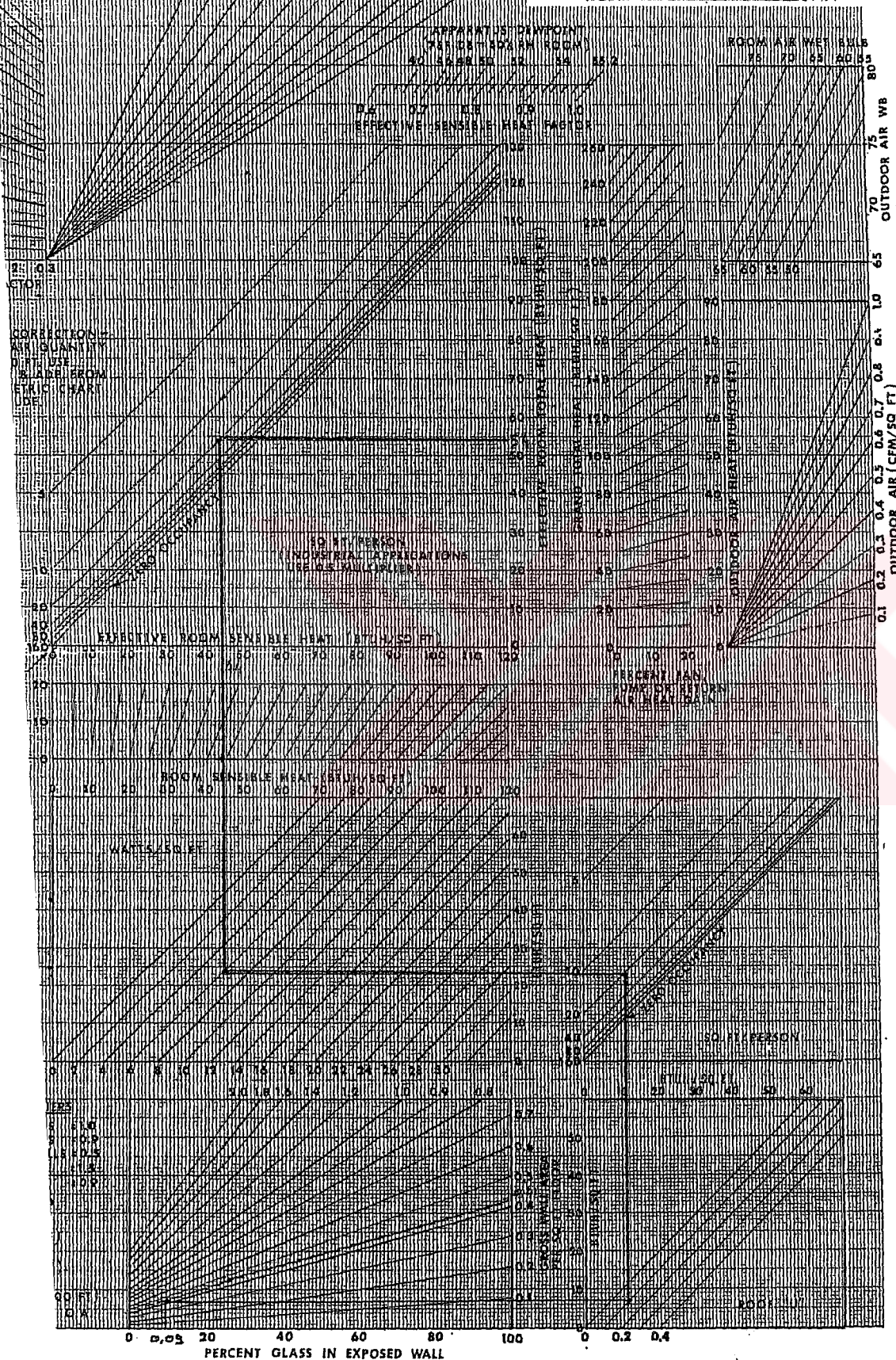


CHART 1

EK4 Paranın Zaman Değeri Tablosu

N Dönem Sonraki 1 TL' nin Bugünkü Değeri

$$PVIF_{k,n} = \frac{1}{(1+k)^n}$$

1%	2%	3%	4%	5%	6%	7%	8%	9%	10%	12%	14%	15%	16%	18%	20%	24%	28%	32%	36%
9901	9804	9709	9615	9524	9434	9346	9259	9174	9091	8929	8772	8696	8621	8475	8333	8065	7813	7576	7353
9803	9612	9426	9246	9070	8900	8734	8573	8417	8264	7972	7695	7561	7432	7182	6944	6504	6104	5739	5407
9706	9423	9151	8890	8638	8396	8163	7938	7722	7513	7118	6750	6575	6407	6086	5787	5245	4768	4348	3975
9610	9238	8885	8548	8227	7921	7629	7350	7084	6830	6355	5921	5718	5523	5158	4823	4230	3725	3294	2923
9515	9057	8626	8219	7835	7473	7130	6806	6499	6209	5674	5194	4972	4761	4371	4019	3411	2910	2495	2149
9420	8880	8375	7903	7462	7050	6663	6302	5963	5645	5066	4556	4323	4104	3704	3349	2751	2274	1890	1580
9327	8706	8131	7599	7107	6651	6227	5835	5470	5132	4523	3996	3759	3538	3139	2791	2218	1776	1432	1162
9235	8535	7894	7307	6768	6274	5820	5403	5019	4665	4039	3506	3269	3050	2660	2326	1789	1388	1085	0854
9143	8368	7664	7026	6446	5919	5439	5002	4604	4241	3606	3075	2843	2630	2255	1938	1443	1084	0822	0628
9053	8203	7441	6756	6139	5584	5083	4632	4224	3855	3220	2697	2472	2267	1911	1615	1164	0847	0623	0462
8963	8043	7224	6496	5847	5268	4751	4289	3875	3505	2875	2366	2149	1954	1619	1346	0938	0662	0472	0340
8874	7885	7014	6246	5568	4970	4440	3971	3555	3186	2567	2076	1869	1685	1372	1122	0757	0517	0357	0250
8787	7730	6810	6006	5303	4688	4150	3677	3252	2897	2292	1821	1625	1452	1163	0935	0610	0404	0271	0184
8700	7579	6611	5775	5051	4423	3878	3405	2992	2633	2046	1597	1413	1252	0985	0779	0492	0316	0205	0135
8613	7430	6419	5553	4810	4173	3624	3152	2745	2394	1827	1401	1229	1079	0835	0649	0397	0247	0155	0099
8528	7284	6232	5339	4581	3936	3387	2919	2519	2176	1631	1229	1069	0980	0708	0541	0320	0193	0118	0073
8444	7142	6050	5134	4363	3714	3166	2703	2311	1978	1436	1078	0929	0802	0600	0451	0258	0150	0089	0054
8360	7002	5874	4936	4155	3503	2959	2502	2120	1799	1300	0946	0808	0691	0508	0376	0208	0118	0068	0039
8277	6864	5703	4746	3957	3305	2765	2317	1945	1635	1161	0829	0703	0596	0431	0313	0168	0092	0051	0029
8195	6730	5537	4564	3769	3118	2584	2145	1784	1486	1037	0728	0611	0514	0365	0261	0135	0072	0039	0021
8114	6598	5375	4388	3589	2942	2415	1987	1637	1351	0926	0638	0531	0443	0309	0217	0109	0056	0029	0016
8034	6468	5219	4220	3418	2775	2257	1839	1502	1228	0826	0560	0462	0382	0262	0181	0088	0044	0022	0012
7954	6342	5067	4057	3256	2618	2109	1703	1378	1117	0738	0491	0402	0329	0222	0151	0071	0034	0017	0008
7876	6217	4919	3901	3101	2470	1971	1577	1264	1015	0659	0431	0349	0284	0188	0126	0057	0027	0013	0006
7798	6095	4776	3751	2953	2330	1842	1460	1160	0923	0588	0378	0304	0245	0160	0105	0046	0021	0010	0005
7720	5976	4637	3604	2812	2198	1722	1352	1064	0839	0525	0331	0264	0211	0135	0087	0037	0016	0007	0003
7644	5859	4502	3468	2678	2074	1609	1252	0976	0763	0469	0291	0230	0182	0115	0073	0030	0013	0006	0002
7568	5744	4371	3335	2551	1956	1504	1159	0895	0693	0419	0255	0200	0157	0097	0061	0024	0010	0004	0002
7493	5621	4243	3207	2429	1846	1406	1073	0822	0620	0374	0224	0174	0135	0082	0051	0020	0008	0003	0001
7419	5521	4120	3083	2314	1741	1314	0994	0754	0573	0334	0196	0151	0116	0070	0042	0016	0006	0002	0001
7059	5000	3554	2534	1813	1301	0937	0676	0490	0356	0189	0102	0075	0055	0030	0017	0005	0002	0001	.
6717	4529	3066	2083	1420	0972	0668	0460	0318	0221	0107	0053	0037	0026	0013	0007	0002	0001	.	.
6391	4102	2644	1712	1113	0727	0476	0313	0207	0137	0061	0027	0019	0013	0006	0003	0001	.	.	.
6080	3715	2281	1407	0872	0543	0339	0213	0134	0085	0035	0014	0009	0006	0003	0001	.	.	.	.
5785	3365	1968	1157	0683	0406	0242	0145	0087	0053	0020	0007	0005	0003	0001	.	.	.	.	.

*The factor is zero to four decimal places.
© 1989 The Dryden Press. All rights reserved.

N Dönem Süreyle Her Dönem Sonunda Elde Edilen 1 TL' larının Bugünkü Değeri

$$FVIFA_{k,n} = \sum_{t=1}^n \frac{1}{(1+k)^t} = \frac{1 - \frac{1}{(1+k)^n}}{k} = \frac{1}{k} - \frac{1}{k(1+k)^n}$$

1%	2%	3%	4%	5%	6%	7%	8%	9%	10%	12%	14%	15%	16%	18%	20%	24%	28%	32%
0.9901	0.9804	0.9709	0.9615	0.9524	0.9434	0.9346	0.9259	0.9174	0.9091	0.8929	0.8772	0.8696	0.8621	0.8475	0.8333	0.8065	0.7813	0.7576
1.9704	1.9416	1.9135	1.8861	1.8594	1.8334	1.8080	1.7833	1.7591	1.7355	1.6901	1.6467	1.6257	1.6052	1.5656	1.5278	1.4568	1.3916	1.3315
2.9410	2.8839	2.8286	2.7751	2.7232	2.6730	2.6243	2.5771	2.5313	2.4869	2.4018	2.3216	2.2832	2.2459	2.1748	2.1065	1.9813	1.8694	1.7663
3.9020	3.8077	3.7171	3.6299	3.5460	3.4651	3.3872	3.3121	3.2397	3.1699	3.0373	2.9157	2.8550	2.7982	2.6901	2.5887	2.4043	2.2410	2.0957
4.8534	4.7135	4.5797	4.4518	4.3295	4.2124	4.1002	3.9927	3.8897	3.7908	3.6048	3.4331	3.3522	3.2743	3.1272	2.9906	2.7454	2.5320	2.3452
5.7955	5.6014	5.4172	5.2421	5.0757	4.9173	4.7655	4.6229	4.4859	4.3553	4.1114	3.8887	3.7845	3.6847	3.4976	3.3253	3.0205	2.7594	2.5342
6.7282	6.4720	6.2303	6.0021	5.7864	5.5824	5.3895	5.2064	5.0330	4.8694	4.5638	4.2883	4.1604	4.0386	3.8115	3.6046	3.2423	2.9370	2.6775
7.6517	7.3255	7.0197	6.7327	6.4652	6.2098	5.9713	5.7466	5.5348	5.3349	4.9676	4.6389	4.4873	4.3436	4.0776	3.8372	3.4212	3.0758	2.7860
8.5660	8.1622	7.7861	7.4353	7.1078	6.8017	6.5152	6.2469	5.9952	5.7590	5.3282	4.9464	4.7716	4.6065	4.3030	4.0510	3.5655	3.1842	2.8681
9.4713	8.9826	8.5302	8.1109	7.7217	7.3601	7.0236	6.7101	6.4177	6.1446	5.6502	5.2161	5.0188	4.8332	4.4941	4.1925	3.6819	3.2689	2.9304
10.3676	9.7868	9.2526	8.7605	8.3064	7.8869	7.4987	7.1390	6.8052	6.4951	5.9377	5.4527	5.2337	5.0286	4.6560	4.3271	3.7757	3.3351	2.9776
11.2531	10.5753	9.9540	9.3851	8.8633	8.3838	7.9427	7.5361	7.1607	6.8137	6.1944	5.6603	5.4206	5.1971	4.7932	4.4392	3.8514	3.3868	3.0133
12.1337	11.3484	10.6350	9.9856	9.3936	8.8527	8.3577	7.9038	7.4869	7.1034	6.4235	5.8424	5.5831	5.3423	4.9095	4.5327	3.9124	3.4272	3.0404
13.0037	12.1062	11.2961	10.5631	9.8986	9.2950	8.7455	8.2442	7.7862	7.3667	6.6282	6.0021	5.7245	5.4675	5.0081	4.6106	3.9616	3.4587	3.0609
13.8651	12.8493	11.9379	11.1184	10.3797	9.7122	9.1079	8.5595	8.0607	7.6061	6.8109	6.1422	5.8474	5.5755	5.0916	4.6755	4.0013	3.4884	3.0764
4.7179	13.5777	12.5611	11.6523	10.8378	10.1059	9.4466	8.8514	8.3126	7.8237	6.9740	6.2651	5.9542	5.6685	5.1624	4.7296	4.0333	3.5026	3.0882
5.5623	14.2919	13.1661	12.1657	11.2741	10.4773	9.7632	9.1216	8.5426	8.0216	7.1196	6.3729	6.0472	5.7487	5.2223	4.7746	4.0591	3.5177	3.0971
6.3983	14.9920	13.7533	12.6593	11.6896	10.8272	10.0591	9.3719	8.7556	8.2014	7.2497	6.4674	6.1280	5.8178	5.2732	4.8122	4.0799	3.5294	3.1039
7.2260	15.6785	14.3238	13.1339	12.0853	11.1581	10.3356	9.6036	8.9501	8.3649	7.3658	6.5504	6.1982	5.8775	5.3162	4.8435	4.0967	3.5386	3.1090
8.0456	16.3514	14.8775	13.5908	12.4622	11.4699	10.5940	9.8181	9.1285	8.5136	7.4694	6.6231	6.2593	5.9288	5.3527	4.8696	4.1103	3.5458	3.1129
8.8570	17.0112	15.4150	14.0292	12.8212	11.7641	10.8355	10.0168	9.2922	8.6487	7.5620	6.6870	6.3125	5.9731	5.3837	4.8913	4.1212	3.5514	3.1158
9.6604	17.6580	15.9369	14.4511	13.1630	12.0416	11.0612	10.2007	9.4424	8.7715	7.6446	6.7429	6.3587	6.0113	5.4099	4.9094	4.1300	3.5558	3.1180
1.4558	18.2922	16.4436	14.8568	13.4886	12.3034	11.2722	10.3711	9.5802	8.8832	7.7184	6.7921	6.3988	6.0442	5.4321	4.9245	4.1371	3.5592	3.1197
1.2434	18.9139	16.9335	15.2470	13.7986	12.5504	11.4693	10.5288	9.7066	8.9847	7.7843	6.8351	6.4338	6.0726	5.4509	4.9371	4.1428	3.5619	3.1210
1.0232	19.5235	17.4131	15.6221	14.0939	12.7834	11.6536	10.6748	9.8226	9.0770	7.8431	6.8729	6.4641	6.0971	5.4669	4.9476	4.1474	3.5640	3.1220
2.7952	20.1210	17.8768	15.9828	14.3752	13.0032	11.8258	10.8100	9.9290	9.1609	7.8957	6.9061	6.4906	6.1182	5.4804	4.9563	4.1511	3.5656	3.1227
1.5596	20.7069	18.3270	16.3296	14.6430	13.2105	11.9867	10.9552	10.0266	9.2372	7.9426	6.9552	6.5135	6.1364	5.4919	4.9636	4.1542	3.5669	3.1233
1.3164	21.2813	18.7641	16.6631	14.8981	13.4062	12.1571	11.0511	10.1161	9.3066	7.9844	6.9607	6.5335	6.1520	5.5016	4.9697	4.1566	3.5679	3.1237
1.0658	21.8444	19.1885	16.9837	15.1411	13.5907	12.2777	11.1584	10.1983	9.3696	8.0218	6.9890	6.5509	6.1656	5.5098	4.9747	4.1585	3.5687	3.1240
1.8077	22.3965	19.6004	17.2920	15.3725	13.7648	12.4090	11.2578	10.2737	9.4269	8.0552	7.0027	6.5660	6.1772	5.5168	4.9789	4.1601	3.5693	3.1242
1.4086	24.9986	21.4872	18.6646	16.3742	14.4982	12.9477	11.6546	10.5668	9.6442	8.1755	7.0700	6.6166	6.2153	5.5386	4.9915	4.1644	3.5708	3.1248
1.8347	27.3555	23.1148	19.7928	17.1591	15.0463	13.3317	11.9246	10.7574	9.7791	8.2438	7.1050	6.6418	6.2335	5.5482	4.9966	4.1659	3.5712	3.1250
1.0945	29.4902	24.5187	20.7200	17.7741	15.4558	13.6055	12.1084	10.8812	9.8628	8.2825	7.1232	6.6543	6.2421	5.5523	4.9986	4.1664	3.5714	3.1250
1.961	31.4236	25.7298	21.4822	18.2559	15.7619	13.8007	12.2335	10.9617	9.9148	8.3045	7.1527	6.6605	6.2463	5.5541	4.9995	4.1666	3.5714	3.1250
1.1472	33.1748	26.7744	22.1086	18.6335	15.9905	13.9399	12.3186	11.0140	9.9471	8.3170	7.1376	6.6636	6.2482	5.5549	4.9998	4.1666	3.5714	3.1250

ÖZGEÇMİŞ

Doğum tarihi	31-03-1973	
Doğum yeri	İstanbul	
Lise	1985 – 1992	Beşiktaş Atatürk Anadolu Lisesi
Lisans	1993 – 1997	Yıldız Teknik Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü
	1997 – 1998	İstanbul Üniversitesi İşletme İktisadi Enstitüsü İşletmecilik İhtisas Programı
Yüksek Lisans	1998 – —	Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Enerji Programı
Çalıştığı Kurumlar		
	1997 – 1998	As Teknik Ltd.Şti
	1998 – 1999	Yıldız Teknik Üniversitesi Makine Muh. Öğrenci İşleri Bölüm Başkanlığı Öğrenci Asistanlık
	2000 – —	Alarko – Carrier Servis Departmanı Mak. Muh

**Y.C. YÜKSEKÖĞRETİM KURULU
DOKÜMANTASYON MERKEZİ**