

**EVAPORATİF KONDENSER TASARIMI, İMALATI VE DENEYSEL OLARAK
İNCELENMESİ**

Ahmet KARA

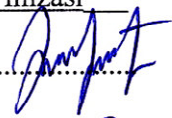
**Karabük Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Makine Eğitimi Anabilim Dalında
Bilim Uzmanlığı Tezi
Olarak Hazırlanmıştır**

KARABÜK

Şubat 2008

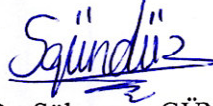
KABUL:

Ahmet KARA tarafından hazırlanan “EVAPORATİF KONDENSER TASARIMI, İMALATI VE DENEYSEL OLARAK İNCELENMESİ” başlıklı bu çalışma jürimiz tarafından değerlendirilerek, Karabük Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Eğitimi Anabilim Dalında Bilim Uzmanlığı Tezi olarak oybirliğiyle kabul edilmiştir. 21.01.2008

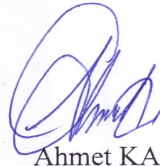
<u>Unvanı, Adı SOYADI (Kurumu)</u>	<u>İmzası</u>
Başkan: Yrd. Doç. Dr. Sezayi YILMAZ(KBÜ)	
Üye : Yrd. Doç Dr. Mustafa BOZ (KBÜ)	
Üye : Yrd. Doç Dr. Metin KAYA (KBÜ)	

ONAY:

Yukarıdaki imzaların, adı geçen öğretim üyelerine ait olduğunu onaylım. 21.01.2008


Doç. Dr. Süleyman GÜNDÜZ
Fen Bilimleri Enstitüsü Müdürü

“Bu tezdeki tüm bilgilerin akademik kurallara ve etik ilkelere uygun olarak elde edildiğini ve sunulduğunu; ayrıca bu kuralların ve ilkelerin gerektirdiği şekilde, bu çalışmadan kaynaklanmayan bütün atıfları yaptığımı beyan ederim.”



Ahmet KARA

ÖZET

Bilim Uzmanlığı Tezi

EVAPORATİF KONDENSER TASARIMI, İMALATI VE DENEYSEL OLARAK İNCELENMESİ

Ahmet KARA

**Karabük Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Makine Eğitimi Anabilim Dalı**

Tez Danışmanı, Yrd. Doç. Dr. Sezayi YILMAZ

Şubat 2008, 61 sayfa

Çalışmada, mekanik soğutma sistem kondenserlerinden hava soğutmalı ve evaporatif kondenserin hem duyulur hem de gizli ısı transferi yoluyla etkin ısı atılımı deneysel olarak incelenmiştir. Amaca yönelik evaporatif kondenser tasarlanarak, sistem hem hava soğutmalı, hem de evaporatif soğutmalı çalıştırılarak deneyler gerçekleştirilmiştir. Hava soğutmalı olarak çalışan sistemin kompresörü 1/4 HP, kondenseri ise 1/2 HP gücündedir, kompresör evaporatif sistemde de aynı kalmıştır ve sadece kondenserler değiştirilmiştir. Deneyler aynı sistem üzerinde, fakat farklı zamanlarda denge konumuna gelindikten sonra yapılmıştır. Deney verileri esas alınarak sistemin soğutma (COPS) ve ısıtma (COPI) tesir katsayı değerleri hesaplanmıştır. Isı atılım oranlarına göre sistemin soğutma (COPS) ve ısıtma (COPI) tesir katsayıları arasındaki ilişki yorumlanmıştır. Aynı şartlarda soğutma tesir katsayıları da 3,83'den 4,85'e yükseldiği gözlenmiştir.

Anahtar Kelimeler: mekanik soğutma sistemi, evaporatif kondenser, performans,

Bilim Kodu : 626.11.01

ABSTRACT

Master Science Thesis

DESIGN AND MANUFACTURE OF EVAPORATIVE CONDENSER AND ITS INVESTIGATE EXPERIMENTAL

Ahmet KARA

**Karabuk University
Graduate School of Natural and Applied Sciences
Department of Mechanical Education**

Thesis Advisor, Yrd. Doç. Dr. Sezayi YILMAZ

February 2008, 61 pages

In this study, the perceptible as well as the confidential heat of the air cooled and the evaporative mechanical cooled system condensers were investigated experimentally. For this purpose, the evaporative condenser was designed and the experiments were carrying out, the system was running with air cooling as well as evaporative cooling. The air cooled system has a 1/4 HP compressor and a 1/2 HP condenser. In the evaporative system, the compressor had remained the same but only the condensers were changed. Experiments were carried out on the same system but at the different durations and at the steady-state. The values of impact coefficient of system cooling (COPS) and the system heating (COPI) were calculated based on the experimental results. The according to energy consumption, the relationship between values of impact coefficient of system cooling (COPS) and the system heating (COPI) was annotated. The cooling impact coefficients were increased from 3,83 to 4,85 at the same conditions.

Key Words : Mechanic cooling system, evaporative condenser, performance

ABSTRACT (continued)

Science Code : 626.11.01

TEŞEKKÜR

Çalıőmama, okulumuzun tüm imkânlarını sunan tez danışmanım Karabük Meslek Yüksek Okulu Müdürü Yrd. Doç. Dr. Sezayi YILMAZ hocama, Öğr. Gör. Şafak ATAŐ, Öğr. Gör. Serkan KABAKULAK'A, Arő. Gör. Engin GEDİK'e, Neőe ÖRÜN'E, Ulaő MATİK'E ve NORMTEKNİK Ankara ofisinde çalışan Elek. ve Elekt. Müh. Ömür CAMGÖZ'E, Mak. Müh. Oktay SAĞLAM'A ve Asu Seda IŐIK'A desteklerinden dolayı teşekkür ederim. Ayrıca, bana bu günlere gelmemde her türlü maddi ve manevi desteklerini esirgemeyen ailem ve arkadaşlarıma da teşekkür ederim.

İÇİNDEKİLER

	<u>Sayfa</u>
ÖZET	v
ABSTRACT	vii
TEŞEKKÜR.....	ix
İÇİNDEKİLER	xi
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	xv
ÇİZELGELER DİZİNİ.....	xvii
EKLER DİZİNİ.....	xix
SİMGELER VE KISALTMALAR.....	xxi
BÖLÜM 1 GİRİŞ.....	1
1.1 SOĞUTMANIN TARİHÇESİ.....	1
1.2 ÇALIŞMANIN ÖNEMİ.....	3
1.3 ÇALIŞMANIN AMACI VE KAPSAMI	5
BÖLÜM 2 KONUYLA İLGİLİ YAPILAN ÇALIŞMALAR.....	7
BÖLÜM 3 SOĞUTMA SİSTEMLERİ.....	9
3.1 SOĞUTMA İLE İLGİLİ GENEL TANIMLAR	9
3.2 SOĞUTMA SİSTEMİNİN ÇALIŞMA PRENSİBİ	11
3.3 MEKANİK SOĞUTMA SİSTEMİ DEVRE ELEMANLARI VE ÖZELLİKLERİ.....	14
3.3.1 Kompresörler.....	14
3.3.1.1 Rotorlu Kompresörler.....	14
3.3.1.2 Pistonlu kompresörler.....	14
3.3.1.3 Vidalı kompresörler.....	15
3.3.1.4 Santrifüj kompresörler.....	15

İÇİNDEKİLER (devam ediyor)

	<u>Sayfa</u>
3.3.2 Genleşme Valfleri.....	15
3.3.2.1 Otomatik Genleşme Valfleri.....	15
3.3.2.2 Termostatik Genleşme Valfleri.....	16
3.3.3 Soğutucu Akışkanlar.....	16
3.3.4 Evaporatörler.....	18
3.3.5 Kılcal Boru.....	18
3.3.6 Kondenserler.....	19
3.3.6.1 Su soğutmalı kondenserler.....	19
3.3.6.2 Hava soğutmalı kondenserler.....	20
3.3.6.3 Evaporatif kondenserler.....	21
3.4 MEKANİK SOĞUTMA SİSTEMLERİ HESAPLAMALAR.....	23
3.4.1 Hava Soğutmalı Kondenserli Mekanik Soğutma Sistemi Hesabı.....	23
3.4.2 Evaporatif Kondenserli Mekanik Soğutma Sistemi Hesabı.....	27
BÖLÜM 4 MATERYAL VE METOTLAR.....	29
4.1 DENEY YERİNİN TANIMI VE ÖZELLİKLERİ.....	29
4.2 DENEY SİSTEMİNİN GENEL ÖZELLİKLERİ.....	29
4.3 EVAPORATİF TİP KONDENSERLİ MEKANİK SOĞUTMA SİSTEMİNİN ÇALIŞMASI.....	31
4.4 ÖLÇÜM, KAYIT VE KONTROL CİHAZLARI.....	32
4.4.1 Dijital Ölçüm Ve Kayıt Cihazı.....	34
4.4.2 Dijital Nem Ve Hız Ölçüm Cihazları.....	36
4.5 METOT.....	36
BÖLÜM 5 DENEYLERİN YAPILIŞI VE SONUÇLARI.....	39
5.1 DENEYLERİN YAPILIŞI.....	39
5.1.1 Sistemin Hava Soğutmalı Kondenserle Denenmesi.....	39
5.1.2 Sistemin Evaporatif Soğutmalı Kondenserle Denenmesi.....	44

İÇİNDEKİLER (devam ediyor)

	<u>Sayfa</u>
BÖLÜM 6 SONUÇ VE ÖNERİLER	51
KAYNAKLAR	53
EK AÇIKLAMALAR	55
ÖZGEÇMİŞ	61

ŞEKİLLER DİZİNİ

<u>No</u>		<u>Sayfa</u>
3.1	Mekanik (sıkıştırılmalı) soğutma sistemi	12
3.2	Mekanik soğutma sistemin alt basınç-entalpi (p – h) grafiği	13
3.3	İç içe çift borulu su soğutmalı tip kondenser.....	20
3.4	Hava soğutmalı kondenser.....	21
3.5	Evaporatif kondenserin soğutma tesisine bağlanması.....	22
3.6	Mekanik soğutma sistemin alt basınç-entalpi (p - h) grafiği	24
3.7	Psikometrik diyagram.....	25
4.1	Bağlantısı yapılmış deney sistemi	30
4.2	Sistem üzerinden deney için ölçüm alınan noktalar.....	33
4.3	Elimko E680 serisi cihaz	34
4.4	Cihaz bağlantı ayar kanalları	35
4.5	Elimko E680 cihazının ölçüm tablosu.....	35
4.6	Testo 435 serisi dijital hız ve sıcaklık ölçüm cihazı.....	36
5.1	Soğutucu akışkanın (R134a) evaporatör giriş ve çıkış sıcaklıklarının zamana bağlı değişimi.....	42
5.2	Soğutucu akışkanın (R134-a) kondenser giriş ve çıkış sıcaklıklarının zamana bağlı değişimi.....	43
5.3	Kondenser ve evaporatör hava çıkış sıcaklıklarının zamana bağlı değişimi	43
5.4	Soğutucu akışkanın (R134a) evaporatör giriş ve çıkış sıcaklıklarının zamana bağlı değişimi.....	48
5.5	Soğutucu akışkanın (R134-a) kondenser giriş ve çıkış sıcaklıklarının zamana bağlı değişimi.....	49
5.6	Kondenser ve evaporatör hava çıkış sıcaklıklarının zamana bağlı değişimi	49
5.7	Soğutucu akışkanın (R134a) hava soğutmalı ve evaporatif kondensere giriş ve çıkış sıcaklıklarının zamana bağlı değişimi.....	50

ÇİZELGELER DİZİNİ

<u>No</u>	<u>Sayfa</u>
3.1 Soğutucu akışkanların genel özellikleri.....	17
4.1 Mekanik soğutma sisteminin teknik özellikleri	31
4.2 Mekanik soğutma sistemi ölçüm aletlerinin teknik özellikleri	33
4.3 Elimko E680 cihazının detaylı teknik özellikleri	34
4.4 Testo 435 serisi dijital hız ve sıcaklık ölçüm cihazının detaylı teknik özellikleri ...	36
5.1 İlk deneyin ölçüm değerleri	40
5.2 İkinci deneyin ölçüm değerleri.....	44
6.1 Hava ve Evaporatif soğutmalı kondenserlerden alınan deney sonuçları	51

EKLER DİZİNİ

EK.I 1 No'lu deneyin R134a gazı log p-h diyagramında gösterilişi	56
EK.II 1 No'lu deneyin psikometrik diyagramında gösterilişi.....	57
EK.III 2 No'lu deneyin R134a gazı log p-h diyagramında gösterilişi	58
EK.IV 2 No'lu deneyin psikometrik diyagramında gösterilişi	59

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

%	: yüzde
cp	: özgül ısı kapasitesi (J / kg K)
h	: özgül entalpi (kJ / kg)
m	: kütleli debi (kg/ s)
p	: mutlak basınç (N/m ²)
Q	: ısı taşınım miktarı (W)
q	: birim kütlenin ısı taşımını (J/kg)
t	: sıcaklık (geçici) (°C)
T	: sıcaklık (mutlak) (K)
v	: özgül hacim (m ³ / kg)
V	: hacimsel debi (m / s)
w	: birim kütlenin iş taşımını (J / kg)
ρ	: özgül ağırlık (kg/m ³)
ϕ	: bağıl nem
T1	: kondenser giriş sıcaklığı
T2	: kondenser çıkış sıcaklığı
T3	: evaporatör giriş sıcaklığı
T4	: evaporatör çıkış sıcaklığı
T5	: kondenser çıkışındaki hava sıcaklığı
T6	: ortam sıcaklığı
r	: Yarıçap

KISALTMALAR

COP _s	: soğutma tesir katsayısı
COP ₁	: ısıtma tesir katsayısı
SEER	: Mevsimlik enerji verim oranı (Seasonal energy efficiency ratio)
ASHRE	: Isıtma, Soğutma ve İklimlendirme Amerikan Mühendisleri Derneği

BÖLÜM 1

GİRİŞ

Günümüzde fosil kökenli enerji kaynakları her geçen gün azalmakta, buna karşın teknolojinin gelişmesine paralel enerjiye talep her geçen gün artmaktadır. Bu talebin karşılanması için yeni ve yenilenebilir enerji kaynakları üzerinde çalışmalar yapılmaktadır.

Dünyada nüfusun hızla arttığı, teknolojinin hızla geliştiği ve bu gelişmelere paralel olarak enerji tüketimi de büyük bir artış olduğu görülmektedir. Günümüzde fosil kökenli enerji kaynaklarının sınırlı olması ve bu kaynakların gün geçtikçe azalması, enerji fiyatlarının sürekli artmasına neden olmaktadır. Ayrıca bu enerji kaynaklarının kullanımı çeşitli çevre problemlerinin oluşmasına neden olmaktadır. Bu yüzden araştırmacılar yeni araştırmalara ve çalışmalara yönelmektedir (Ayyıldız, 1996).

Günümüzde, dünya ülkelerinde sosyal ve ekonomik kalkınmanın en önemli unsuru olarak enerji tüketimi kabul edilmektedir. Kalkınmada, kişi başına harcanan enerji miktarının gelişmişlik seviyesinin bir göstergesi olması, dünyamızda enerjinin ve enerji hammaddelerinin önemi daha da arttırmaktadır. Günümüzde enerji ihtiyaçlarının karşılandığı birincil enerji kaynakları olan petrol, kömür, odun, doğalgaz ve hidrolik enerji tükenbilir nitelikte olup, hem çevreye zarar vermekte hem de maliyetleri oldukça yüksektir (Örün, 2006).

Özellikle 1974 yılında dünyada yaşanan enerji krizinden sonra başta, sanayileşmiş batı ülkeleri olmak üzere ülkeler, alternatif enerji kaynaklarından yararlanmanın yanı sıra, atık ısıların geri kazanılması için projeler üretmişler ve bu çalışmalar için özel fonlar kurmuşlardır.

1.1 SOĞUTMANIN TARİHÇESİ

Bir maddenin veya bir ortamın sıcaklığını, onu çevreleyen hacim sıcaklığının altına indirmek ve orada muhafaza etmek üzere ısısının alınması işlemine “ soğutma ” denir. En basit ve eski

soğutma şekli, soğuk yörelerde tabiatın meydana getirdiği buzları muhafaza edip bunları sıcak veya ısı alınmak istenen yerlere koyarak soğutma sağlanmasıdır. Kışın meydana gelen kar ve buzu muhafaza ederek sıcak mevsimlerde bunu soğutma maksatları için kullanma usulünün M.Ö. 1000 yıllarından beri uygulanmakta olduğu bilinmektedir. Bu uygulamanın bugün dahi yurdumuzun bazı yörelerinde geçerli ve kullanılan bir soğutma şekli olduğu görülmektedir.

İnsanın ilk ataları büyük ihtimalle soğukun buzun ve karın hem kendi vücutları hem de çevrelerindeki varlıklar (örneğin avladıkları hayvan eti) üzerindeki etkilerini biliyor ve gözlüyorlardı. Buna rağmen insanlar önce yaşamlarını devam ettirmek sonra da yalnız içeceklerini soğutmak için bu harika doğal soğutma imkânlarını kullanmalarına ait bilgilere Çin tarihinin başlarından önce rastlıyoruz. Ancak bu doğal soğutmanın başka kullanım şekilleri de geliştirilmiştir. Çinliler kışın buzu yazın kullanmak üzere toplayıp depolayarak saman veya kurutulmuş ot yığınları içinde saklamışlardır.

Yüz yıllar boyu doğal buz ve kar, soğutmanın tek vasıtası olmuştur. İlk Mısırlılar buharlaşmanın soğumaya yol açabileceğini keşfettiler. Böylece şaraplarını ve diğer sıvılarını gözenekli toprak kapların içine koymayı ve geceleyin soğuk esen rüzgâr buharlaşmaya yol açsın ve içeceklerini soğutsun diye çatılarda bekletmeyi öğrendiler. Bu soğutma şekli, gökyüzünün gece karanlıktaki sıcaklığının mutlak sıfır (-273 °C) derece seviyesinde olmasından ve ışıma (Radyasyon) yolu ile ısının gökyüzüne iletilmesinden yararlanılarak sağlanmaktadır. Ticari maksatla ilk büyük buz satışı 1806 yılında Frederic Tudor tarafından ve Antil Adaları'na 130 tonluk bir buz kütesini "Favorite" adlı bir tekneyle götürülmesi ile başlamıştır. Daha sonraları "buz kralı" adı ile tanınan bu şahıs, ilk macerasından 3500 dolar para kaybetmesine rağmen bu zararın tamamıyla depolama olanaklarının bulunmayışından meydana geldiğini, gerçekte ise buz işinde büyük kazançlar bulunduğunu görebilmiş ve buz ticaretine devam ederek 1850 yıllarında senede 150.000 tona ulaşan bir buz ticareti hacmi geliştirmiştir. 1864 de ise buz sattığı ülkeler arasında Antiller, İran, Hindistan, Güney Amerika ülkeleri bulunuyor ve gemilerinin uğradığı limanlarının sayısı 53'ü buluyordu. Tabiatın bahşettiği buz ile soğutma şeklinden 1880'lere kadar geniş ölçüde yararlanılmıştır.

Mekanik soğutma ile ilgili bilinen ilk patent 1790 yılında İngiliz Thomas Harris ile John Long'a aittir. 1810 yılında J. Leslie suyun buharlaşmasını sülfürik asit anhidridi kullanarak kolaylaştırdı. 1834 yılında da Amerikalı Jacob Perkins eter ile çalışan pistonlu bir soğutma

makinesinin patentini almıştır. Bu makine, bir emme basma tulumbaya benzer. Bir tıp doktoru olan John Gorrie (1803–1855) ilk defa, ticari gaye ile çalışan pistonlu bir soğutma makinesi yapmıştır (1844-Apalachicola, Florida, ABD).

Uygulama alanında ilk defa 1860 yılında Dr. James Harrison (Avustralya) üretim işlemi sırasında birayı soğutmak maksadıyla mekanik soğutmayı başarıyla kullanmıştır. Sistemde soğutucu akışkan olarak sülfürik eter kullanılmıştır. 1861’de Dr. Alexander Kirk kömür ısı ile çalışan ilk absorpsiyonlu soğutma aygıtını gerçekleştirmiştir. Mekanik soğutma vasıtasıyla buz imalinin ticari sahaya girmesi ise 1890 yıllarını bulmuştur. Klima sahasında büyük çapta ilk uygulama, 1904 yılında New York Ticaret Borsasına 450 ton/frigo’luk bir makine konularak gerçekleştirilmiştir. Konutlarda kullanılmak maksadıyla soğutucu (buzdolabı) yapımı 1910 yılında görülmeye başlandı. J. M.Larsen 1913’de elle çalışan böyle bir soğutucu (buzdolabı) yaptı. Otomatik olarak çalışan buzdolapları 1918’de Kelvinator Company tarafından imal edilmeye başlandı ve ilk yıl 67 dolap satıldı. 1918–1920 yılları arasında toplam 200 dolap yapılarak satıldı. Absorpsiyon prensibiyle çalışan otomatik bir buzdolabı da (Electrolux) 1927 yılında Amerika’da satışa çıktı (Özko, 1999).

1.2 ÇALIŞMANIN ÖNEMİ

Mekanik soğutma sistemlerinde kullanılan 3 ana tip kondenser vardır; hava soğutmalı, su soğutmalı ve evaporatif soğutmalı kondenserler. Düşük kapasiteli mekanik soğutma sistemlerinde hava soğutmalı kondenser kullanılır. Alüminyum levhalar ile hava akımı arasındaki ısı transferine bağlı olarak performansları değişmektedir. Bu durumda yüksek performans için yüksek hava debisine ihtiyaç duyulur. Hava soğutmalı kondenserlerin tercih nedenleri; basit ve anlaşılır olmaları, kuruluş ve işletme masraflarının düşüklüğü, bakım-işletme, servis kolaylığı ve her türlü soğutma uygulamasına uyabilecek yanıda olmalarıdır. Daha yüksek kapasiteli sistemlerde genellikle su soğutmalı kondenser kullanılır. Soğutucu akışkan ile su debisi arasındaki ısı transferine bağlı olarak performansları değişmektedir. Hava soğutmalı kondensere göre daha fazla ısı transferi yapabilme kapasitene sahiptirler. Temiz suyun bol miktarda, ucuz ve düşük sıcaklıklarda bulunabildiği yerlerde gerek kuruluş ve gerekse işletme masrafları yönünden en ekonomik kondenser tipi olarak kabul edilebilir. Büyük kapasitedeki soğutma sistemlerinde genellikle tek seçim olarak düşünülür. Su soğutmalı kondenserler de suyun sirkülasyonunu sağlayabilmek için hem bir pompaya hem de ısınan suyun soğutulmasına ihtiyaç duyulur. Suyun soğutulması içinde soğutma kulelerinden

faydalanılır. Mekanik soğutma sistemlerinde evaporatif soğutmalı kondenserler, ısı transferlerini arttırmak ve daha büyük kapasiteli sistemlerde performansı arttırmak için kullanılır. Evaporatif kondenserin en yaygın olarak kullanılan tasarımı; kondenser borularının üzerine eş zamanlı su pülverize ederken, diğer yandan hava akımına tabi tutulmak koşuluyla yüzey alanındaki ısı transferini arttırarak yapılır. Kondenser yüzeyinde buharlaşmayan su, bir haznede toplanarak, bir pompa vasıtasıyla pülverize kısmına tekrar geri pompalanır. Soğuma, kondenserde hava akımında suyun buharlaşmasıyla gerçekleşir. Suyun buharlaşmasıyla haznedeki su azalacağından şamandıra vasıtasıyla hazneye su ilavesi yapılır. Evaporatif kondenser uygulaması il su soğutmalı kondenserlerdeki aşırı su tüketimi ve hava soğutmalı kondenser için gerekli olan yüksek hava debisi de büyük ölçüde azaltılmış olur.

Y. Hwang, R. Radermacher, W. Kopko (2000) Diğer taraftan evaporatif kondenserin bazı dezavantajları vardır. Öncelikle bu, sadece soğutma sistemlerine uygulanabilir. Evaporatif kondenser de suyun donma ihtimalinden dolayı ısıtma modundaki ısı pompalarında işe yaramaz. Fakat mevsimden dolayı sistem kapatıldığında suyun otomatik olarak tahliyesi için kontrolörler konulabilir. İkinci olarak, eğer uygun biçimde sağlanmazsa, su havuzunda lejyonel gibi biyolojik sağlık tehlikesi ortaya çıkar. Su yosunu büyümesini önlemek için su işlemi gerekmektedir. Böyle bir sistemin bakımını yapmak isteyen veya bunu unutan ev sahipleri için bu, ıslak sistemlerin her zaman dezavantajlarından biri olmuştur. Fakat bu tip bir evaporatif kondenser için öylesine küçük bir su debisi (yaklaşık 0,003 kg/s) vardır ki bu, ünitenin bakımını arttırmada olumlu etkiye sahiptir.

Hava soğutmalı kondenser sadece duyulur ısı transferini kullanırken, evaporatif kondenser hava ile su arasında hem duyulur hem de gizli ısı transferini kullanır. Bundan dolayı evaporatif kondenser için ihtiyaç duyulan hava debisi hava soğutmalıdakinden daha azdır ve böylece mevcut tasarım için daha küçük bir fan ve motor kullanılabilir.

Y. Hwang, R. Radermacher, W. Kopko (2000) Evaporatif kondenserin en büyük avantajı, yoğunlaşma sıcaklığının hava soğutmalı bir kondenserinkinden daha düşük olmasıdır. Gizli ısı transferi, evaporatif kondenserin tüm ısı transfer katsayısını hava soğutmalı kondenserinkinin ötesinde yükselterek, evaporatif kondenser için daha fazla ısı transferi sağlar. Aynı miktar ısı transferindeki daha iyi ısı transfer katsayısı, daha küçük bir sıcaklık farkıyla sonuçlanır, Bu da evaporatif kondenserin daha düşük yoğunlaşma sıcaklığına sahip olmasına neden olur.

Evaporatif tip kondenserler soğutma amaçlı kullanıldığı gibi verimli su biriktirme cihazları olarak da kullanılırlar. Kondensere pülverize edilen su bir depo içerisinde birikir, bu depo içersine konulan bir serpantin vasıtasıyla kullanım suyu ısıtılır ve bir pompa aracılığıyla kullanım yerine gönderilir.

1.3 ÇALIŞMANIN AMACI VE KAPSAMI

Günlük yaşantımızda sürekli olarak kullanılan mekanik soğutma sistemlerinde enerji tasarrufu her geçen gün daha önem kazanmaktadır. Tüm imalatçı firmalar ürün tasarımlarında önemli nitelikler olarak yüksek verim, estetik ve enerji tüketimini esas almaktadırlar.

Çalışmada, mekanik soğutma sistemleri kondenserlerinde hem duyulur hem de gizli ısı transferi yoluyla etkin ısı atılımı sağlayan bir evaporatif kondenser tasarlanarak imal edilmesi, denenmesi, hava soğutmalı kondenserli sistem ile mukayese edilmesi ve deney sonuçlarının karşılaştırılarak sistemlerin soğutma (COP_S) ve ısıtma (COP_I) tesir katsayılarının hesaplanması ve deney sonuçlarının analiz edilmesi amaçlanmıştır.

Tasarlanan sistem hem hava soğutmalı, hem de Evaporatif soğutmalı olarak çalıştırılarak denenecektir. Hava soğutmalı olarak çalışan sistemin kompresörü 1/4 HP, kondenseri ise 1/2 HP gücündedir. Kompresör Evaporatif sistemde aynı kalacaktır. Sadece kondenserler değiştirilebilecektir. Sistemden soğutucu akışkan olarak R-134a kullanılacaktır. Deneyler aynı sistem üzerinde, fakat farklı zamanlarda sistem denge konumuna gelindikten sonra yapılacaktır. Sistemde, sıcaklık, hava hızı ve bağıl nem ölçümleri yapılarak kaydedilecektir.

Ölçüm değerlerinin okunmasında Elimko E-680 cihazından, bilgisayar ortamında kayıt edilmesinde de yine aynı firmanın hazırlamış olduğu paket programdan yararlanılacaktır.

Çalışmada amaca yönelik olarak;

- a) Literatüre göre değerlendirilmesini,
- b) Sistem hakkında ihtiyaç duyulan genel bilgilerin verilmesini,
- c) Deneysel olarak incelenmesini,
- d) Deney verimlerinin hesaplanmasını,

- e) Kondensere göre, çıkan ısı, güç, basınç, sıcaklık ve verim değerlerinin grafiksel olarak değerlendirilmesini,
- f) Deney olarak alınan sonuçların teorik olarak hesaplanan değerlerle karşılaştırılması ve sistemin soğutma (COP_S) ve ısıtma (COP_I) tesir katsayılarının belirlenmesini, kapsamaktadır.

BÖLÜM 2

KONUyla İLGİLİ YAPILAN ÇALIŞMALAR

Y. Hwang, R. Radermacher, W. Kopko (2000) Yerleşik ölçümlendirilmiş evaporatif kondenserin deneysel olarak değerlendirilmesi üzerine çalışmışlardır. Ayrık bir ısı pompası sistemi için yeni bir buharlaşmalı kondenserin performansı ile alışlagelen hava soğutmalı bir kondenserin performansı kıyaslanmıştır. Sistem, ASHRE 116'a göre belirlenmiş test koşullarını simüle edebilen çevresel kontrollü bir test odasında test edilmiştir. Soğutucu akışkan şarjı ve kılcal boru ölçüsü optimizasyon testleri HCFC-22 soğutucu akışkanı kullanarak yapılmıştır. Evaporatif kondenserin çark dönme hızı, performans katsayısını maksimum yapmak için deneysel olarak optimize edilmiştir. Bu optimum parametreleri kullanarak, durgun hal ve döngü performans testleri yapılmıştır. Deneysel sonuçlar göstermiştir ki evaporatif kondenser, hava soğutmalı kondensere göre % 1,8 ile % 8,1 arası daha yüksek bir kapasiteye, % 11,1 ile % 21,6 arası daha yüksek COP'a, % 14,5 daha yüksek SEER'E değerine sahip olduğunu belirlemiştir.

E. Yalçın (1992) Hava soğutmalı kanatlı-borulu kondenserin ve su soğutmalı yatay gövde-boru kondenserinin kapasitelerine etki eden parametrelerin araştırılması üzerine çalışma yapmıştır. Bu çalışmada, soğutma sistemlerinde kullanılan kondenserler hakkında bilgi verilmiş ve kondenserlerdeki yoğunlaşma olayı ana hatlarıyla açıklanmıştır.

Hava soğutmalı kanatlı borulu kondenserin toplam ısı transfer katsayısının, çeşitli hava hızları, kanat aralığı ve akışkan türüne bağlı olarak değişimi bilgisayar yardımıyla hesaplanmış ve grafikler halinde parametrelerin etkisi gösterilmiştir. Aynı işlemler, su soğutmalı yatay gövde-boru kondenseri için de yapılmıştır.

Sabit kanat aralıklarında, hava hızı arttıkça toplam ısı transfer katsayısı artmaktadır. Ancak 5 m/s 'nin üzerindeki hava hızları yüksek gürültüye neden olduğu için daha yüksek hızlarda çalıştırılması istenmez. Kanat aralığı büyük alındığında toplam ısı transfer katsayısı büyümektedir. 3 m/s'nin altındaki hava hızlarında bu durumun tersi meydana gelmektedir. 3

m/s'nin üzerindeki hava hızlarında ise toplam ısı transfer katsayısı artmaktadır. Tavsiye edilen hava hızları 3 – 4 m/s'lik hava hızlarıdır.

Kanat aralığını arttırıldığında kanat sayısı azalacağından buna bağılı olarak da ısı transfer yüzey alanı küçülecektir. Bu nedenle toplam ısı transfer katsayısı ile toplam ısı transfer alanının çarpımının sonucunu dikkate almak gerekir. Kapasiteyi etkileyen birinci faktör yüzey alanı olarak ortaya çıkmaktadır. Kanat aralığının 4 mm alınması durumunda kanat aralığı değeri en büyük değeri almaktadır. Kanat aralığı büyüdükçe bu çarpımın değeri küçülmektedir. Buradan, toplam ısı transfer katsayısının kapasite üzerindeki etkisi toplam ısı transfer alanının etkisinden daha azdır denilebilir.

Ö. Demirel (1999) Su soğutma grupları optimum seçimi üzerine çalışma yapmıştır. Bu çalışmada hava soğutmalı ve su soğutmalı kondenserler hakkında bilgiler vermiştir. İki sistem arasında farklılıkları ortaya koymuştur. Buna göre; hava soğutmalı gruplarda R22 yerine R134a kullanıldığında kapasitede yaklaşık olarak % 32 düşüş olduğu gözlemlenmiştir. Hava soğutmalı gruplarda yükseklik arttıkça kapasite düşmektedir. Bu verilere göre; su soğutmalı kondenserlerde hava soğutmalıya oranla yaklaşık olarak % 17 ila % 37 arasında daha az güç çektiğini tespit etmiştir.

BÖLÜM 3

SOĞUTMA SİSTEMLERİ

3.1 SOĞUTMA İLE İLGİLİ GENEL TANIMLAR

Soğutma: Bir maddenin veya bir ortamın sıcaklığını, onu çevreleyen hacim sıcaklığının altına indirmek ve orada muhafaza etmek üzere ısısının alınması işlemine “soğutma” denir. Soğutma tekniğinde en sık kullanılan terimler aşağıda açıklanmıştır.

Isı: İki sistem arasında (veya sistem ile çevresi arasında) sıcaklık farkından dolayı gerçekleşen enerji geçişidir. Diğer bir deyişle ısı bir moleküler harekettir. Isı, bir enerji türüdür. Bundan dolayı ölçü cihazlarıyla doğrudan olarak ölçülmesi mümkün değildir. Isının ölçü birimi olarak soğutmacılıkta kilo kalori (kcal) (+14.5 °C’deki 1 kg suyun sıcaklığını 1 °C arttırmak için ilave edilmesi gereken ısı miktarı) veya British Thermal Unit (BTU) (1 libre ağırlığındaki suyun sıcaklığını 1°Fahrenheit yükseltmek için ilave edilmesi gereken ısı) kullanılır. Son yıllarda Joule (J) ve kilojoule (kJ) ısı birimi daha yaygın şekilde kullanılmaktadır.

$$1\text{Joule} = 0.24\text{cal} \text{ ve } 1\text{BTU} = \frac{5^\circ\text{C}}{9^\circ\text{F}} \times 0.4536\text{kg/lbs} = 0.252\text{kcal} \text{ bağlantısı vardır.}$$

Sıcaklık: Sıcaklık bağıl bir değerdir ve maddenin ısı yoğunluğunu ifade eder. Genellikle bir referans noktasına göre, daha sıcak veya daha soğuk, şeklinde tarif edilir ve termometre ile ölçülür. Örneğin suyun atmosfer basıncı altındaki donma sıcaklığı 0°C ve 1,013 bar atmosfer basıncı altında kaynamaya başladığı sıcaklık 100°C olarak alınır. Soğutma tekniğinde en çok rastlanan sıcaklık birimleri Celcius (Santigrat, °C), Fahrenheit (°F) ve Kelvin (°K)dır. Aralarındaki ilişki;

$$^\circ\text{F} = 9/5^\circ\text{C} + 32 \text{ ve } ^\circ\text{K} = 273.15 + ^\circ\text{C} \text{ şeklindedir.}$$

Özgül Ağırlık (Yoğunluk): Bir cismin birim hacminin kütlesi olup en çok rastlanan birimi (kg/dm³, m³/ kg, g/cm³, ton/m³) dür.

$$\text{Özgül Ağırlık } (\rho) \text{ (kg/m}^3\text{)} = (\text{Ağırlık/Hacim}) * \rho$$

Özgül Hacim: Bir cismin birim kütlesinin hacmidir ve daha çok gazlar, buharlar ve hava için kullanılır. Birimi (m³/kg) dır.

$$\text{Özgül Hacim } (v) \text{ (m}^3\text{/kg)} = (\text{Hacim/Ağırlık}) * v$$

Basınç: Birim yüzeye dik gelen ağırlık kuvvetidir. Ağırlık veya kuvvet birimi kilogram (kg) olarak ve birim yüzey metrekare (m²) alınırsa basınç kg/m² olacaktır. Soğutma tekniğinde ise daha çok bir santimetre kareye gelen kg kuvvet miktarı kullanılır ve kg/cm² olarak tanımlanır. Bu aynı zamanda Teknik Atmosfer (at) diye de tanımlanır. Son yıllarda Pascal (Pa) ve kilopascal (kPa) basınç birimleri kullanılmaktadır. 1kPa= 0.0102at' dir.

Genellikle basınç ölçümü atmosfer üzerindeki havanın basıncı sıfır alınarak yapılır. Bu manometre basıncı veya efektif basınç şeklinde adlandırılır (Pmutlak = Patm + Pefektif). Atmosfer basıncı normal şartlarda ve deniz seviyesinde 1,033 kg/cm² olup (mutlak basınç, ata = manometre basıncı, atm + 1,033) olacaktır. Atmosfer basıncının altındaki basınçlara negatif efektif basınç veya vakum adı verilmektedir. Metrik birim sisteminde efektif basınç genellikle milimetre civa sütunu (mmHg) birimiyle gösterilir.

Isınma Isısı (Özgül ısı): Birim ağırlıktaki bir kütlenin sıcaklığının 1°C arttırmak için ilave edilmesi gereken, kcal veya kJ cinsinden ısı miktarıdır. Gazlar için ise birim ağırlık (kg) veya birim hacim (m³) kullanılmaktadır ve özgül ısı sabit basınç (cp) veya sabit hacim (cv) altında bulunma durumuna göre birbirinden farklıdır.

Güç: Birim zamanda yapılan iş miktarını ifade eder. Örneğin 1 Beygir gücü (HP), saniyede 75 kilogram metre iş yapabilen bir güç'ü belirtir.

$$1 \text{ Beygir gücü (HP)} = 745 \text{ Watt} = 0,745 \text{ kWatt' dır.}$$

Entalpi: İzafi bir değer olup bir sıvı veya gaz kütlesinin birim ağırlığının termodinamik gücünü ifade eder ve iç enerji (u) ile sıkıştırma ve akış enerjisinin toplamıdır.

$h = u + Pv$ olup, metrik sistemde birimi “kcal/kg veya kJ/kg” dır.

Entropi: İzafi bir termodinamik değerdir ve sıvı veya gaz kütlesinin enerjisinin belirli şartlar altında yararlanılabilirliğini ifade eder. Entropideki artış, yararlanılabilir enerji oranının azaldığını gösterir.

Matematiksel olarak, $\Delta S = S_2 - S_1 = \int_1^2 dQ/T$ (kcal/°K veya kJ/°K) şeklinde ifade edilir.

Soğutucu Akışkan: Isıyı, buharlaşmayla ya da sıvı halden buhar hale kaynatarak soğutan ve buhar halden sıvı hale yoğunlaşarak geri bırakan kimyasal bileşimlerdir.

Doyma Sıcaklığı: Verilen basınçta saf maddenin kaynamaya başladığı sıcaklık değeridir.

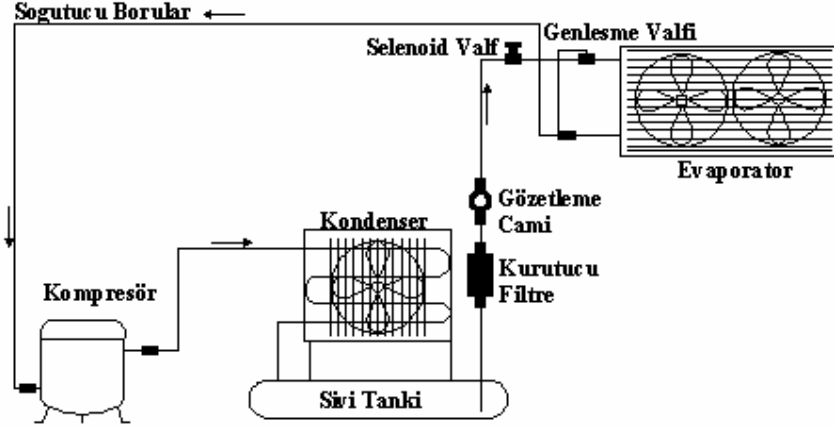
Doyma Basıncı: Verilen bir sıcaklıkta, saf maddenin kaynamaya başladığı basınç olarak tanımlanır. 100 °C 'de suyun doyma basıncı 101,325 kPa olur.

Yoğuşma Sıcaklığı: Buhar halindeki bir sıvının buhar olarak kalabilmesi için duyulur sıcaklığın yoğuşma sıcaklığından yüksek olması gerekir. Eğer buhardan, duyulur sıcaklığın yoğuşma sıcaklığının altına düşmeye başlayacağı noktaya kadar ısı enerjisi çekilirse, buhar yoğunlaşarak sıvılaşır.

3.2 MEKANİK SOĞUTMA SİSTEMİNİN ÇALIŞMA PRENSİBİ

Şekil 3.1’de mekanik (sıkıştırılmalı) soğutma sistemi ve bu sisteme ait soğutma çevrimi de Şekil 3.2’de görülmektedir. Sistem çalışmaya başladıktan sonra soğutucu akışkan evaporatörden ısı çekerek sıvı halden buhar hale geçer. Kompresör tarafından emilen buhar halindeki soğutucu akışkan, yine kompresör tarafından sıcaklık ve basıncının yükseltildiği sıkıştırma sürecinde kondensere basılır. Kondensere gelen soğutucu akışkan, ısısının büyük kısmını kondenserden dış ortama bırakır ve faz değişimi gerçekleşerek burada yoğunlaşarak sıvılaşır. Soğutucu akışkan kondenserden sıvı halinde çıktıktan sonra, evaporatöre girmeden önce bir sıvı deposunda

(receiver) depolanır veya doğrudan genişleme elemanı üzerinden evaporatöre girer. Bu nokta ani basınç düşümünün gerçekleştirildiği, yani sıvı haldeki soğutucu akışkanın düşük basınçta buharlaştırıldığı genişleme çevrimidir. Genleşme, evaporatörün bütün bölümünde devam eder ve buharlaşma gizli ısı da bu ortamdan çekilir. Böylece soğutma işinin gerçekleştirildiği soğutma çevrimi gerçekleşmiş olur.

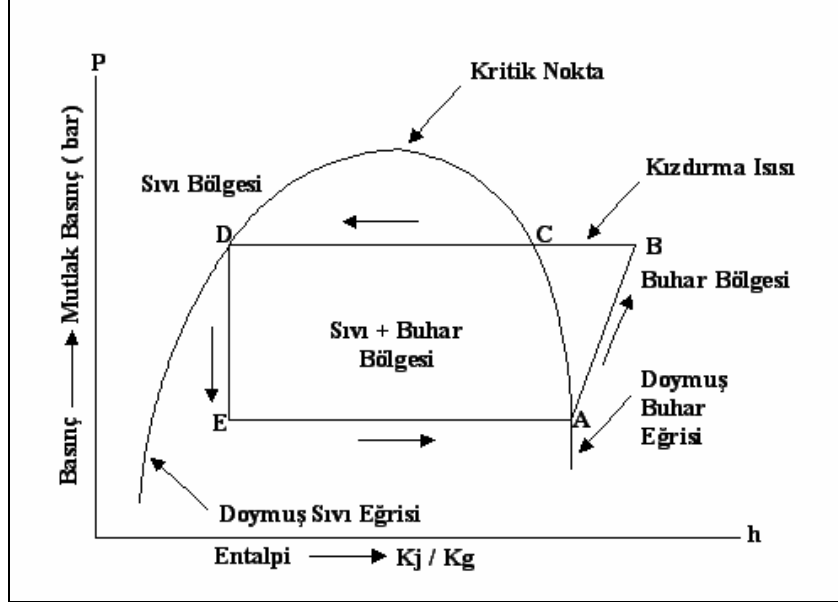


Şekil 3.1 Mekanik (sıkıştırılmalı) soğutma sistemi (Özkol, 1999).

Evaporatör önüne takılan genişleme valfinden evaporatöre giren sıvı haldeki soğutucu akışkan, o anki sıcaklığına bağlı olarak bir entalpiye sahip olacaktır. Evaporatör'ü terk eden buhar haldeki soğutucu akışkanın da aynı şekilde sıcaklığına bağlı olan bir entalpisi olacaktır. Bu iki entalpi arasındaki fark, soğutucu akışkanın her kilogramının evaporatörden geçerken aldığı ısı miktarıdır. Evaporatörden alınan bu ısı sistemin veya sistemdeki soğutucunun soğutma etkisi olarak ifade edilir. Çevrime ait soğutma etkisinin ve soğutucu akışkanın çeşitli şartlardaki özelliklerinin matematiksel olarak ifade edildiği çeşitli grafikler kullanılır. Bunlardan en çok kullanılanı basınç-entalpi ($p - h$) grafikleridir. Entalpi grafiklerinden yararlanarak soğutma sisteminde, soğutucu akışkana iletilen mekanik enerjinin ısı eşdeğerini, soğutulan ortamdan çekilen ısı miktarını, sıkıştırma süreci sonundaki sıcaklığı ve özgül hacmi bulmak mümkündür.

$P-h$ grafiğinde kritik noktanın sol tarafındaki eğri doymuş sıvı eğrisi, sağ tarafındaki eğri doymuş buhar eğrisidir. Doymuş sıvı eğrisinin sol tarafı aşırı soğutulmuş sıvı bölgesi, doymuş buhar eğrisinin sağ tarafındaki alan ise kızdırılmış buhar bölgesi olarak isimlendirilir. İki eğrinin arasındaki bölgede soğutucu akışkanın belirli oranlardaki sıvı ve buhar fazları vardır. Bu oran, soğutucu akışkanın farklı noktadaki basınç ve sıcaklığına bağlı olarak değişir. Doymunluk eğrisi

üzerinde gösterilen kritik nokta, sabit sıcaklıkta tutularak sıkıştırılan buhar haldeki soğutucu akışkanın, tamamen sıvı hale geçtiği noktayı ifade eder.



Şekil 3.2 Mekanik soğutma sistemin alt basınç-entalpi (p – h) grafiği (Sayar, 2004).

A-B Sıkıştırma, B-C Kızdırma ısı, C-D Yoğuşma, D-E Genleşme, E-A Buharlaşma

Şekil 3,2' de görülen soğutma çevrimi (p – h) sistemi üzerinde aşağıdaki gibi açıklanabilir;

A-B buhar haldeki soğutucu akışkanın kompresörde sıkıştırılarak sıcaklık ve basıncının arttığı sıkıştırma çevrimini göstermektedir. B-C kızgın buhar haldeki soğutucu akışkanın kızdırma ısını, sabit basınçta kondenserden dış ortama bırakarak doymuş buhar eğrisi üzerine geldiği safhayı ifade eder. C-D doymuş buhar haldeki soğutucu akışkanın yoğuştuğu safhayı, yoğuşma çevrimini ifade eder. D-E sıvı haldeki soğutucu akışkanın genişleme valfinden ani basınç düşümü yaparak düşük basınçta genişlediği safhayı, yani genişleme çevrimini ifade etmektedir. E-A Buharlaşma çevriminin (sıvıdan, buhara) gerçekleştirildiği bu safhada buharlaşma gizli ısı kadar evaporatörden ısı çekilir. Çekilen bu ısı, soğutma çevriminin veya soğutma işinin gerçekleştirildiği entalpi değişimi kadardır (Sayar, 2004).

3.3 MEKANİK SOĞUTMA SİSTEMİ DEVRE ELEMANLARI VE ÖZELLİKLERİ

Meknik soğutma sistemlerinde kullanılan devre elemanları ve özellikleri aşağıda açıklanmıştır.

3.3.1 Kompresörler

Soğutma kompresörünün sistemdeki görevi; (a) Buharlaştırıcı-Soğutucu ısı ile yüklü soğutucu akışkanı buradan uzaklaştırmak ve böylece arkadan gelen ısı yüklenmemiş akışkana yer temin ederek akışın sürekliliğini sağlamak (b) Buhar haldeki soğutucu akışkanın basıncını kondenserdeki yoğuşma sıcaklığının karşıtı olan seviyeye çıkarmaktır. Kompresörler, soğutma devrelerinde evaporatör de bulunan alçak basınç ve buhar halindeki soğutucu akışkanı emerek ve sıkıştırarak daha yüksek basınçta olan kondensere gönderen makinelerdir.

Kompresörler genellikle 4 ana sınıfta sınıflandırılır.

3.3.1.1 Rotorlu Kompresörler

Bir rotora sahip silindirik gövdeden oluşan bir kompresördür. Rotor üzerinde gövde içine temas eden hareketli kanatçıklar mevcuttur. Rotor gövde içine eksenden kaçık yerleştirildiğinden dönme hareketi sonucunda soğutucu akışkan buharı genişleyen hacimden emilir, daralan hacimden sıkıştırılır. Büyük kompresörler ondan fazla kanata sahiptir. Bu kompresörler büyük tesisler için (booster) ve küçük ev tipi soğutucu ve klima uygulamalarında kullanılmaktadır. Bu tip cihazlar ekovat adı verilen sızdırmaz bir kap içinde elektrik motoru ile birlikte kullanılır. Yağ değıştirme ve benzeri bakım işlemlerine ihtiyaç yoktur.

3.3.1.2 Pistonlu Kompresörler

Bu tip kompresörlerde bir silindir içerisinde gidip gelme hareketi yapan bir pistonla sıkıştırma işlemini yapan tahrik motorunun dönme hareketi bir krank-mili sistemi ile doğrusal harekete çevrilir. Kompresör gövdesi, silindir başlığı, pistonlar, piston kolları ve ana (krank) mili cıvatalarla birleştirilmiştir. Kompresör ana milin ucundan ayrı bir elektrik motoru ile tahrik

edilir. Bu tip kompresörler temel yapıları bakımından olduğu kadar çalışma özellikleri bakımından da büyük değişiklikler gösterirler.

3.3.1.3 Vidalı Kompresörler

Vida dişine benzeyen ikiz çalışan helisel rotor grubuna sahip bir kompresör tipidir. Vidalardan biri loblara (diş çıkıntısı), diğeri ise lob boşluklarına sahiptir. Vidalı kompresörlerde, dişleri birbirini saran iki sonsuz vidadan biri motora bağlıdır ve diğeri hareket ettirerek gaz sıkıştırılır. Emme deliği açıkken rotorların dönmesiyle gaz emilir ve emilen gaz vidalar arasındaki gittikçe daralan boşluğu, rotor boyunca doldurduktan sonra emme deliğiyle kapatılır. Rotorlar dönmeye devam ederek aradaki gazı sıkıştırır. Bunu takiben basma deliği açılır ve sıkıştırılmış gaz, dişler arasındaki boşluk sıfıra inmek suretiyle basılır. Böylece bunlarda da diğerlerinde olduğu gibi emme, sıkıştırma ve basma periyotları tamamlanmış olur.

3.3.1.4 Santrifüj Kompresörler

Santrifüj kompresörlerin diğer tip kompresörlerden farkı pozitif sıkıştırma işlemi yerine, santrifüj kuvvetlerden yararlanarak sıkıştırma işlemi yapmasıdır. Santrifüj kompresörler genellikle büyük kapasiteli soğutma sistemlerinde kullanılır. Santrifüj kuvvetlerin büyüklüğü hızların karesi ile doğru orantılı olduğundan giriş-çıkış basıncı farklarının artırılması devirin artırılması ile veya rotor çapının büyütülmesi ile veyahut ta kademe sayısı artırılarak sağlanabilir.

3.3.2 Genleşme Valfleri

Genleşme valfleri aslında birer basınç düşürücü olup pratikte, otomatik ve termostatik olmak üzere iki tip genleşme valfi kullanılır. Ev tipi buzdolabı ve derin dondurucular gibi küçük soğutma kapasitelerinde genleşme valfi yerine kılcal (kapiler) boru kullanılır. Bu boruların iç çapları soğutma yüküne bağlı olarak 0,8–1,3 mm arasında değişir, boyları ise buharlaştırıcı basıncına göre ayarlanır.

3.3.2.1 Otomatik Genleşme Valfleri

Bu tip genleşme valfleri sadece ayar edilen belirli bir buharlaşma basıncını sabit tuttuğundan büyük tesisler için uygun değildir. Soğutma yükünde ani değişiklikler meydana geldiği zaman otomatik genişleme valfi ters çalışır. Ani soğutma yükü buharlaştırıcıda sıcaklığın ve basıncın yükselmesine sebep olur. Bu durumda genleşme valfi kapanarak buharlaştırıcıya gereken soğutucu akışkanın gelmesini önler. Bunu önlemek için ayar vidası elle müdahale edilerek gevşetilir ve üst yayın gerilimi azaltılır.

3.3.2.2 Termostatik Genleşme Valfleri

Bu valfler konstrüksiyon bakımından otomatik genleşme valflerine benzer, ancak bunlarda diyaframa Po basıncından başka, sıcaklık hissedici sistemin meydana getirdiği Ph basıncıda etki eder. Termostatik genleşme valfi ayar kabiliyeti bakımından otomatik genleşme valfine göre daha üstündür. Soğutma yükündeki artışa göre soğutucu akışkanın debisini devamlı olarak ayarlamak mümkün olur. Ayrıca termostatik valfte kızma derecesine ayarlayarak buharlaştırıcı çıkışında soğutucu akışkanın bir miktar kızdırılması sağlanabilir. Çok düşük kızma derecesinde, kompresör durduğu zaman genleşme valfinin tam kapanması güçleşebilir. Bu durumda sisteme genleşme valfinden önce bir manyetik valf monte etmek gerekir. Kompresörü tahrik eden elektrik motorunun akımı kesilince, manyetik valf de kapanır.

3.3.3 Soğutucu Akışkanlar

Sistemde çevrim boyunca dolaşacak olan iş gören akışkana ihtiyaç vardır. Bu akışkana soğutucu akışkan denir. Bir soğutma çevriminde ısının bir ortamdan alınıp başka bir ortama nakledilmesinde ara madde olarak yararlanılan soğutucu akışkanlar ısı alış – verişini genellikle sıvı halden buhar haline (soğutucu – evaporatör devresinde) ve buhar halden sıvı hale (yoğuşturucu – kondenser devresi) dönüşerek sağlarlar. Bu faz değişimleri, mekanik buhar sıkıştırılmalı ve absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde görülürken, hava gibi bir akışkan kullanan gaz soğutma çevrimlerinde görülmez. Bir soğutma cihazının tasarımı, Çizelge 3.1’de seçilen soğutucu akışkanın özelliklerine bağlı yapılıdır.

Soğutucu akışkan seçiminde, bu akışkanlardan istenen termodinamik özelliklerin gerçekleşmesi de sağlanmalıdır. Bir soğutma sisteminde, buharlaştırıcı basıncının mümkün

olduğu kadar yüksek, yoğuşma basıncının ise de mümkün olduğu kadar düşük olması istenir. Buharlaştırıcı basıncının yüksek olması, buhar yoğunluğunu arttırdığından, verilen bir kompresör için daha büyük sistem kapasitesine ulaşılabilir. Bununla beraber, yoğuşurucu basıncının düşük tutulması, özellikle kritik basınca yakın olması durumlarında, soğutma sisteminin verimi azalır. Soğutucu akışkanların gizli buharlaşma ısıları, diğer önemli bir özelliktir. Moleküler açıdan, benzer kaynama noktalarına sahip akışkanların gizli buharlaşma ısıları hemen hemen bir birinin aynısıdır. Kompresörler gaz hacmine göre çalıştırdıklarından, benzer kaynama noktalarına sahip soğutucu akışkanlar, verilen bir kompresör için benzer kapasitelere sahiptirler.

Çizelge3.1 Soğutucu akışkanların genel özellikleri (Beşer, 1997).

Soğutucu akışkan	Mol ağırlığı kg/kmol	Kaynama sıcaklığı °C	Kritik sıcak. °C	Kritik basınç bar	TLV ppm	FL %	Delta MJ/kg	ODP 1	GWP 100 yıllık
R 11	137,37	-23,08	198	44,1	1000	0	0,9	1	3400
R 12	120,91	-29,8	11,8	41,1	1000	0	-0,8	1	7100
R 13	104,46	-81,4	28,8	38,7	1000	0	-3	-	-
R 22	86,47	-40,8	96,2	49,9	1000	0	2,2	0,055	1600
R 23	70,01	-82,1	24,3	4,87	1000	0	-12,5	0	12100
R 32	52,02	-51,7	78,2	5,8	1000	14	9,4	0	580
R 113	187,38	47,6	214,1	3,44	1000	0	0,1	0,8	5000
R 114	170,92	3,8	145,7	32,5	1000	0	-3,1	0,8	7000
R 115	154,47	-39,1	79,9	3,15	1000	0	-2,1	0,6	9300
R 123	152,93	27,9	183,8	36,7	10-100	0	2,1	0,02	90
R 125	120,02	-48,1	66,3	3,63	1000	0	-1,5	0	3200
R 134a	102,03	-26,1	101,1	40,6	1000	0	4,2	0	1200
R 141b	116,95	32,0	204,7		500	7,4	8,6	0,11	590
R 143a	100,04	-24,1	104,9	3,59	1000	7,4	10,3	0	360
R 152a	66,05	-24	113,3	4,52	1000	4,8	16,9	0	150
R 290	44,10	-42,1	96,8	42,6	1000	2,1	50,3	0	3

3.3.4 Evaporatörler

Bir soğutma sisteminde evaporatör sıvı soğutucu akışkanın alçak basınçta buharlaştırıldığı ve bu sırada bulunduğu ortamdan ısı alarak soğutma işini gerçekleştiren cihazlardır. Diğer bir ifadeyle evaporatör, ısının maddeden çekildiği kısımdır. Kondenserden çıkan soğutucu akışkan sıvı deposundan geçerek veya direkt genişleme valfi, kılcal boru veya benzer bir basınç düşürücü elamanda adyabatik olarak genişledikten sonra evaporatöre sıvı-buhar karışımı şeklinde giren soğutucu akışkan ısıyı maddeden (havadan, sıvıdan veya katıdan) çeker. Evaporatör de ısı alarak kaynamaya başlayan ve buharlaşan soğutucu akışkana, emiş tarafına geçmeden önce bir miktar daha ısı verilmesi ve 3–8 °C arasında kızgınlık verilerek kızgın buhar durumuna gelmesinin birçok faydaları vardır. Bunların en başında, sıvı soğutucu akışkanın kompresöre ulaşması kompresöre büyük zarar verebilmesi gösterilebilir. Sıvı ayırıştırıcı tankta (akümülatör) biriken sıvı soğutucu akışkan tekrar evaporatöre geri gönderilir ve soğutma işleminde yararlanır. Evaporatörlerin hepsinde de soğutucu akışkan basıncı, kondenser tarafındaki basınca oranla çok daha düşüktür. Bu nedenle, evaporatör tarafına sistemin alçak basınç tarafı adı verilir.

Evaporatör tipleri, uygulamanın özelliklerine göre 3 ana grupta toplanabilir;

- a) Gaz haldeki maddeleri soğutmak için kullanılan evaporatörler (genellikle hava)
- b) Sıvı haldeki maddeleri soğutucu evaporatörler (su, salamura, kimyasal akışkanlar vs.)
- c) Katı maddeleri soğutucu evaporatörler (buz, buz paten sahası vs.) (Sayar 2004).

3.3.5 Kılcal Boru

Kılcal boru, soğutma sisteminde yüksek basınç tarafından alçak basınç tarafına yeterli basınç düşümü sağlamak için kullanılan küçük çaplı (\emptyset 0,76–2,16 mm arasında değişen) bakır borudur.

Kılcal boru çapı küçük ve boyu gerektiği şekilde uzun tutulmuş bir boru olup akışkanın geçişini sınırlayarak basıncını düşürmektedir. Kılcal boru iç çapı ile boyu, kullanılacağı soğutucu akışkanın türüne, soğutma kapasitesine ve çalışma sıcaklık şartlarına göre değişmektedir. Soğutucu akışkanın en büyük basınç düşümü kılcal borunun son kısmında ve sıvı kısmen buharlaşmaya başladığında meydana gelmektedir.

Kılcal boru. kondenserin çıkış ile evaporatörün girişi arasına evaporatöre yakın yere bağlanır. Bu bağlantının kondenser çıkış tarafına bir soğutkan filtre-kurutucusu konulması faydalıdır. Filtre kurutucunun konması soğutucu akışkanda olabilecek pislik ve su buharının kılcal boru ucunda donmasını veya kılcal borunun tıkanması önlenir.

3.3.6 Kondenserler

Kondenserin bir soğutma tesisi içindeki görevi, kompresörde sıkıştırılmak suretiyle yüksek basınca çıkarılmış olan sıcak gazın yoğuşma ısını çekerek soğutucu akışkanın sıvılaşmasını sağlamaktır. Böylece, soğutkan sıvı hale gelerek basınçlandırılır ve tekrar genişletilerek evaporatörden ısı alacak duruma getirilir.

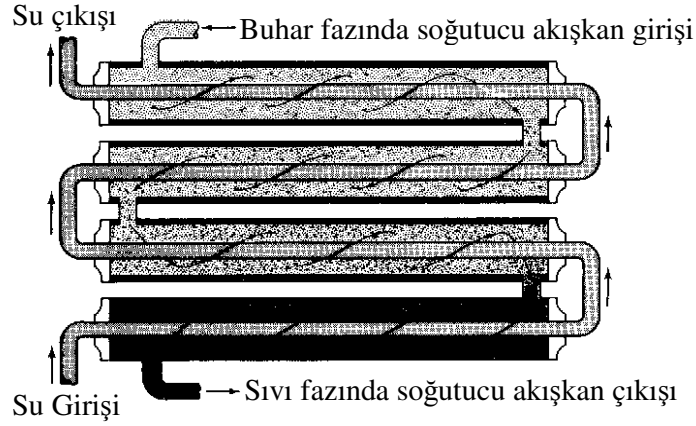
Genel olarak 3 değişik tip kondenser mevcuttur. Bunlar;

- 1) Su soğutmalı kondenserler,
- 2) Hava ile soğutmalı kondenserler,
- 3) Evaporatif kondenserler.

3.3.6.1 Su Soğutmalı Kondenserler

Soğutma çevriminde soğutucu buharının su ile soğutularak yoğuşmasının sağlandığı kondenser türüne su soğutmalı kondenser adı verilir. Şekil 3.3'de iç içe çift borulu su soğutmalı kondenser örnek olarak verilmiştir. Bu kondenserler, çoğunlukla temiz suyun bol olduğu, ucuz ve düşük sıcaklıklarda bulunabildiği yerlerde gerek kuruluş ve gerekse işletme masrafları yönünden en ekonomik kondenser tipi olarak kabul edilebilir. Büyük kapasitedeki soğutma sistemlerinde genellikle tercih edilirler.

Su soğutmalı kondenserlerin dizaynı ve uygulamasında boru malzemesinin ısıl geçirgenliği, kullanılan suyun kirlenme katsayısı, kanatlı boru kullanıldığında kanat verimi su devresinin basınç kaybı, soğutucu akışkanın aşırı soğutulmasının seviyesi gibi hususlar göz önünde bulundurulur.



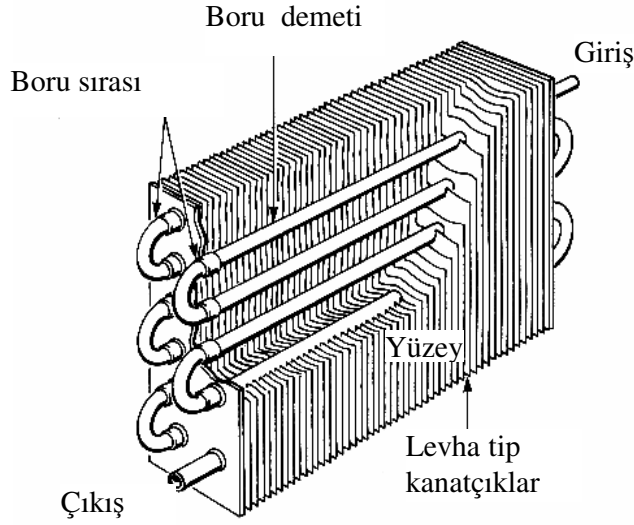
Şekil 3.3 İç içe çift borulu su soğutmalı tip kondenser (Özkol, 1999).

Kondenserin seçiminde suyun basınç düşümü 5–7 mSS seviyesini aşmamalıdır. Aksi takdirde güç sarfı artacak ve kondenserin su devresi basınç kaybı, kondenser borularındaki su geçiş hızına, su debisine, boru çapına, boru boyuna, kondenserde suyun gidiş-dönüş sayısına, suyun sıcaklığına göre değişecektir.

Kondensere gönderilen suyun miktarı, giren su sıcaklığı ile çıkan su sıcaklığı ölçülerek ayarlanır. Ölçülen iki değer arasındaki sıcaklık farkı 3° C ile 6° C arasında ise su miktarı normaldir. (Sayar 2004).

3.3.6.2 Hava Soğutmalı Kondenserler

Soğutma çevriminde, soğutucu akışkan buharının hava ile soğutularak yoğuşmasının sağlandığı kondenser tipine, hava soğutmalı kondenser adı verilir. Soğutucu akışkan buharı, evaporatör ve kompresörden aldığı ısıyı, yüksek basınç ve sıcaklıkta kondenser yüzeyinden havaya verir. Hava soğutmalı kondenserler 1 HP kapasiteye kadar kullanılırlar. Bu kondenserlerin tercih nedenleri; basit oluşları, kuruluş ve işletme masraflarının düşüklüğü, bakım-tamirlerinin kolaylığı şeklinde sıralanabilir. Ayrıca her türlü soğutma sistemine uyabilecek karakterdedir. Genellikle ev tipi ve ticari soğutucular, soğuk odalar, pencere tipi klima cihazları başlıca uygulama alanlarıdır. Şekil 3.4’da hava soğutmalı kondenser kesiti görülmektedir.



Şekil 3.4 Hava soğutmalı kondenser (Özkol, 1999).

Hava soğutmalı kondenserlerde de ısı transferi 3 safhada oluşur, bunlar

- a) Kızgınlığın alınması,
- b) Soğutkanın yoğunlaşması,
- c) Aşırı soğutma.

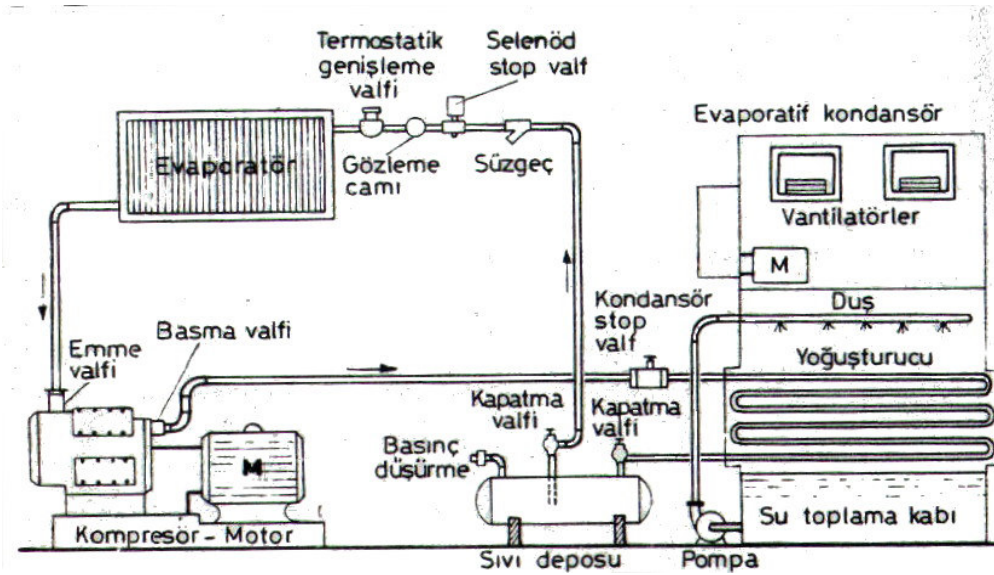
Kondenserin alanının takriben % 85 yoğuşurma olayına hizmet eder. % 5 civarında bir alan kızgınlığın alınmasına ve % 10 ise aşırı soğutma hizmet eder. Bu üç değişik ısı transferi şekline bağlı olarak kondenserdeki ısı geçirme katsayıları ile sıcaklık aralıkları da farklı olacaktır. Kızgınlığın alınması safhasındaki ortalama sıcaklık aralığının fazlalığına karşı daha düşük bir ısı transfer katsayısı olacaktır. Aşırı soğutma sırasında bunun tersine 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.

3.3.6.3 Evaporatif Kondenserler

Soğutma çevriminde soğutucu akışkan buharının, su ile havanın birlikte kullanılarak soğutulup yoğuşmasının sağlandığı kondenser türüne evaporatif kondenser adı verilir. Çevre

sıcaklığının, hava soğutmalı bir kondenserle yeterli yoğuşma sıcaklığı elde edilemeyen yerlerde bu tip kondensere başvurulur. Şekil 3.5’de evaporatif tip kondenserin soğutma tesisine bağlanması gösterilir.

Evaporatif tip kondenselerde, ısının soğutucu buhardan kondenser serpantini içinden çekilmesi amacıyla, su ve havanın birlikte kullanımı yer almaktadır. Bu ünite; buharın ve içinde bulunduğu serpantinin ısı, serpantin dış yüzeyini nemlendirerek suya, sonra suyun buharlaşmasıyla da havaya transfer edilerek iki transfer gerçekleşmiş olur.



Şekil 3.5 Evaporatif kondenserin soğutma tesisine bağlanması (Aybers, 1992).

Bu kondenselerde hem hava soğutmalı hem de su soğutmalı kondenselerin bazı özelliklerine sahiptir. Evaporatif kondenserde, ısı serpantinden, suyun buharlaşması yoluyla soğutulur. Hem hava soğutmalı hem de su soğutmalı kondenselerde buharlaşma olmaz. Çalışma sırasında su, kondenserin alt seviyesinde bulunan su toplama haznesinden su devamlı şekilde bir pompa ile alınıp soğutma serpantin üst tarafında bulunan memelerden püskürtülür. Bu suyun takriben % 3-5 buharlaşarak (6 ila 7,5 litre/h) havaya intikal ettiğinden, su haznesine valf aracılığıyla devamlı su verilir. Aynı anda hava, alttaki girişten girer yukarı doğru serpantinden ve püskürtülen sudan geçerek, fan yardımı ile üniteden atılır. Buharlaşma sonucu kaybedilen suyun yerine, şamandıralı valf ile kontrol edilen bir su besleme kanalından sağlanan su takviye edilir.

Bir evaporatif kondenserin kapasitesi giren havanın soğurabileceği ısı miktarı ile belirlenir. Bundan, evaporatif kondenserin kapasitesinin giren havanın içerdiği ısı miktarına bağlı olduğu görülür. Havanın içerdiği ısı miktarı, havanın ıslak hazneli termometre sıcaklığından veya entalpi değerlerinden hesaplanabilir.

Bu tip kondenserlerin bazı üstün tarafları vardır. Açık havada ve kapalı yerlerde kullanılabilen evaporatif kondenserler, bir soğutma kulesi ile takviye edilmiş su soğutmalı kondensere göre daha az yer kaplar ve daha az su tüketir.

Evaporatif kondenser üç kısımdan oluşmaktadır.

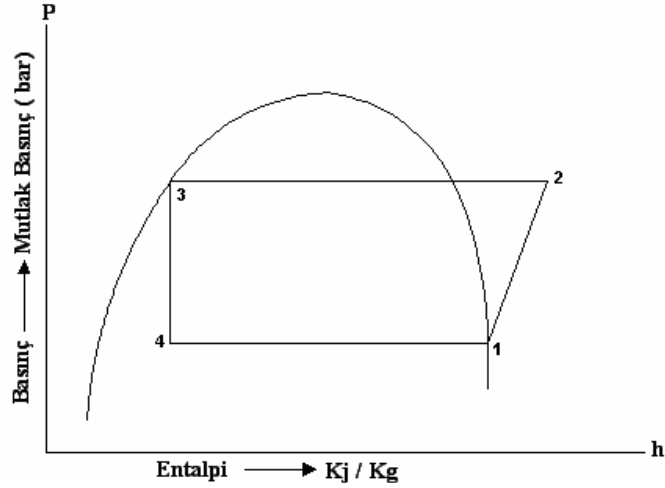
- a) Soğutma serpantini,
- b) Su sirkülasyon ve püskürtme sistemi,
- c) Hava sirkülasyon sistemi.

3.4 MEKANİK SOĞUTMA SİSTEM HESAPLAMALARI

Yapılan çalışmada kullanılan hesaplamalar hava soğutmalı ve evaporatif kondenser olarak ayrı ayrı ele alınmıştır.

3.4.1 Hava Soğutmalı Kondenserli Mekanik Soğutma Sistemi Hesabı

Mekanik soğutma sistemlerinde kondenser kapasite hesaplamaları şu şekilde yapılır. Çevrim, Şekil 3.6'da gösterildiği gibi sıcaklık veya basınç değerlerine göre P-h diyagramı çizilir ve çevrim üzerinden okunması gereken noktalardaki entalpi değerleri belirlenir.



Şekil 3.6 Mekanik soğutma sistemin alt basınç-entalpi (p - h) grafiği (Özkol, 1999).

Bulunan değerlere göre kondenser, evaporatör ve kompresör güçleri hesaplanır;

Havanın kütleli debisi;

$$m_k = \frac{A_k \times V_k}{v} \quad (3.1)$$

Eşitlikte;

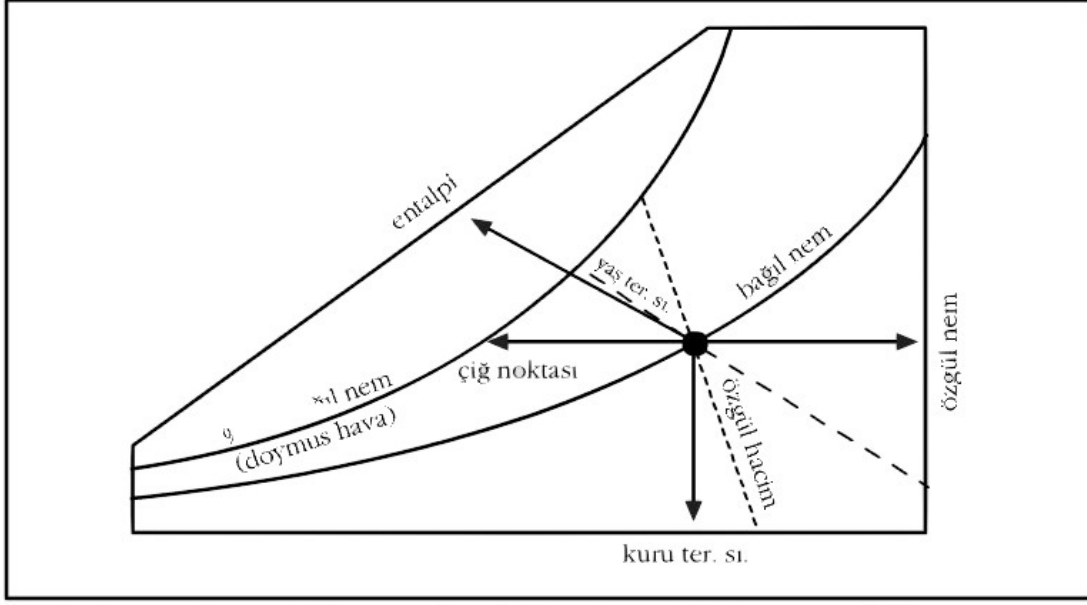
m_k = Kondenser üzerinden geçen havanın kütleli debisi, kg/s

A_k = Kondenser çıkışındaki kanal kesit alanı, m^2

V_k = Kondenser çıkışında kanal içerisindeki hava hızı, m/s

v = Kondenser çıkışındaki havanın özgül hacmi, m^3/kg

Bu eşitlikte (3.1)'de bulunan havanın kütleli debisi ve şekil 3.7'deki gibi psikrometrik diyagram üzerinden bulunan entalpi değerleri konularak kondenser üzerindeki ısı taşınım miktarı bulunur.



Şekil 3.7. Psikrometrik diyagram (Özkol, 1999).

Kondenserden ısı taşınımı;

$$Q_k = m_h \times (h_k - h_o) \quad (3.2)$$

Eşitlikte;

Q_k = Kondenserden ortama transfer olan ısı miktarı, kW

m_h = Kondenser üzerinden geçen havanın kültsel debisi, kg/s

h_k = Kondenser çıkışındaki havanın entalpisi, kJ/kg

h_o = Ortam havasının entalpisi, kJ/kg

Eşitlik 3.2'de bulunan kondenser gücüne göre sistemde dolaşan soğutucu akışkanın kütleli debisi bulunur.

Teorik kondenser gücü;

$$Q_k = m_a \times (h_2 - h_3) \quad (3.3)$$

Eşitlikte;

Q_k = Kondenserden ortama transfer olan ısı miktarı, kW

m_a = Sistemde dolaşan soğutucu akışkanın kütleli debisi, kg/s

h_1 = Kondenser girişindeki soğutucu akışkanın entalpisi, kJ/kg

h_2 = Kondenser çıkışındaki soğutucu akışkanın entalpisi, kJ/kg

Bu eşitlikte (3.3)'de bulunan havanın kütleli debisi ve Log p-h diyagramından bulunan entalpi değerleri konularak evaporatör üzerindeki ısı taşınım miktarı bulunur.

Teorik evaporatör gücü;

$$Q_e = m_a \times (h_1 - h_4) \quad (3.4)$$

Eşitlikte;

Q_e = Evaporatöre transfer olan ısı miktarı, kW

m_a = Kondenser üzerinden geçen hava miktarı, kg/s

h_1 = Evaporatör çıkışındaki soğutucu akışkanın entalpisi, kJ/kg

h_2 = Evaporatör girişindeki soğutucu akışkanın entalpisi, kJ/kg

Teorik kompresör gücü:

$$W_k = m_a \times (h_2 - h_1) \quad (3.5)$$

Eşitlikte;

W_k = Sistemdeki kompresörün gücü, kW

m_a = Kondenser üzerinden geçen hava miktarı, kg/s

h_1 = Evaporatör çıkışındaki soğutucu akışkanın entalpisi, kJ/kg

h_2 = Kondenser girişindeki soğutucu akışkanın entalpisi, kJ/kg

Soğutma Tesir Katsayısı (COP_s) : Bir soğutma sisteminden beklenen, değişen yük ve çevre koşullarında gerekli ısı yükünü karşılamasıdır. Soğutma tesir katsayısı ise sistemin performansını ifade eder. Fiziksel anlamı; birim iş başına yapılan soğutma miktarıdır.

Soğutma tesir katsayısı;

$$\text{COP}_s = \frac{Q_e}{W_k} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \quad (3.6)$$

Eşitlikte;

COP_s = Soğutma tesir katsayısı

Q_e = Evaporatöre transfer olan ısı miktarı, kW

W_k = Sistemdeki kompresörün gücü, kW

Isıtma Tesir Katsayısı (COP_I) : Birim iş başına yapılan ısıtma miktarı olarak tanımlanmaktadır.

Isıtma tesir katsayısı;

$$\text{COP}_I = \frac{Q_k}{W_k} = \frac{h_k - h_o}{h_2 - h_1} \quad (3.7)$$

Eşitlikte;

COP_I = Isıtma tesir katsayısı

Q_k = Kondenserden ortama transfer olan ısı miktarı, kW

W_k = Sistemdeki kompresörün gücü, kW

3.4.2 Evaporatif Kondenserli Mekanik Soğutma Sistemi Hesabı

Mekanik soğutma sistemlerinde kondenser kapasite hesaplamaları şu şekilde yapılır. Çevrim, Şekil 3.6'da gösterildiği gibi sıcaklık veya basınç değerlerine göre P-h diyagramı çizilir ve çevrim üzerinden okunması gereken noktadaki entalpi değerleri belirlenir.

Hava soğutmalı kondenserde olduğu gibi 3-1, 3-2, 3-3, 3-4, 3-5, 3-6 ve 3-7 eşitlikleri aynen kullanılır. İlave olarak buharlaşan su miktarından dolayı sistemde dolaşması gereken su miktarının hesaplanması gerekir. Bunun için psikrometrik diyagramdan yararlanılır (Şekil 3.7).

Genellikle hava evaporatif kondenserde %80 - %90 bağıl nem şartlarında çıkmaktadır.

Evaporatif soğutmada havada duyulur ısı kazancı yok sayılabilir. Hatta suyun sıcaklığına göre duyulur ısı kaybı söz konusudur. Evaporatif kondenserden atılan toplam ısı miktarını psikrometrik diyagramdan yararlanılarak;

$$Q_k = m_h \times ((h'_1 - h'_3) - (h'_1 - h'_2)) \quad (3.8)$$

eşitliği ile de hesaplamak mümkündür.

Hesaplanan bu ısı miktarı eşitlik 3.2'de hesaplanan kondenser gücü ile karşılaştırılır.

Eşitlikte;

Q_k = Kondenserden atılan gizli ısı, kW

M_h = Kondenser üzerinden geçen havanın kütsel debisi, kg/s

h'_1 = Kondenserden çıkan havanın entalpisi, Kj/kg

h'_2 = Kondensere giren havanın entalpisi, Kj/kg

h'_3 = Ortamın entalpisi, Kj/kg

Evaporatif kondensere giren ve çıkan havanın sıcaklık ve bağıl nem değerlerinden (Δx) mutlak nem (gr/kg) hava debisi(m/h) değerine bağlı olarak sistemin su sarfiyatı okunur.

Sistemin su sarfiyatı ise eşitlik 3.9'dan yararlanılarak;

$$S = \frac{m_h \times \Delta X \times 3600}{1000} \quad (3.9)$$

Eşitlikte;

S = Sistemin su sarfiyatı, kg/saat

M_h = Kondenser üzerinden geçen havanın kütsel debisi, kg/s

Δx = Özgül nem farkı, gr/kg

BÖLÜM 4

MATERYAL VE METOT

4.1. DENEY YERİNİN TANIMI VE ÖZELLİKLERİ

Araştırma; Karabük ilinde yürütülmüştür. Deneyle; Karabük Üniversitesi Karabük Meslek Yüksekokulu İklimlendirme ve Soğutma Bölümü Atölye ve Laboratuar'ında gerçekleştirilmiştir. Deneyle evaporatif tip kondenser üzerinde, 2007/Ağustos ayı içerisinde yapılmıştır. Gerekli test ve ölçüm cihazları K.B.Ü. Karabük Meslek Yüksek Okulu'ndan temin edilmiştir.

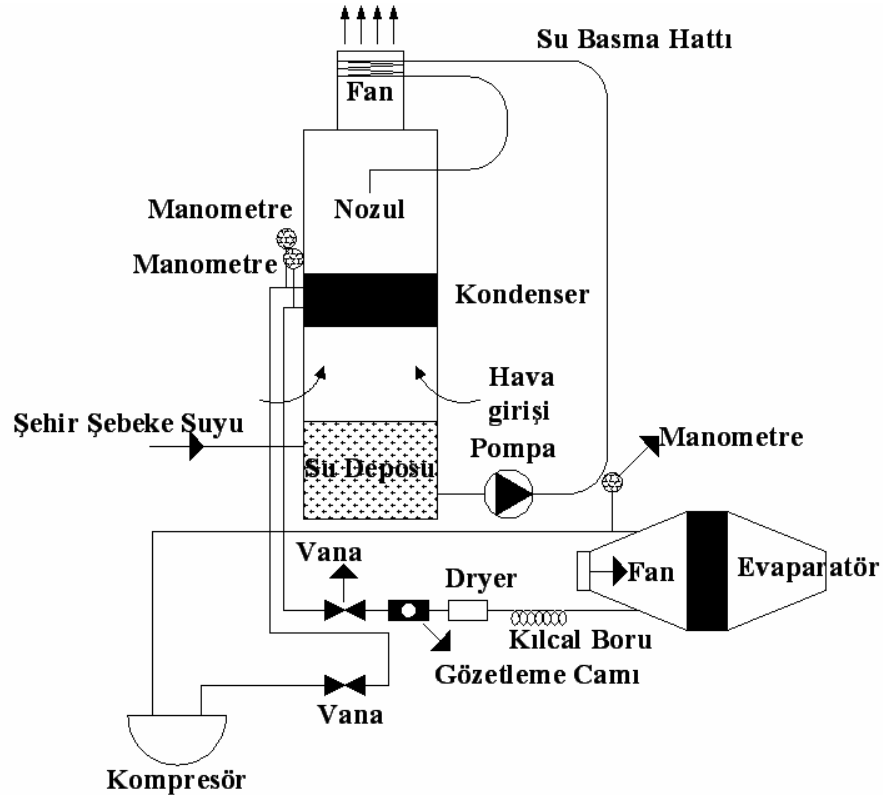
4.2. DENEY SİSTEMİNİN GENEL ÖZELLİKLERİ

Evaporatif kondenser hakkında gerekli araştırmalar yapılmış olup, elde edilen bilgiler doğrultusunda imalata geçilmiştir. Elde edilen esaslara göre imalat aşamaları saptanmıştır. Atölye şartlarında ve atölye malzemeleriyle imal edilmiştir.

Evaporatif tip kondenserin imalatından önce teknik resmi çizilerek ölçüleri belirlenmiştir. Evaporatif tip kondenserin imalatında ilk olarak köşebentler gerekli ölçülerde kesilerek elektrik ark kaynağı ile birbirlerine birleştirilerek kasa oluşturulmuştur. Oluşturulan bu kasaya kondenserin yerleştirileceği yatak kısmı monte edilmiş ve kasa ölçülerine uygun olarak 0.2 mm kalınlığındaki galvanizli saçlar kesilerek kasanın etrafı oksijen-gaz kaynağı ile kaynatılmak suretiyle etrafı kapatılmıştır. Kasa saçla kapatıldıktan sonra gerekli bağlantı boruları için delikler açılarak kondenser yerleştirileceği yatağa oturtularak perçinle sabitlenmiştir. Evaporatif kondenserin alt kısmında 36 litrelik su deposu yapılmıştır. Su deposu ile nozul bağlantısı yapılarak, nozul (pülverize) kondenserin tüm yüzeylerini ıslatacak açı ve yükseklikte yerleştirilerek monte edilmiştir. Kondenser üzerine püskürtülen su zamanla ısınacaktır. Isınan suyun soğutulması için fan önüne 12 mm'lik bakır borudan 2,8 m uzunluğunda spiral soğutucu demeti yapılmıştır. Evaporatif tip kondenserin hava sirkülasyonunun sağlanacağı açıklık kondenserin alt kısımdan bırakılmıştır.

Kasanın üst kısmına basınç farkı oluşturacak şekilde galvanizli saçtan silindirik bir hava kanalı yapılmış, bu kanalın içerisine hava fanı perçinle sabitleştirilmiş, sonra bu kanal kasanın üst kapağının üzerine nokta kaynağı ile monte edilmiştir. Bu kapak kasanın üzerine şekil 4.1'deki gibi vidalanarak kasanın üst kısmı kapatılmıştır.

Evaporatif kondenserli soğutma sistemi iki ayrı akışkan devresinden oluşmaktadır. Birincisi soğutucu akışkanın (R134-a) dolaştığı bakır borular, kondenser, evaporatör, kılcal boru, kurutucu filtre, gözetleme camı, kompresör devresi, ikincisi ise pülverize edilen suyun dolaştığı depo, pompa, vana, nozul ve çelik bağlantı boruları (3/4") oluşmaktadır. Sistemde kullanılan elemanların teknik özellikleri çizelge 4.1'de verilmektedir.



Şekil 4.1 Bağlantısı yapılmış deney sistemi.

Çizelge 4.1 Mekanik soğutma sisteminin teknik özellikleri.

Cihaz Boyutları	Yükseklik 99 cm Genişlik 34 cm Derinlik 38 cm
Taban ve ÖnPanel	Taban 1m ² 'lik tahta olup, ön panel ise 38×74 yüksek kaliteli, cam takviyeli plastikten yapılmış olup, tüm cihaz elemanları panel üzerine monte edilmiştir.
Soğutucu	Tetrafloraten CH ₂ FCF ₃ (R134a) soğutucu akışkan kullanılmıştır.
Kompresör	1/4 HP, hermetik tip, 50 Hz, 30A gücünde kompresör
Kondenser	3,8m ² yüzey alanına sahip, 1/2 HP hava soğutmalı
Kılcal Boru	Sistemde 2mm kalınlığında ve 2 m uzunluğunda
Evaporatör	1,4m ² yüzey alana, 1/5 HP hava soğutmalı
Fan	115 AC ve 50/60 Hz gücünde
Gözetleme Camı	Nem kontrollü
Kurutucu Filtre	Silindirik rakorlu
Pompa	½ HP, 40 mSS, 220 Volt, 40 lt/dk, 50 Hz
Nozul	2,07 bar, 0,04 lt/dk, püskürtme açısı: 90 °
Depo	36 litrelik

4.3. EVAPORATİF TİP KONDENSERLİ MEKANİK SOĞUTMA SİSTEMİNİN ÇALIŞMASI

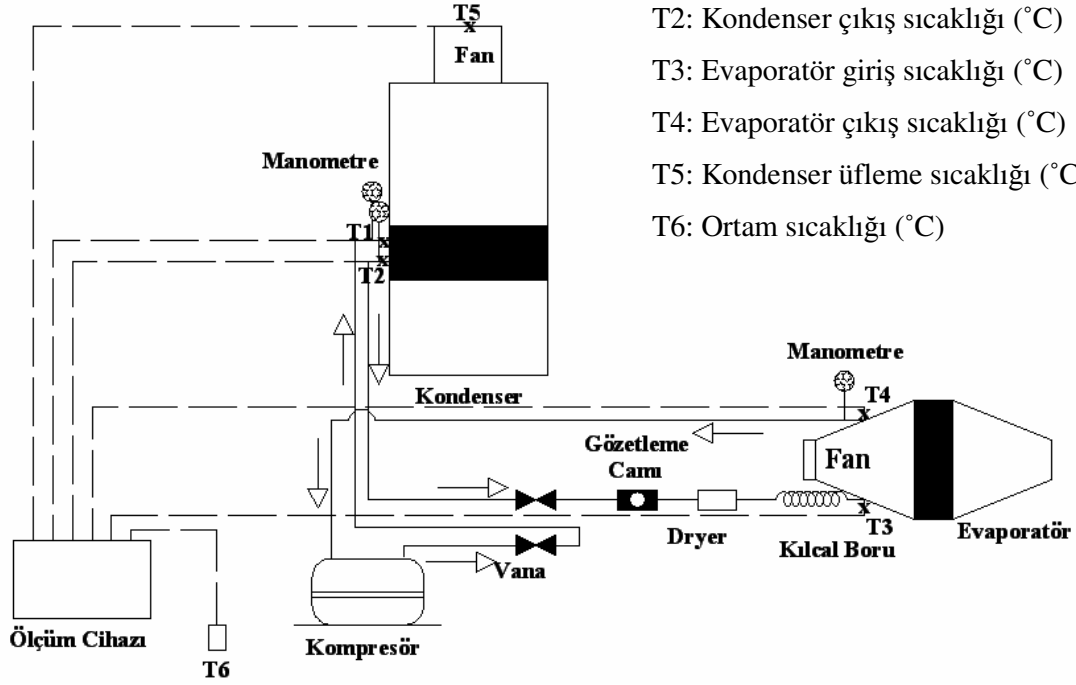
Bağlantıları yapılarak imal edilen evaporatif kondenserli soğutma sistemine soğutucu akışkan (R134-a) vakumlanarak doldurulmuştur. Su deposuna flatörlü şebeke suyu bağlantısı yapılarak eksilen su beslemesi yapılmıştır. Soğutma devresinin ve su pülverize devresinin elektrik bağlantıları yapılarak sistem çalışır duruma getirilmiştir. Su pompası devresi çalıştırılmadığında soğutma sistemi hava soğutmalı kondenserli olarak çalışacaktır. Su pompası ve nozul devreye girdiğinde ise evaporatif kondenserli sistem şeklinde çalışacaktır.

Sistem hava kondenserli olarak çalıştırıldığında kompresörle birlikte evaporatör ve kondenser fanı da devrede olacaktır. Evaporatif kondenserli olarak çalıştırıldığında bunlara ilave olarak su pompası ve nozulda devreye girecektir. Sistemde dolaşan soğutucu su kapalı devre esasına göre çalışmakta olup ısınan suyun soğutulmasında kondenser çıkışı üzerine yerleştirilen spiral bakır boru demetinden yararlanılacaktır.

Sistemin evaporatif kondenserli çalışması özetlenecek olursa kompresörün evaporatörden emdiği soğutucu akışkan buharı kondensere basılır. Burada sıkıştırılarak basıncı ve sıcaklığı yükseltilir. Sabit sıcaklıkta yoğuşarak genleşme valfinden (kılcal boru) tekrar evaporatöre sıvı olarak döner. Bu esnada su pompası su deposundan su emerek nozul yardımıyla 90 °'lik açı ile kondenserin üzerine yaklaşık 0,5 mikronmetre boyutunda parçacıklar şeklinde suyu kondenser üzerine pülverize eder. Hava fanı yardımı ile kondenser üzerinden 0,88 m/sn hızında hava geçirilerek kondenser üzerinden buharlaşan su buharı ile birlikte dışarı atılarak büyük oranda gizli ısı transferi elde edilmiş olur.

4.4. ÖLÇÜM, KAYIT VE KONTROL CİHAZLARI

Sistemin mekanik davranışlarının belirlenebilmesi ve gerekli hesaplamaların yapılabilmesi için ölçüm yapılacak noktalar TS EN 14-3'e göre belirlenerek sistemden, sıcaklık, basınç ve debi ölçümlerinin alınmasında kullanılacak olan elemanlar sistem üzerine yerleştirilerek Şekil 4.2'de görüldüğü gibi deney için ölçüm alınacak noktalar verilmiştir. Deney sisteminde kullanılan ölçüm, kayıt ve kontrol elemanlarının teknik özellikleri Çizelge 4.2 de verilmiştir.



- T1: Kondenser giriş sıcaklığı (°C)
T2: Kondenser çıkış sıcaklığı (°C)
T3: Evaporatör giriş sıcaklığı (°C)
T4: Evaporatör çıkış sıcaklığı (°C)
T5: Kondenser üfleme sıcaklığı (°C)
T6: Ortam sıcaklığı (°C)

Şekil 4.2 Sistem üzerinden deney için ölçüm alınan noktalar.

Çizelge 4.2 Mekanik soğutma sistemi ölçüm aletlerinin teknik özellikleri

Wattmetre	Akım:1~4A; Gerilim:300V, 600W kapasitesinde
Dijital Ölçüm ve Kayıt Cihazları (detaylı teknik özellikleri ayrıca verilmiştir).	Testo 435 dijital hız-sıcaklık ölçüm cihazı, Elimko E680 cihazı
Basınç Göstergesi	Mekanik kadranlı manometreler 10 Bar~30 Bar aralığında.
Elektrik	220 Volt, 50 Hz, tüm elektrikli parçalar topraklanIR
R134a Yüksek Basınç Kesicisi	Açma kapama vanası, 3/8'lik vana
Termokapl	J tipi, Fe-Const, IEC 584 Standart, -40 °C ila +60 °C aralığında
Bilgisayar Özellikleri	P4, 2.26 GHz, AT/AT Compatible, 530KB RAM
Kontrol Programı	ELİMKO DATA MANAGER paket program

4.4.1 Dijital Ölçüm Ve Kayıt Cihazı

Sıcaklıkların Elimko marka E680 serisi cihazı ölçülmüş ve kaydedilmiştir. Sıcaklıkların ölçülmesinde J tipi (FeConst) termokaplardan yararlanılmıştır. Termokaplar kayıt cihazı kanallarına bağlanarak numaralandırılmıştır. Daha sonra ölçüm ve kayıt cihazı arabirim bağlantısı ile kontrol bilgisayarına bağlanmıştır. Bilgisayar ortamında Elimko firmasının hazırlamış olduğu kayıt ve kontrol paket programı kullanılmıştır. Programda tüm kanalların özellikleri tek tek tanıtılmış, ölçüm aralıkları ile kayıt süreleri girilmiştir. Ölçüm ve kayıt cihazının şematik resmi Şekil 4.3’de, cihazın detaylı teknik özellikleri Çizelge 4.3’de görülmektedir.

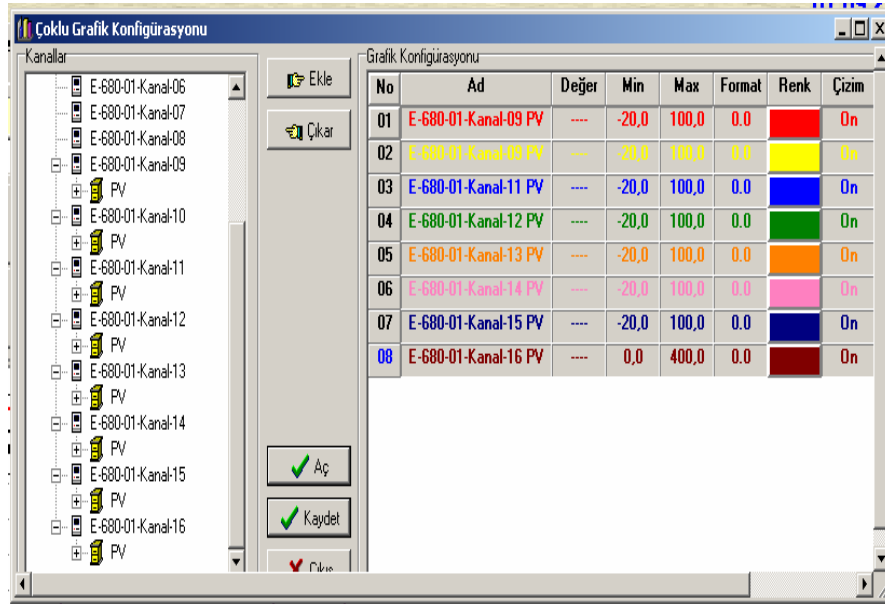


Şekil 4.3 Elimko E680 serisi cihaz.

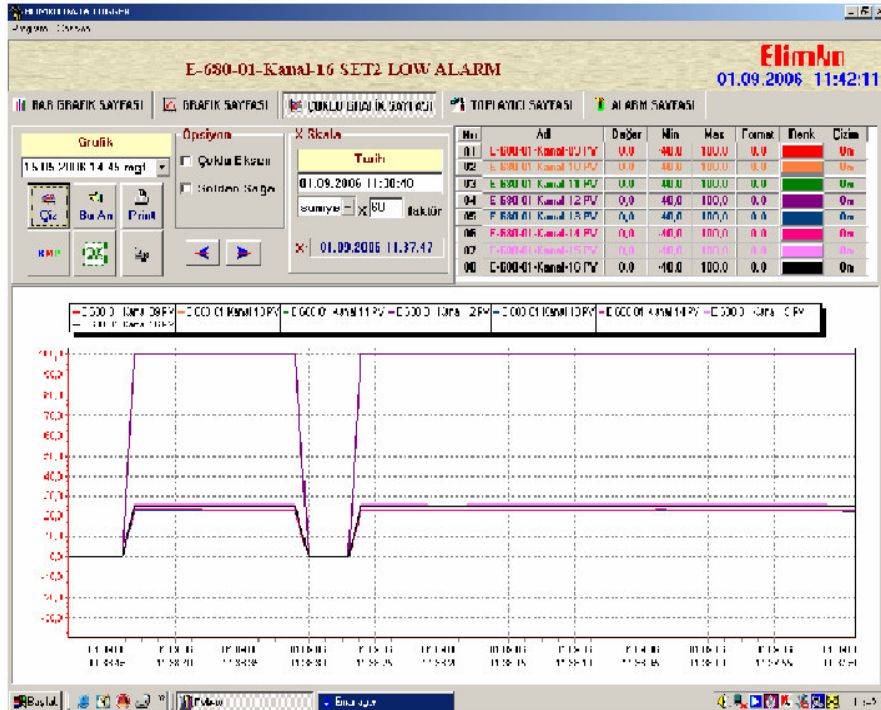
Çizelge 4.3 Elimko E680 cihazının detaylı teknik özellikleri.

Doğruluk sınıfı	0,5
Gösterge	9 Dijit LED
AS Çevrimi	16 bit
SA Çevrimi	12 bit
Giriş Seçme Aralığı	0,2 – 9,9 Saniye/Kanal
Gösterge Tarama Aralığı	1- 99 Saniye/Kanal
Çalışma Ortam Sıcaklığı	-10 ÷ 50 °C
TC Ortam Sıc. Kom	0 – 50 °C
Güç Sarfı	10 VA
Ölçü Elemanı	Termokapl, rezistans, termometre, standart özel çıkışlı transmitter ve çeviriciler

E680 Cihazının bilgisayar ortamında bağlantısı ve kanal ayarlamaları ile örnek bir uygulama Şekil 4.4’de görülmektedir. Şekil 4.5’da ise ölçüm sırasında ekrandaki menü yer almaktadır.



Şekil 4.4 Cihaz bağlantı ayar kanalları.



Şekil 4.5 Elimko E680 cihazının ölçüm tablosu

4.4.2 Dijital Nem Ve Hız Ölçüm Cihazları

Sistemde ortam havasının nem, evaporatör ve kondenser üzerindeki hava hız değerlerinin okunmasında Testo 435 cihazından yararlanılmıştır. Cihazın şematik resimleri Şekil 4.6'da, teknik özelliği de Çizelge 4.4'da görülmektedir.



Şekil 4.6 Testo 435 serisi dijital hız ve sıcaklık ölçüm cihazı.

Çizelge 4.4 Testo 435 serisi dijital hız ve sıcaklık ölçüm cihazının detaylı teknik özellikleri.

Ölçüm aralığı, alt sınır	-50 °C, 0 m/s,
Üst sınır	+150 °C, 20 m/s,
Doğruluk	-50 °C ile +150 °C arasında $\pm 0,1$ °C ile $\pm \% 1$ 'dir,
Diğer aralıklarda	$\pm 0,5$ °C (-25...+74,9 °C), $\pm 0,8$ °C (-50... -25,1 °C), $\pm 0,8$ °C (+75...+99,9 °C),
Hız Probenun Özellikleri:	
Ölçüm aralığı, alt sınır	-0 °C, +0,6 m/s,
Üst sınır	+60 °C, +40 m/s,
Doğruluk	$\pm 0,4$ m/s +0,6 ile +40m/s.

4.5. METOT

Sistem hem hava soğutmalı kondenserli, hem de evaporatif kondenserli olarak denenmiştir. Sistemden, kondenser giriş sıcaklığı, kondenser çıkış sıcaklığı, evaporatör giriş sıcaklığı, evaporatör çıkış sıcaklığı, kondenser iç sıcaklığı, kondenser üfleme ağzı sıcaklığı ve oda sıcaklığı noktalarından J tipi termokapl aracılığıyla Elimko E – 680 cihazıyla ölçüm ve kayıtlar alınmıştır. Testo 435 serisi cihazıyla hava hız ölçülmüştür. Sistemden; basınçlar alçak

ve yüksek basınç manometrelerinden deney süresince ölçülerek kaydedilmiştir. Deney verileri esas alınarak log p-h diyagramlarında her bir deney için ayrı ayrı soğutma çevrimleri çizilmiş ve çevrimler için gerek duyulan veriler, psikrometrik diyagramlardan alınmıştır. Bu diyagramlar yardımı ile soğutucu akışkanın entalpileri belirlenmiştir. Her bir sisteme göre soğutma (COP_s) ve ısıtma (COP_I) tesir katsayılarında meydana gelen değişimler hesaplanarak grafiklerle yorumlanmıştır.

BÖLÜM 5

DENEYLERİN YAPILIŞI VE SONUÇLARI

5.1 DENEYLERİN YAPILIŞI

Deneyle, hava ve evaporatif soğutmalı kondenserli mekanik sistem üzerinde 30 dakika aralıklarla gerçekleştirilmiş ve her bir sistem için ayrı ayrı 2 adet deney yapılmıştır. Her bir deneyin bitiminden sonra sistemin eski rejim durumuna gelmesi beklenmiştir. Deneylede hava hızları ve su debisi de sabit tutulmuştur.

5.1.1 Sistemin Hava Soğutmalı Kondenserle Denenmesi

Soğutma sistemi hava kondenserli olarak çalıştırıldıktan sonra alınan ölçüm değerleri çizelge 5.1'de verilmiştir. Alınan deney sonuçlarına göre hava soğutmalı kondenserli sistemin soğutma çevrimi (p-h) SOLCANE 6.0 soğutma yazılımından çizilerek EK-I'de verilmiştir. Kondenser ve evaporatör üzerinden geçirilen havanın giriş ve çıkış sıcaklıkları ile bağıl nem değerlerine göre çizilen psikrometrik diyagram EK-II'de verilmiştir.

NOT = Sıcaklıklar 30 dakika sonundaki ortalama olarak alınmıştır.:

Çizelge 5.1 İlk deneyin ölçüm değerleri

Ölçüm Noktaları	Sıcaklık T (°C)	Basınç P (bar)	Bağılnem φ (%)
Kondenser Girişi (Soğutucu akışkan)	73	17,92	
Kondenser Çıkışı (Soğutucu akışkan)	50	17,92	
Evaporatör Giriş (Soğutucu akışkan)	13	4.58	
Evaporatör Çıkış -(Soğutucu akışkan)	13	4.58	
Oda Sıcaklığı	26	1,013	40
Kondenser girişi (Hava)	26	1,0113	40
Kondenser çıkışı (Hava)	45	1,013	15
Evaporatör girişi (Hava)	26	1,013	40
Evaporatör çıkışı (Hava)	17	1,013	68

Soğutma çevriminin p-h diyagramından (EK-1) çevrimin entalpi değerleri;

$$h_1 : 405,85 \text{ kJ/kg}$$

$$h_2 : 440,96 \text{ kJ/kg}$$

$$h_3 = h_4 : 271,52 \text{ kJ/kg}$$

Kondenser hava geçiş yüzey alanı: $A_{kond} = 0,03 \text{ m}^2$

Kondenser kapasitesi soğutma çevriminden veya kondenser üzerinden geçen hava miktarına ve sıcaklıklarına bağlı olarak bulunabilir. Buna göre kondenser üzerinden geçen hava miktarının belirlenmesi gerekir. Kondenser geçiş yüzey alanı $0,03 \text{ m}^2$ olup, hava hız değerine bağlı olarak havanın kütleli debisi 3.1 eşitliğinden;

$$m_h = \frac{0,03 \times 0,88}{0,87} = 0,0303 \text{ kg/s}$$

bulunur.

Kondenser üzerinden geçen havanın giriş ve çıkış değerlerine göre entalpileri EK-II'deki psikrometrik diyagramdan okunarak eşitlik 3.2 yardımıyla kondenserin gücü;

$$Q_k = 0,0303 \times (68-48)$$

$$Q_k = 0,606 \text{ kW}$$

olarak bulunur.

Eşitlik 3.2'de bulunan kondenser kapasitesine bağlı sistemde dolaşan soğutucu akışkanın kütleli debisi eşitlik 3.3'ten;

$$0,606 = m_a \times (440,96 - 271,52)$$

$$m_a = 0,00357 \text{ kg/s}$$

bulunur.

Eşitlik 3.4'te evaporatörün kapasitesi;

$$Q_e = 0,00357 \times (405,85-271,52)$$

$$Q_e = 0,479 \text{ kW}$$

bulunur.

Eşitlik 3.5'de kompresörün gücü;

$$W_k = 0,00357 \times (440,96-405,85)$$

$$W_k = 0,125 \text{ kW}$$

Eşitlik 3.6'da soğutma tesir katsayısı;

$$COP_s = \frac{0,479}{0,125} = 3,832$$

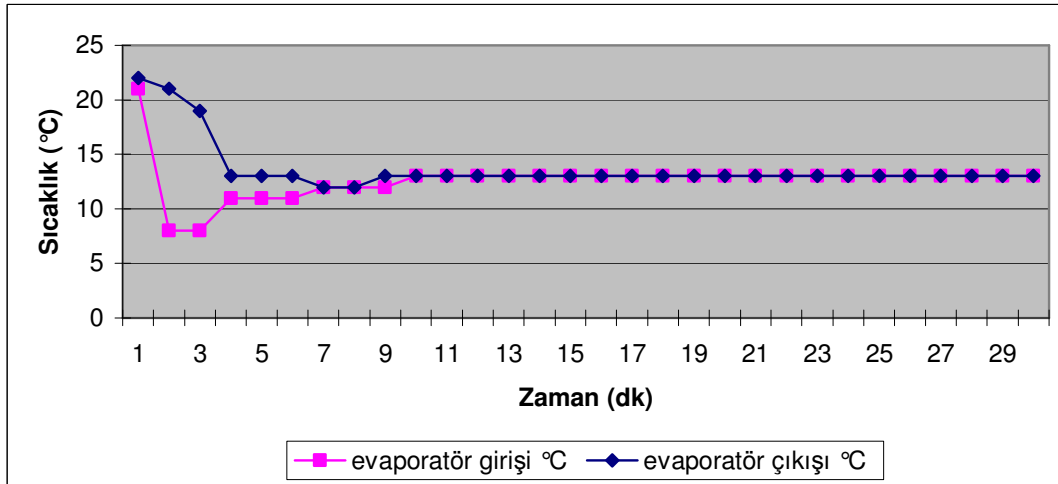
bulunur.

Eşitlik 3.7’de ısıtma tesir katsayısı;

$$COP_1 = \frac{0,606}{0,125} = 4,848$$

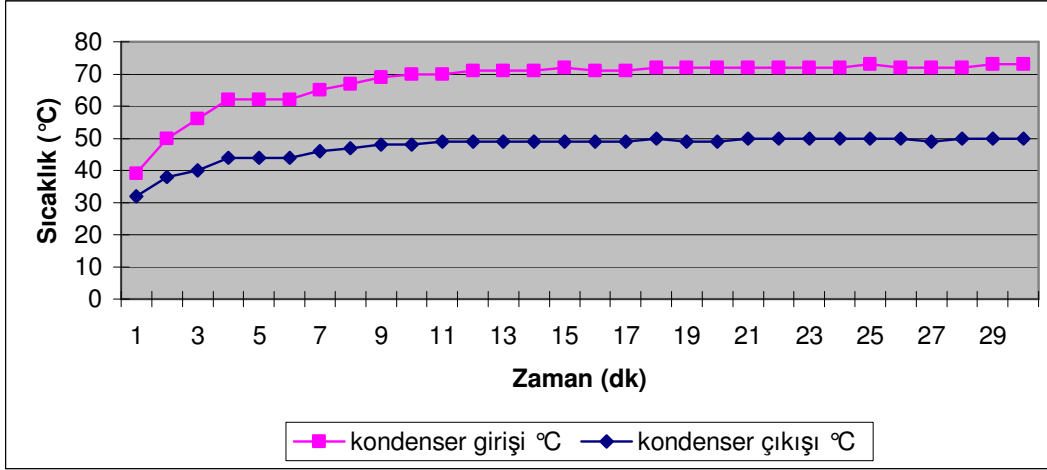
bulunur.

Hava soğutmalı kondenser uygulamasında çizelge 5.1de verilen değerler sistem çalıştırılıp sürekli rejim durumuna geldikten sonra alınan ortalama değerlerdir. Sistemin çalıştırılmaya başlanıp, deney süresince (30 dakika) ölçülen sonuçlar grafik olarak Şekil 5.1, Şekil 5.2 ve Şekil 5.3’de zamana bağlı olarak verilmiştir.



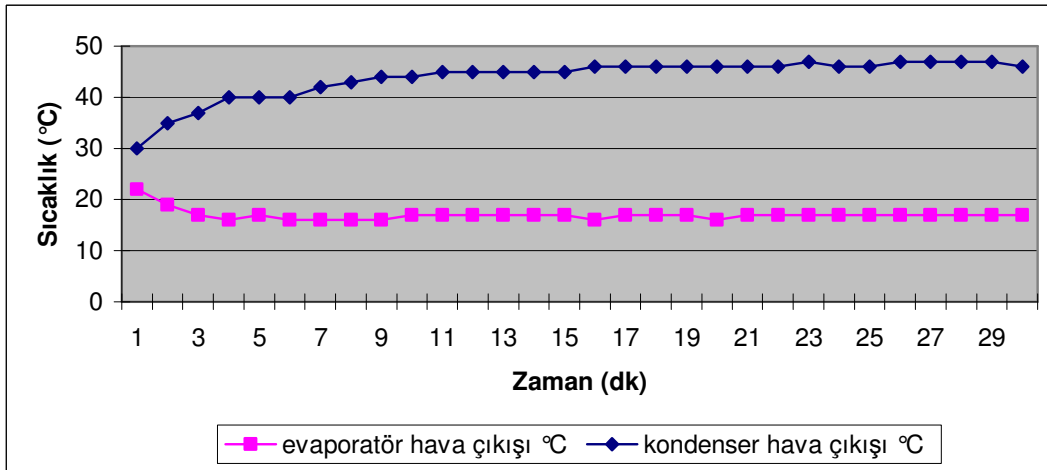
Şekil 5.1 Soğutucu akışkanın (R134-a) evaporatör giriş ve çıkış sıcaklıklarının zamana bağlı değişimi.

Şekil 5.1’de evaporatöre giren ve çıkan soğutucu akışkanın (R134-a) sıcaklıklarının deney süresince zamana bağlı değişimleri görülmektedir. Sistem çalıştırdıktan yaklaşık 5 dakika sonra evaporatörün sabit sıcaklıkta buharlaşma sıcaklığına ulaştığı gözlenmektedir. Bunun nedeni sistem borularında ve kondenserde bulunan sıcak akışkanın bulunması ve kompresörün, evaporatör ve kondenserde yeterli basınç farkının oluşturamamasından kaynaklanmıştır. Evaporatördeki sabit buharlaştırma sıcaklığı ortalama 13 °C ve buharlaşma basıncı da 4,58 bar olarak ölçülmüştür.



Şekil 5.2 Soğutucu akışkanın (R134-a) kondenser giriş ve çıkış sıcaklıklarının zamana bağlı değişimi.

Şekil 5.2’de kondensere giren ve çıkan soğutucu akışkanın sıcaklıklarının deney süresince zamana bağlı değişimleri görülmektedir. Kondenserde sabit sıcaklıkta yoğuşma yaklaşık 10 dakika sonra denge konumuna gelmekte olup, soğutucu akışkan kondensere 73 °C’de girip, 50 °C’de çıkmaktadır. Ancak soğutma çevrimi incelendiğinde (EK-I) soğutucu akışkanın 73 °C’de kondensere girip, ortalama 62,7 °C’de yoğuşmaya başladığı görülmektedir. Yaklaşık kondenserde 12,7 °C’lik bir kızgınlık alınmaktadır.



Şekil 5.3 Kondenser ve evaporatör hava çıkış sıcaklıklarının zamana bağlı değişimi.

Şekil 5.3’de kondenser ve evaporatör üzerinden ortalama 26 °C’de giren ortam sıcaklığındaki havanın kondenserde ısınarak, evaporatörde ise soğuyarak çıktığı görülmektedir. Kondenser

çıkışında havanın 10'uncu dakikadan sonra 45 °C'de, evaporatör çıkışında ise 5'inci dakikadan sonra 17 °C'de denge durumuna geldiği gözlenmiştir. Kondenserdeki sıcaklık farkı (ΔT) yaklaşık 19 °C, evaporatörde ise 9°C olarak bulunmuştur.

5.1.2 Sistemin Evaporatif Soğutmalı Kondenserle Denemesi

Soğutma sistemi evaporatif kondenser olarak çalıştırıldıktan sonra alınan ölçüm değerleri çizelge 5.2'de verilmiştir. Alınan deney sonuçlarına göre evaporatif soğutmalı kondenserli sistemin soğutma çevrimi (p-h) SOLCANE 6.0 programında çizilerek EK-III'de verilmiştir. Kondenser ve evaporatör üzerinden geçirilen hava giriş ve çıkış sıcaklıkları ile bağıl nem değerlerine göre çizilen psikrometrik diyagram (EK-IV) verilmiştir.

NOT = Sıcaklıklar 30 dakika sonundaki ortalama olarak alınmıştır.

Çizelge 5.2 İkinci deneyin ölçüm değerleri.

Ölçüm Noktaları	Sıcaklıkl T (°C)	Basınç P (bar)	Bağılnem ϕ (%)
Kondenser Girişi (Soğutucu akışkan)	68	12,85	-
Kondenser Çıkış (Soğutucu akışkan)	27	12,85	-
Evaporatör Giriş (Soğutucu akışkan)	5	3,50	-
Evaporatör Çıkış (Soğutucu akışkan)	14	3,50	-
Oda Sıcaklığı	26	1,013	40
Kondenser girişi (Hava)	26	1,0113	40
Kondenser çıkışı (Hava)	23	1,013	90
Evaporatör girişi (Hava)	26	1,013	40
Evaporatör çıkışı (Hava)	11	1,013	97
Su sıcaklığı	16	1,013	-

Soğutma çevriminin p-h diyagramından (EK-III) çevrimin entalpi değerleri;

$$h_1 : 409,5 \text{ kJ/kg}$$

$$h_2 : 445,02 \text{ kJ/kg}$$

$$h_3 = h_4 : 237,52 \text{ kJ/kg}$$

Kondenser çıkışı kanal kesit alanı hesaplanır.

$$A_k = \pi \cdot r_k^2 = 3,14 \times 0,14^2$$

$$A_k = 0,0615 \text{ m}^2$$

olarak bulunmuştur. Sistemin kütleli debisi de eşitlik 3.1'den;

$$m_h = \frac{0,0615 \times 0,88}{0,87}$$

$$m_h = 0,0622 \text{ kg/s}$$

bulunur.

Kondenser kapasitesi eşitlik 3.8'den hesaplanmıştır. Hava debisini bulmak için sistemin kondenser çıkışındaki hava sıcaklığı, ortam sıcaklığı ve deneyin bağıl nem miktarına göre psikrometrik diyagram çizilmiştir (EK.IV). Bu diyagrama göre kondenser çıkışındaki havanın entalpisi (h_k) ve ortam havasının entalpisi (h_o) hesaplanmış ve bulunan değerler eşitlik 3.8'de kullanılırsa kondenserin gücü;

$$Q_k = 0,0622 \times (64,5 - 48)$$

$$Q_k = 1,0263 \text{ kW}$$

bulunur.

Eşitlik 3.8'de bulunan kondenser kapasitesine bağlı sistemde dolaşan soğutucu akışkanın kütleli debisi eşitlik 3.3'ten;

$$1,0263 = m_a \times (445,02 - 237,52)$$

$$m_a = 0,00494 \text{ kg/s}$$

bulunur.

Eşitlik 3.4'de evaporatörün kapasitesi;

$$Q_e = 0,00494 \times (409,5 - 237,52)$$

$$Q_e = 0,849 \text{ kW}$$

bulunur.

Eşitlik 3.5'de kompresörün gücü;

$$W_k = 0,00494 \times (445,02 - 409,5)$$

$$W_k = 0,175 \text{ kW}$$

bulunur.

Eşitlik 3.6'da soğutma tesir katsayısı;

$$\text{COP}_s = \frac{0,849}{0,175} = 4,85$$

bulunur.

Eşitlik 3.7'de ısıtma tesir katsayısı;

$$\text{COP}_I = \frac{1,0263}{0,175} = 5,86$$

bulunur.

Su kaybının ve devredilmesi gereken hava miktarının bulunması için psikrometrik diyagramdan yararlanılmıştır. EK.IV'de diyagram gösterilmiştir. Bu diyagramdan evaporatif kondensere giren ve çıkan havanın entalpileri okunarak;

$$h_1' = 67,5 \text{ kJ/kg}$$

$$h_2' = 64,5 \text{ kJ/kg}$$

$$h_3' = 48 \text{ kJ/kg}$$

olarak bulunmuştur.

Hava debisi 0.0622 kg/sn olarak alındığında 3.8 nolu eşitlikten sistemin toplam ısı kazancı;

$$Q_k = 0.0622 \times ((67,5 - 48) - (67,5 - 64,5))$$

$$Q_k = 1.0263 \text{ kW}$$

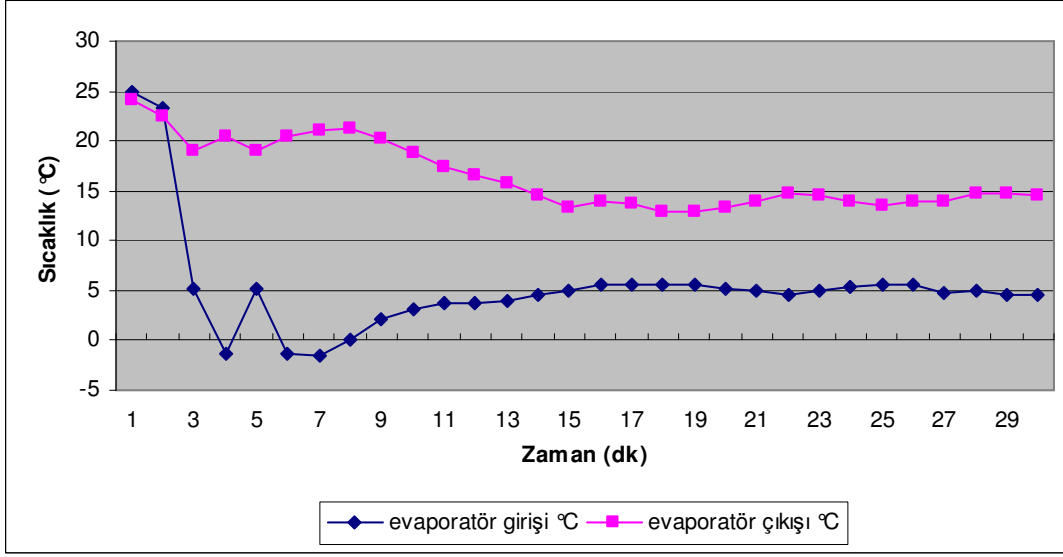
bulunur.

Sistemin su sarfiyatı ise eşitlik 3.9'dan yararlanılarak;

$$S = \frac{0.0622 \times (16 - 8,5) \times 3600}{1000} = 1,679 \text{ kg/saat}$$

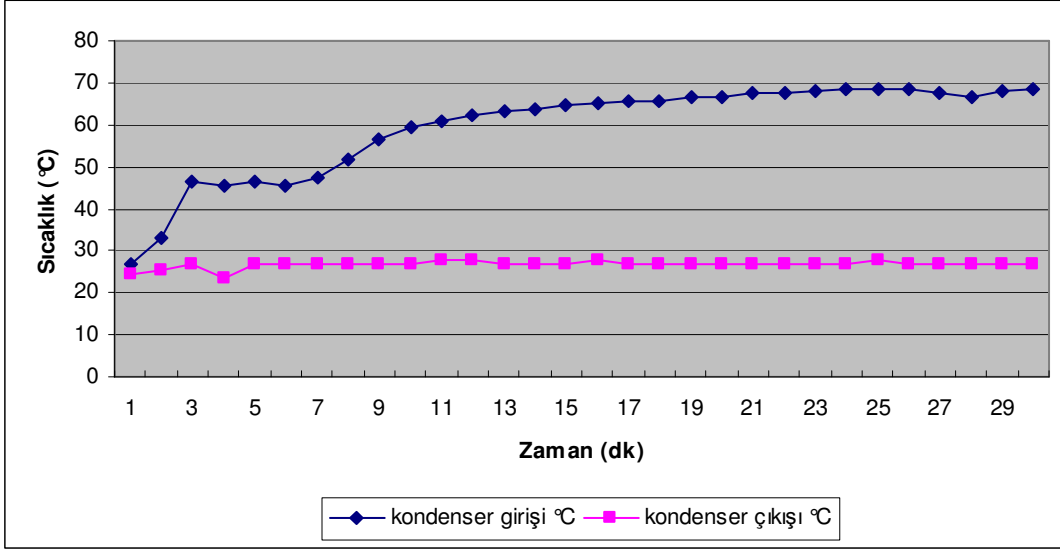
bulunur.

Evaporatif kondenser uygulamasında çizelge 5.2'de verilen değerler sistem çalıştırılıp sürekli rejim durumuna geldikten sonra alınan ortalama değerlerdir. Sistemin çalıştırılmaya başlanıp, deney süresince (30 dakika) ölçülen sonuçlar grafik olarak Şekil 5.4, Şekil 5.5 ve Şekil 5.6'de zamana bağlı olarak verilmiştir.



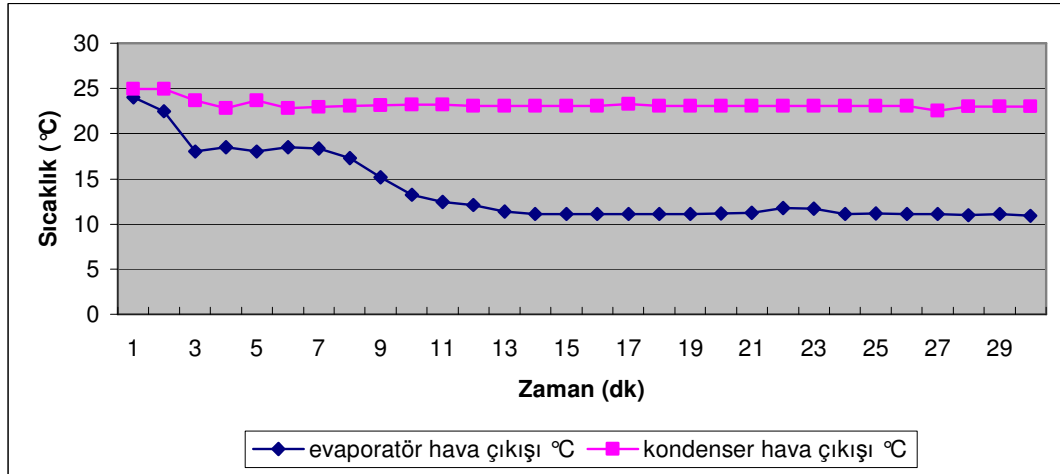
Şekil 5.4 Soğutucu akışkanın (R134-a) evaporatör giriş ve çıkış sıcaklıklarının zamana bağlı değişimi.

Şekil 5.4’de evaporatöre giren ve çıkan soğutucu akışkanın (R134-a) zamana bağlı olarak değişimi görülmektedir. Hava soğutmalı kondenserli sistemde sabit buharlaşma sıcaklığına 5 dakikalık bir sürede erişilmesine rağmen, evaporatif kondenserli sistemde 15 dakikalık bir süre sonucunda ulaşılmaktadır. Bunun nedeni su pülvarizasyonu ile kondenserin aşırı soğutmasına bağlı olarak evaporatöre önce soğuk akışkan girişinden kaynaklanmaktadır. Bunun nedeni su pülvarizasyonu ile kondenserin ani olarak aşırı soğuması ile açıklanabilir. Borulardaki akışkandan dolayı evaporatöre önce sıcak gazın gelmesi ve daha sonra aşırı soğumuş gazın gelmesi ile 15 dakikaya kadar giriş ve çıkış sıcaklıkları dalgalanmıştır. Giriş ve çıkış sıcaklıkları hiçbir zaman eşitlenmemiş; 6–7 °C’lik sıcaklık farkı korunmuştur. Sabit sıcaklıktaki yoğuşma sıcaklığı, giriş ve çıkıştaki gaz sıcaklık toplamlarının 2’ye bölünmesiyle $[(T_g+T_ç)/2]$ yaklaşık 9,5 °C olarak kabul edilebilir.



Şekil 5.5 Soğutucu akışkanın (R134-a) kondensere giriş ve çıkış sıcaklıklarının zamana bağlı değişimi.

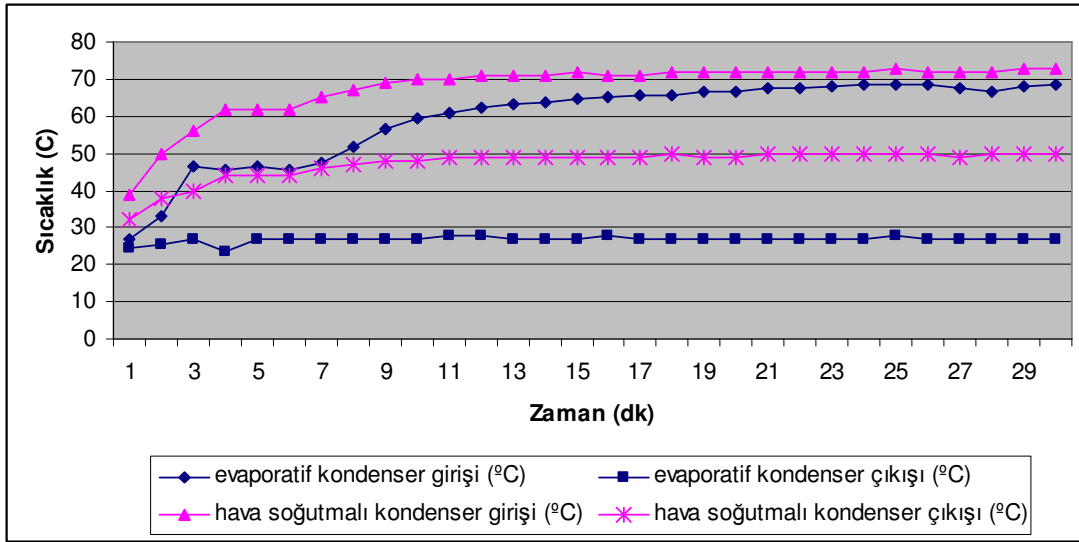
Başlangıçta kondensere soğutucu akışkan 27 °C sıcaklığında girmekte; 10’uncu dk’da giriş sıcaklığı yaklaşık 60 °C, çıkış sıcaklığı 16 °C olmaktadır. Kondenser soğutucu akışkan çıkış sıcaklığı deney boyunca yaklaşık sabit kalmakta, giriş sıcaklığı ise 20’nci dakikalarda 68 °C değerlerine çıkararak burada giriş ve çıkış sıcaklık farkı 41 °C ile burada sabitlenmektedir.



Şekil 5.6 Kondenser ve evaporatörde hava çıkış sıcaklıklarının zamana bağlı değişimi.

Sistem çalıştırıldığında kondenser hava çıkışı 25°C iken 23°C’ye, evaporatör hava çıkış sıcaklığı ise 24°C iken 11°C’ye düştüğü gözlenmektedir. Normalde kondenser giriş sıcaklığı 68°C, çıkış sıcaklığı 27°C’dir. Grafiği baktığımızda normalde oda sıcaklığı 26°C iken

kondenser hava çıkış sıcaklığı daha düşük çıkmaktadır. Bunun nedeni kondenserde atılan ısının tamamına yakınının gizli ısı yoluyla atılmasından kaynaklanmaktadır. Su sıcaklığının 16 °C olması ve su sıcaklığının ortam sıcaklığının altında olması hava çıkış sıcaklığını düşürmektedir. Dolayısıyla kondenserden ısı tamamen gizli ısı ile atılmakta ve giren soğutma havası üzerinde de 3 °C'ye yakın duyulur soğutma yapılmaktadır.



Şekil 5.7 Soğutucu akışkanın (R134-a) Hava soğutmalı ve evaporatif kondensere giriş ve çıkış sıcaklıklarının zaman bağlı değişimi

Kondenser giriş ve çıkışındaki soğutucu akışkanın, zamana göre değişimleri verilmiştir. Her iki sistemde kondenser giriş ve çıkış sıcaklıklarının karşılaştırılması olarak verilmesi, sistemlerin mukayese edilmesini kolaylaştırmaktadır. Kondensere giren soğutucu akışkan sıcaklığı yaklaşık birbirine yakın iken (73 °C ve 68 °C), çıkış sıcaklıkları arasında büyük fark (50 °C ve 27 °C) vardır. Dolayısı ile evaporatif kondenserli sistemden daha fazla ısı atılmaktadır. Hesaplanan COP değerleri de bunu doğrulamaktadır.

BÖLÜM 6

SONUÇ VE ÖNERİLER

Evaporatif kondenser cihazı atölye şartlarında oluşturulmuş ve laboratuvar şartlarında deneye tabi tutulmuştur. Yapılan deneyler sonucunda soğutma sistemi incelenmiştir. Bu incelemeler sonucunda hava soğutmalı kondenser ve evaporatif tip kondenserin deney sonuçları bulunmuştur. Bulunan bu değerler sonucunda ısıtma tesir katsayıları ve soğutma tesir katsayıları hesaplanmış, evaporatif tip kondenserin kullanıldığı soğutma sisteminin ısıtma ve soğutma tesir katsayılarının, hava soğutmalı soğutma sisteminin ısıtma ve soğutma tesir katsayılarından daha büyük olduğu görülmüştür. Elde edilen sonuçlar çizelge 6.1 de verilmiştir.

Çizelge 6.1 Hava ve Evaporatif soğutmalı kondenserlerden alınan deney sonuçları

Sistem	Hesaplanan Değerler				
	Kond. Atılan Isı (Kw)	Evap. Çekilen Isı (Kw)	Komp. Gücü (Kw)	COP	COPs
Hava Soğutma kondenserli	0,606	0,479	0,125	3,83	4,84
Evaporatif Soğutma kondenserli	1,0623	0,849	0,175	4,85	5,86

Evaporatif kondenserli soğutma sistemleri daha etkin bir soğutma sağlamaktadır. Ancak bu sistemlerin ek bir (pompa, depo, nozul) üniteye daha ihtiyaç duyması, hem ek bir enerji maliyeti hem de işletme sorunlarını beraberinde getirmektedir. Küçük kapasiteli soğutma sistemlerinde evaporatif kondenser yerine, kondensere giren soğutma havasına soğuk buhar ilave edilerek sıcaklığı düşürmek böylece kondenserin ısı atma kapasitesinin yükseltilebileceği düşünülmektedir.

KAYNAKLAR

Ananthaarayanan, P.N. (1999) *Basic Refrigeration and Conditioning*, Tata Mc Gravv-Hill Publising Company Limited, New Delhi.

Ashrae Handbook, (1998) *Refrigeration, Industrial Aplication Chapter36*, Refrigeration in the Chemical Industry, USA.

Ashrae Handbook, (1997) *Fundamental Chapter11*, Refrigeration in the Chemical Industry, USA.

Aybers, N. (1992) *Soğutma Makineleri*, Birsen Yayınevi, Ankara.

Ayyıldız, I. (1996) Jeotermal Atık Su Kullanan Buhar Sıkıştırılmalı Bir Isı Pompasının Simülasyon Modeli İle Kararlı Rejimdeki Performans Özelliklerinin Bulunması, Doktora Tezi, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Ankara, 186s.

Beşer, E. (1997) Soğutucu Maddelerle İlgili Dünyada ve Türkiye'deki Gelişmeler. *III. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi ve Sergisi, Bildiriler Kitabı*, Cilt II, 679-697 s.

Demirel, Ö. (1999) Su Soğutma Grupları Optimum Seçimi, *TTMD Dergisi*, İstanbul.

Hwang, Y., Radermacher, R., Kopko, W. (2001) An Experimental Evaluation Of A Residential Sized Evaporatively Cooled Condenser, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 24, No. 1, pp. 238–249

M.E.B. (2002) *Soğutma Ve İklimlendirme*, Milli Eğitim Bakanlığı Yayınları, İstanbul.

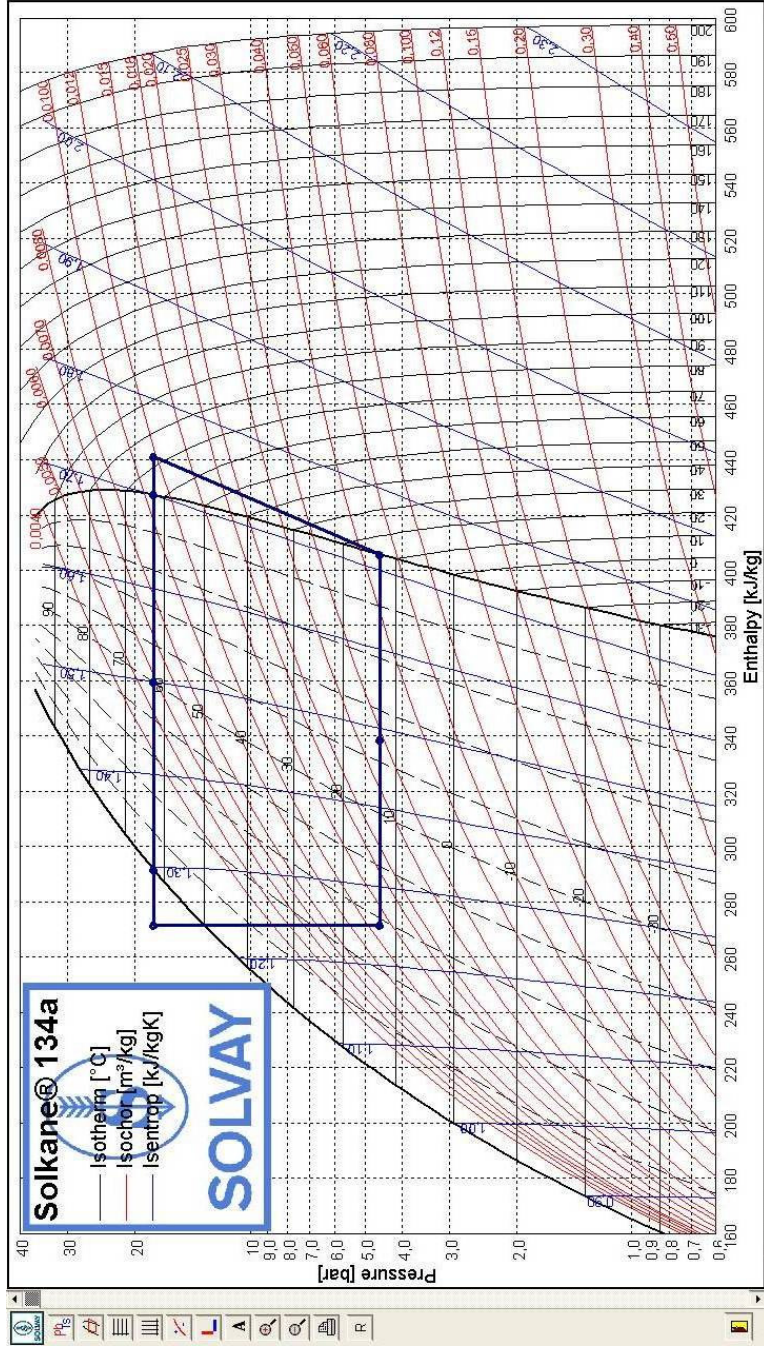
M.E.B. (2002) *Soğutma Ve İklimlendirme Meslek Bilgisi Temel Ders Kitabı*, Milli Eğitim Bakanlığı Yayınları, İstanbul.

KAYNAKLAR (devam ediyor)

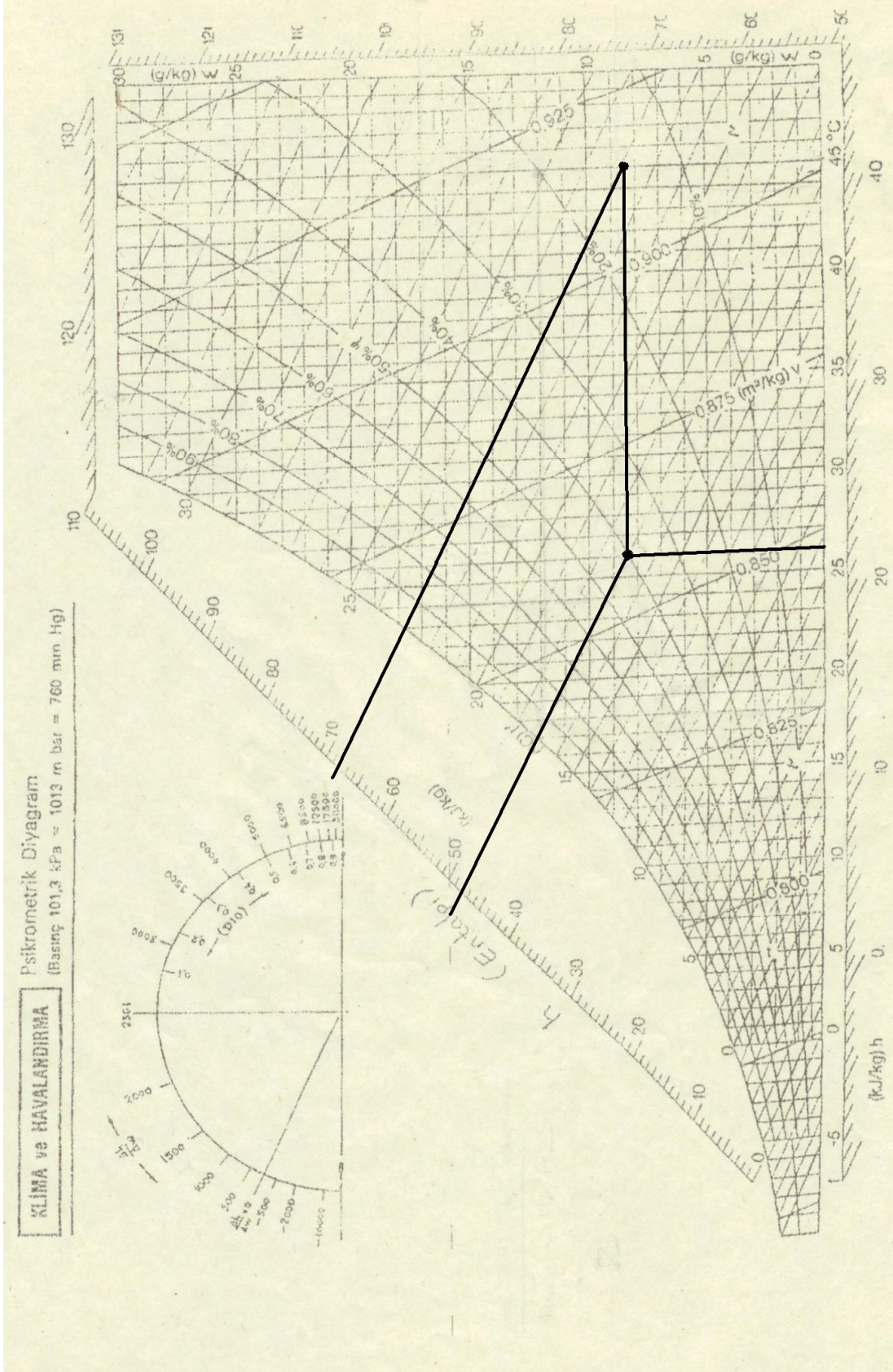
- Örün, N.** (2006) Mekanik Soğutma Sistem Kondenserlerinde Oluşan Kirlenmelerin Enerji Tüketimine Etkileri, Yüksek Lisans Tezi, Zonguldak Karaelmas Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Eğitimi Ana Bilim Dalı, Karabük, 127s.
- Özkol, N.** (1999) *Uygulamalı Soğutma Tekniği*, MMO, Ankara, 1-215 s.
- Yalçın, E.** (1992) Hava Soğutmalı Kanatlı-Borulu Kondenserin Ve Su Soğutmalı Yatay Gövde-Boru Kondenserinin Kapasitelerine Etki Eden Parametrelerin Araştırılması, Yüksek Lisans Tezi, Uludağ Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Balıkesir.

EK AÇIKLAMALAR

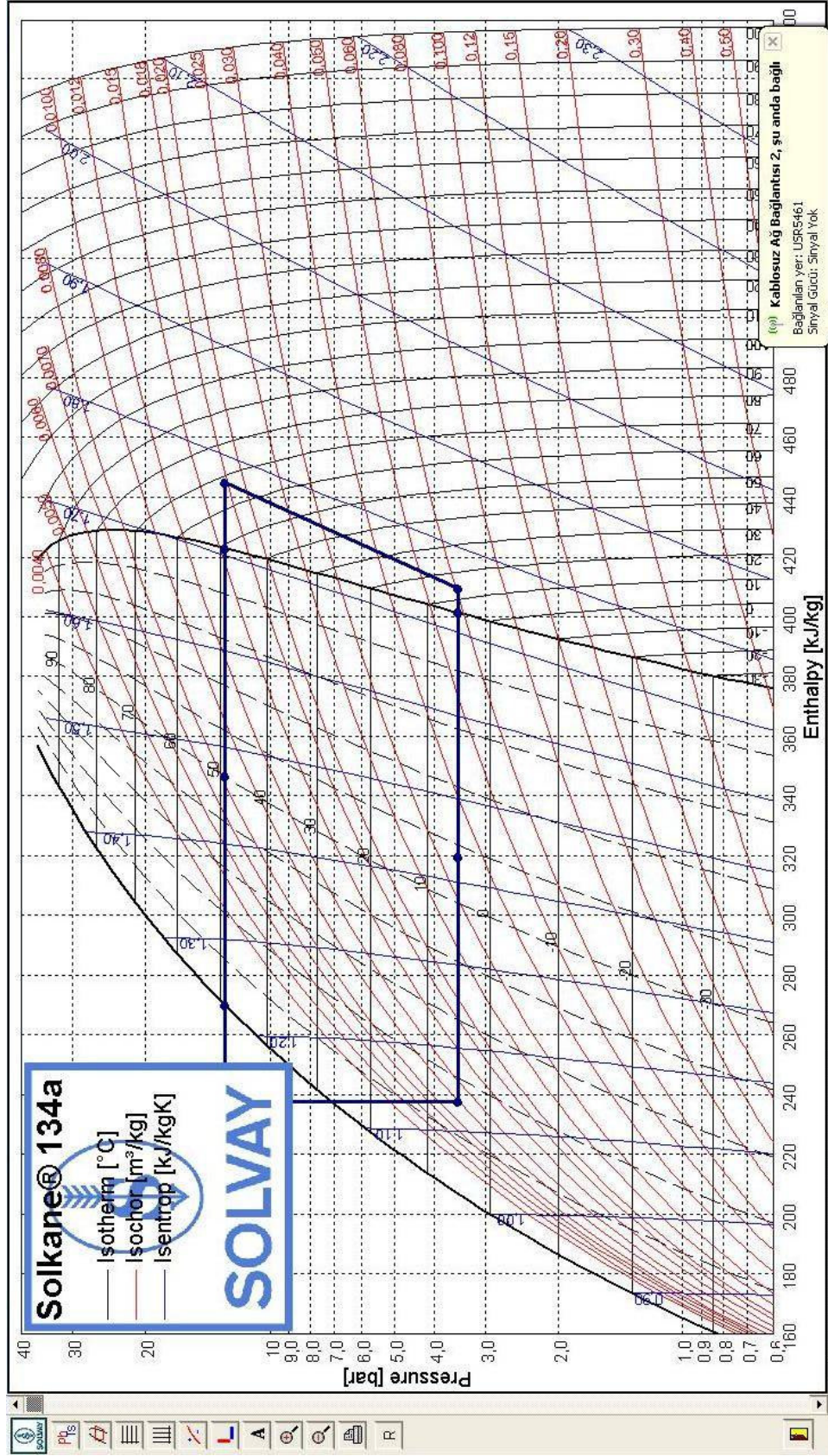
KULLANILAN TABLOLAR



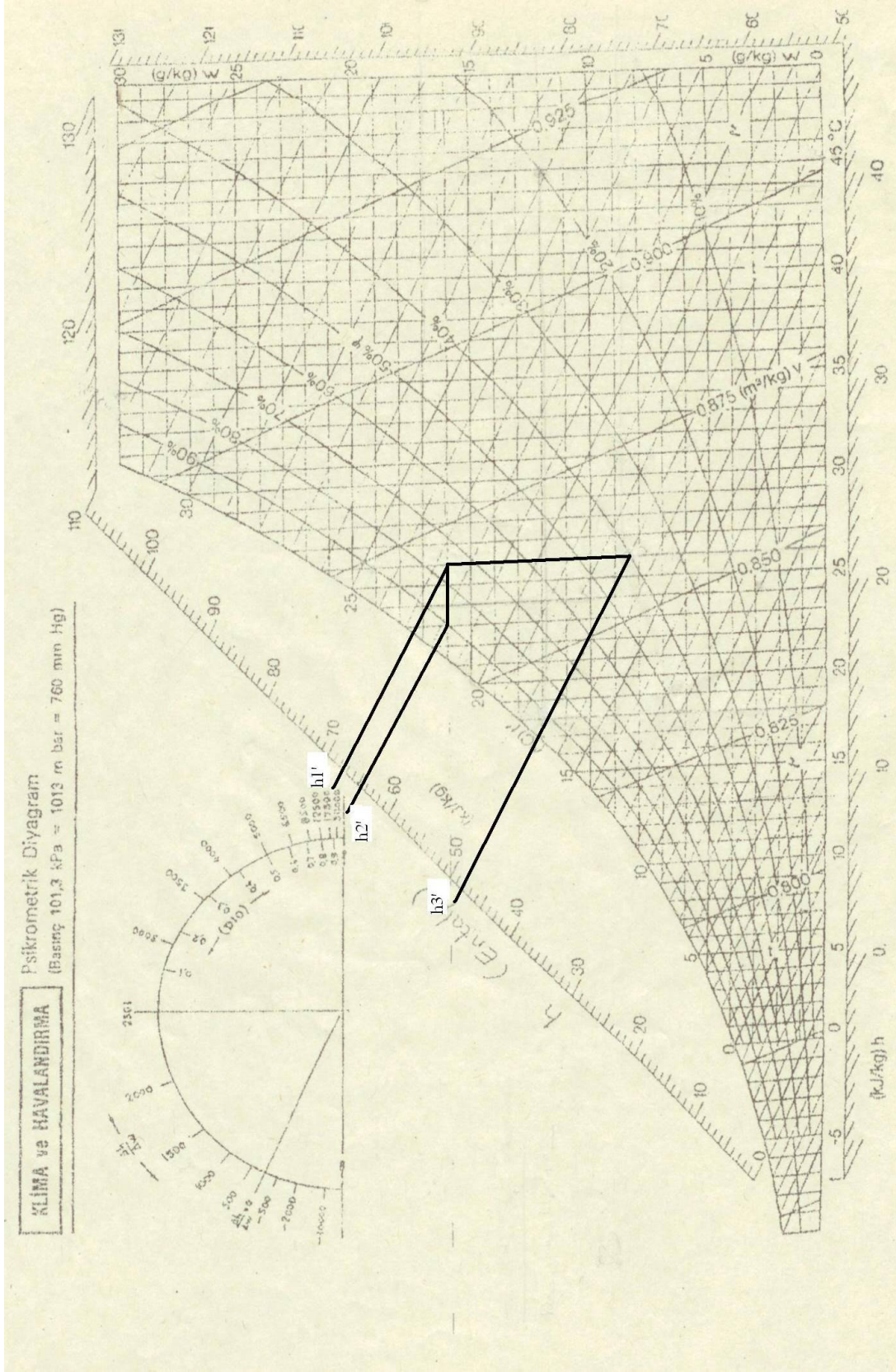
EK.I 1 no'lu deneyin R134a gazı log p-h diyagramında gösterilişi.



EK.II 1 No'lu deneyin psikrometrik diyagramında gösterilişi.



EK.III Sistemlerinde 2 no'lu deneyin R134a Gazı log p-h diyagramında gösterilişi.



EK.IV 2 No'lu deneyin psikrometrik diyagramında gösterilişi.

ÖZGEÇMİŞ

Ahmet KARA 1980'de Kahramanmaraş Andıran'da doğdu. İlk Öğrenimini Van'da ve orta öğrenimini ise Adana Ceyhan'da tamamladı; Adana Çukurova Elektrik Anadolu Meslek Lisesi'nden mezun olduktan sonra 1999 yılında ZKÜ Teknik Eğitim Fakültesi Tesisat Öğretmenliği Bölümü'ne girdi; 2003 yılında mezun oldu; halen 2004 yılında girdiği KBÜ Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Eğitimi Anabilim Dalı'nda yüksek lisans programını sürdürmektedir.

ADRES BİLGİLERİ

Adres: Belediye Evleri Mah. İşçi Kent Sitesi D Blok 1/7
Seyhan / ADANA

Tel: (535)364 99 95

E-posta: ahmetkara46@yahoo.com