

**EVAPORATİF SOĞUTMA İLE CHİLLER VERİMİNİN  
ARTTIRILMASI**

**İlhan SEVEN**



T.C.  
BURSA ULUDAĞ ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**EVAPORATİF SOĞUTMA İLE CHİLLER VERİMİNİN ARTTIRILMASI**

**İlhan SEVEN**

0000-0003-2346-3190

Prof. Dr. Ömer KAYNAKLI

(Danışman)

YÜKSEK LİSANS TEZİ

MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

BURSA – 2020  
**Her Hakkı Saklıdır**

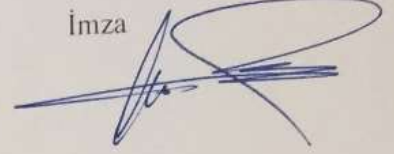
## TEZ ONAYI

İlhan SEVEN tarafından hazırlanan "Evaporatif Soğutma ile Chiller Veriminin Arttırılması" adlı tez çalışması aşağıdaki jüri tarafından oy birliği/oy çokluğu ile Bursa Uludağ Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı'nda YÜKSEK LİSANS TEZİ olarak kabul edilmiştir.

**Danışman** : Prof. Dr. Ömer KAYNAKLI

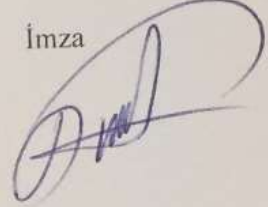
**Başkan** : Prof. Dr. Ömer KAYNAKLI  
0000-0002-9763-6464  
Bursa Uludağ Üniversitesi,  
Mühendislik Fakültesi,  
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

İmza



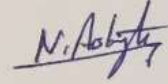
**Üye** : Dr. Öğretim Üyesi K. Furkan SÖKMEN  
0000-0001-8647-4861  
Bursa Teknik Üniversitesi,  
Mühendislik ve Doğa Bilimleri Fakültesi,  
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

İmza



**Üye** : Doç. Dr. Nurullah ARSLANOĞLU  
0000-0003-4970-4490  
Bursa Uludağ Üniversitesi,  
Mühendislik Fakültesi,  
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

İmza



Yukarıdaki sonucu onaylarım

Prof. Dr. Hüseyin Aksel EREN

Enstitü Müdürü

24.06.2020 (Tarih)

**U.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, tez yazım kurallarına uygun olarak hazırladığım bu tez çalışmada;**

- tez içindeki bütün bilgi ve belgeleri akademik kurallar çerçevesinde elde ettiğimi,
- görsel, işitsel ve yazılı tüm bilgi ve sonuçları bilimsel ahlak kurallarına uygun olarak sunduğumu,
- başkalarının eserlerinden yararlanılması durumunda ilgili esere bilimsel normlara uygun olarak atıfta bulunduğumu,
- atıfta bulunduğum eserlerin tümünü kaynak olarak gösterdiğimi,
- kullanılan verilerde herhangi bir tahrifat yapmadığımı,
- ve bu tezin herhangi bir bölümünü bu üniversite veya başka bir üniversitede başka bir tez çalışması olarak sunmadığımı

**beyan ederim.**

**24/05/2020**

**İlhan SEVEN**

## ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

EVAPORATİF SOĞUTMA İLE CHİLLER VERİMİNİN ARTTIRILMASI

**İlhan SEVEN**

Bursa Uludağ Üniversitesi  
Fen Bilimleri Enstitüsü

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

**Danışman:** Prof. Dr. Ömer KAYNAKLI

Türkiye’de enerji tüketiminin giderek arttığı ve önümüzdeki yıllarda daha da artacağı kaçınılmaz bir gerçektir. Enerji tüketimlerinin sürekli artması enerji verimliliğine olan ihtiyacın her geçen gün daha da önemli bir konuma gelmesine neden olmuştur. Enerjide dışa bağlı olmamız, enerji maliyetlerinin sürekli yükselmesi ve rekabet durumları enerji verimliliğinin yeni bir enerji kaynağı olarak düşünülmesi gerektiğini ortaya çıkarmaktadır.

Türkiye’nin 2017 – 2023 ulusal enerji verimliliği eylem planında enerji tüketimlerinin %32,8’i Bina sektöründe, %32,4’ü Sanayi sektöründe gerçekleştiği ve bu alanlarda enerji verimliliği çalışmalarının yapılması gerektiği belirtilmiştir. 2015 yılı itibari ile binalardaki enerji tüketimi sanayideki enerji tüketimini geçmiş bulunmaktadır.

Bu çalışmada Bursa ilinde bir ofis binasının soğutma sistemi ele alınmıştır. Tez çalışması deneysel olarak hazırlanmış olup soğutma sisteminin (chiller) verimini artırmak için kondenser ünitesi üzerine su püskürtülerek (evaporatif soğutma yapılarak) kondenser sıcaklığı düşürülmüş ve chiller soğutma sisteminin sağladığı soğutma miktarındaki artışın yanında elektrik tüketimdeki düşüş ile chiller veriminin artırılması sağlanmıştır.

Chiller sistemi için kondenser sistemini korozif etkiden koruyacak bir evaporatif soğutma sistemi projesi yapılmış ve uygulaması gerçekleştirilmiştir. Proje öncesi mevcut soğutma sisteminin ölçümleri yapılarak gerçek verimi (STK) bulunmuş ardından chiller kondenserinin evaporatif yöntem ile soğutulması sağlanarak verim üzerindeki etkileri incelenmiştir.

Çalışma sonucunda chiller veriminde %11 artış olduğu görülmüştür. Yapılan evaporatif soğutma uygulaması ile yıllık 7450 TL tasarruf edildiği tespit edilmiştir. Enerji maliyetlerindeki artış bu tasarruf miktarının giderek artacağını göstermektedir.

**Anahtar Kelimeler:** Evaporatif Soğutma, Chiller Verimi, soğutma

**2020, vii + 78 sayfa**

## **ABSTRACT**

MSc Thesis

### **CHILLER EFFICIENCY INCREASE WITH EVAPORATIVE COOLING**

**İlhan SEVEN**

Bursa Uludağ University  
Graduate School of Natural and Applied Sciences  
Department of Mechanical Engineering

**Supervisor: Prof. Dr. Ömer KAYNAKLI**

Energy consumption in Turkey has increased steadily and is an unavoidable fact that it will increase further in the coming years. The continuous increase in energy consumption has caused the need for energy efficiency to become more and more important. Our external dependence on energy, increasing energy costs and competitiveness reveals that energy efficiency should be considered as a new energy source.

Turkey's 2017 - 2023 national energy efficiency action plans, energy consumption is occurring in 32.8% building sector, while 32.4% took place in the industrial sector and should be done in energy efficiency efforts in these areas are indicated. As of 2015, energy consumption in buildings has exceeded industrial energy consumption.

In this study, the cooling system of an office building in Bursa is discussed. The thesis was prepared experimentally and water was sprayed on the condenser unit (evaporative cooling) in order to increase the efficiency of the cooling system (chiller). The condenser temperature has been reduced and the chiller cooling system provides an increase in the amount of cooling as well as an increase in the chiller efficiency through a reduction in electricity consumption.

An evaporative cooling system project for the chiller system to protect the condenser system from corrosive effect was made and implemented. Before the project, the actual efficiency (COP) of the existing cooling system was measured and then the chiller condenser was cooled by evaporative method and its effects on the efficiency were investigated.

As a result of the study, it was seen that the chiller yield increased by 11%. With the evaporative cooling application, it was determined that TL 7450 was saved annually. The increase in energy costs shows that this amount of savings increases gradually.

**Key words:** Evaporative Cooling, Chiller Efficiency, Cooling

**2020, vii + 78 pages**

## ÖNSÖZ VE TEŞEKKÜR

Ülkemizin 2017-2023 ulusal enerji verimliliği eylem planında yer alan hedeflere ulaşabilmek için enerji verimliliğinin ne kadar önemli olduğunun farkında olarak ile özel hayatımızda ve profesyonel çalışma hayatımızda hepimize görevler düşmektedir. Küçük büyük demeden enerji verimliliğinin artırılması için yapılacak her türlü çalışma desteklenmeli ve ülke için faydası göz önünde bulundurulmalıdır.

Tez çalışmasında, enerji verimliliği projesi uygulanarak gerçek zamanlı ölçümleri yapılmış, enerji analizleri gerçekleştirilmiş ve ulaşılan sonuçlar değerlendirilmiştir.

Enerji verimliliği uygulamasının mikro bazda bina yönetimi ekonomisine makro bazda ise ülke ekonomisine ve çevreye olan katkılarından dolayı enerji verimliliği projelerine ülkemize ve dünyaya karşı sorumluluk duyma bilinci ile hareket edilmesi gerekmektedir.

Bu nedenle tez çalışmam sırasında yapılan uygulamanın hedefine ulaşması için emek sarf eden Enervis Enerji Servis A.Ş çalışanlarına, yöneticilerime teşekkür etmek istiyorum.

Enerji verimliliği uygulamasının Tez çalışması olması konusunda desteklerini ve katkılarını esirgemeyen ve çalışma süresince beni yönlendiren tez danışmanım Sayın Prof. Dr. Ömer KAYNAKLI'ya teşekkürlerimi sunuyorum.

Yüksek Lisansa başlamam konusunda beni teşvik eden bilgi ve tecrübeleri ile bana yol gösterici olan Sn. Sedat VATANDAŞ'a ve değerli hocam Sayın Doç. Dr. M. Ziya SÖĞÜT'e manevi desteklerinden dolayı aileme ve arkadaşlarıma teşekkürlerimi sunuyorum.

Son olarak tez çalışmam sırasında ilgi ve anlayışı ile bana sürekli destek olan sevgili eşim Dilek ALAN SEVEN'e ve sırtımdan inmeyerek rapor yazmama destek olan biricik kızım Güneş SEVEN'e teşekkürlerimi sunuyorum.

İlhan SEVEN

24/05/2020

## İÇİNDEKİLER

	<b>Sayfa</b>
ÖZET .....	i
ABSTRACT .....	ii
ÖNSÖZ VE TEŞEKKÜR .....	iii
İÇİNDEKİLER .....	iv
SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ .....	v
ŞEKİLLER DİZİNİ .....	vi
ÇİZELGELER DİZİNİ .....	vii
1. GİRİŞ .....	1
2. KAYNAK ARAŞTIRMASI .....	6
3. MATERYAL VE YÖNTEM .....	10
3.1 Havanın Şartlandırılması .....	10
3.2 Havanın Nemlendirilmesi .....	12
3.3 Havanın Nemlendirilmesi (Psikrometrik Diyagram) .....	14
3.4 Evaporatif Soğutma Uygulamaları .....	16
3.5 Soğutma Sistemi (Mekanik Buhar Sıkıştırma) .....	19
3.6 Deney Tesisatı .....	22
3.6.1 Ofis Binası Soğutma Sistemi (Chiller Sistemi) .....	22
3.6.2 Evaporatif Soğutma Sistemi .....	28
4. BULGULAR VE TARTIŞMA .....	35
4.1 Teorik Hesaplamalar .....	35
4.1.1 Evaporatif Soğutma İşlemi .....	35
4.1.2 Dış Hava Sıcaklığına Göre Chiller Verimindeki Artış .....	42
4.1.3 Teorik Hesap Değerlendirmesi .....	44
4.2 Pratik / Uygulama Hesaplamaları .....	44
4.2.1 Evaporatif Soğutma Sistemi Devre Dışı Ölçümleri .....	45
4.2.2 Evaporatif Soğutma Sistemi Devrede Ölçümleri .....	49
4.3 Evaporatif Soğutma Sistemi Su Tüketimi Ölçümü .....	55
4.4 Evaporatif Soğutma Sistemi Fan Enerji Tüketimi Ölçümü .....	57
4.5 Tartışma .....	59
5. SONUÇ .....	62
KAYNAKLAR .....	67
EKLER .....	68
EK 1. Psikrometrik Diyagram .....	69
EK 2. Nisan Ayı Hesaplama Verileri .....	70
EK 3. Kalibrasyon Belgeleri .....	75
ÖZGEÇMİŞ .....	78



## SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

### Kısaltmalar

TEP	:Ton Eşdeğer Petrol
ABD	:Amerika Birleşik Devletleri
TÜİK	:Türkiye İstatistik Kurumu
GSYH	:Gayri Safi Hasıla
GSYİH	:Gayri Safi Yurt İçi Hasıla
OECD	:Ekonomik Kalkınma ve İşbirliği Örgütü
AB	:Avrupa Birliği
ETKB	:Enerji ve Tabii Kaynaklar Bakanlığı
YEGM	:Yenilenebilir Enerji Genel Müdürlüğü
SASA	:Sürekli Akışlı Sürekli Açık Sistem

### Simgeler

W	:İş
Q	:Isı
E	:Enerji
Evap	:Evaporatör
STK	:Soğutma Tesir Katsayısı
COP	:Soğutma Tesir Katsayısı
m	:Kütle
P	:Basınç
T	:Sıcaklık
$\eta$	:Verim
h	:Entalpi
s	:Entropi
cp	:Özgül ısı kapasitesi
R	:Gaz Sabiti
$\emptyset$	:İzafi (Bağıl) Nem
V	:Hacim
$\omega$	:Özgül Nem
KE	:Kinetik Enerji
PE	:Potansiyel Enerji

## ŞEKİLLER DİZİNİ

	<b>Sayfa</b>
Şekil 1.1.	Enerji yoğunluğu - Kişi başı enerji kullanımı..... 2
Şekil 1.2.	Enerji Tüketimlerinin Sektörlere Göre Değişimi ..... 4
Şekil 1.3.	Elektrik Tüketimlerinin Sektörlere Göre Değişimi ..... 4
Şekil 3.1.	İklimlendirme İşlemleri için Termodinamiğin I. Kanun Uygulaması ..... 12
Şekil 3.2.	Psikrometrik Diyagram..... 15
Şekil 3.3.	Su ile Nemlendirme İşleminin Psikrometrik Diyagramda Gösterimi..... 16
Şekil 3.4.	Evaporatif soğutma ile açık alan soğutması ..... 17
Şekil 3.5.	Evaporatif soğutma ile sera soğutması ..... 17
Şekil 3.6.	Evaporatif soğutma ile gıda soğutması..... 17
Şekil 3.7.	Doğrudan püskürtme ile evaporatif soğutma..... 18
Şekil 3.8.	Chiller ön soğutması ..... 19
Şekil 3.9.	Mekanik Buhar Sıkıştırılmalı Soğutma Sistemi Çevrim Şeması..... 20
Şekil 3.10.	İdeal Soğutma çevriminde P-h ve T-s Diyagramları ..... 20
Şekil 3.11.	P-h ve Edilecek Tasarruf ..... 21
Şekil 3.12.	İdari Ofis Binası..... 22
Şekil 3.13.	Chiller Soğutma Grubu..... 23
Şekil 3.14.	Chiller Sistem Şeması..... 23
Şekil 3.15.	Pedli Evaporatif Soğutma Sistemi ..... 28
Şekil 3.16.	Su Püskürtme (Nozzle) ile Evaporatif Soğutma Sistemi..... 28
Şekil 3.17.	Su Püskürtme Sonucu Oluşan Korozif Etki..... 29
Şekil 3.18.	Evaporatif Soğutma Sistem Çizimi ..... 29
Şekil 3.19.	Evaporatif Soğutma Sistemi Modellemesi ( Üst Görünüm)..... 30
Şekil 3.20.	Evaporatif Soğutma Sistemi Modellemesi ( Yan Görünüm)..... 30
Şekil 3.21.	Evaporatif Soğutma Sistemi Modellemesi ( Yan Görünüm)..... 30
Şekil 3.22.	0,2 mm Çapındaki Nozullar..... 31
Şekil 3.23.	Dış Ünite Montajı ..... 32
Şekil 3.24.	Kanal Montajı ..... 32
Şekil 3.25.	Menfez Montajı ..... 33
Şekil 3.26.	Kanal İzolasyon Çalışması ..... 33
Şekil 3.27.	Evaporatif Soğutma Sistemi ..... 34
Şekil 3.28.	Evaporatif Soğutma Sistemi ..... 34
Şekil 4.1.	Bursa İli 2018 Yılı Kuru Termometre Sıcaklığı (°C) ..... 35
Şekil 4.2.	Bursa İli 2018 Yılı Bağıl Nem Değerleri (%)..... 36
Şekil 4.3.	1 ve 2 Noktalarının Psikrometrik Diyagramda Gösterilmesi..... 41
Şekil 4.4.	Dış Ortam Sıcaklık ve Nem Ölçümü ..... 46
Şekil 4.5.	Ultrasonik Debimetre ile Soğutma Miktarı Ölçümü..... 46
Şekil 4.6.	Debi ve Sıcaklık Ölçümü ..... 47
Şekil 4.7.	Evaporatif Soğutma Devre Dışı İken Soğutma Miktarı..... 48
Şekil 4.8.	Evaporatif Soğutma Devre Dışı İken Elektrik Tüketimi ..... 48
Şekil 4.9.	Psikrometrik Diyagramda Evaporatif Soğutma ..... 49
Şekil 4.10.	Evaporatif Soğutma Devrede iken Dış Hava Koşulları ..... 51
Şekil 4.11.	Debi ve Sıcaklık Ölçümü ..... 52
Şekil 4.12.	Evaporatif Soğutma Devrede İken Soğutma Miktarı ..... 53
Şekil 4.13.	Evaporatif Soğutma Devrede İken Chiller Elektrik Tüketimi ..... 53
Şekil 4.14.	Evaporatif Soğutma İçin Püskürtülen Su Miktarı..... 56
Şekil 4.15.	Evaporatif Soğutma Fanı Elektrik Tüketimi..... 58

## ÇİZELGELER DİZİNİ

	<b>Sayfa</b>
Çizelge 3.1. 320kW Chiller Katalog Değerleri.....	24
Çizelge 3.2. Farklı Sıcaklıklarda Chiller Performansı .....	25
Çizelge 3.3. 37°C için Chiller Çalışma Performansı .....	25
Çizelge 3.4. 28°C için Chiller Çalışma Performansı .....	26
Çizelge 3.5. 22°C için Chiller Çalışma Performansı .....	27
Çizelge 4.1. %80 Bağıl Nem Analizi .....	37
Çizelge 4.2. %90 Bağıl Nem Analizi .....	37
Çizelge 4.3. Evaporatif Soğutma Çalışma Sıcaklığı Analizi .....	38
Çizelge 4.4. Dış Hava Sıcaklıklarına Göre Chiller Performansı.....	42
Çizelge 4.5. Nemlendirilmiş Havanın Özellikleri.....	50
Çizelge 4.6. Evaporatif Soğutma İle Enerji Verimliliği.....	59
Çizelge 4.7. Dış Hava Sıcaklıklarına Göre Chiller Performansı.....	59
Çizelge 4.8. Hesaplama ve Ölçüm Sonuçları.....	61

## 1. GİRİŞ

Türkiye, Dünya’da gelişmekte olan ülkeler arasında yer almaktadır. Ülkemizin enerji tüketimi nüfusta görülen artışı, refah seviyemizdeki yükselme, sanayileşme ve hizmet sektöründeki hızlı gelişmeler nedeniyle gelişmiş ülkelere göre daha hızlı artmaktadır. Ülkemizin 2005 yılındaki enerji tüketimi 88,8 MTEP iken 2015 yılında 129,7 MTEP’e ulaşarak 10 yılda %46 artış gerçekleşmiştir. Bu süreçte Dünya’da enerji tüketimi ortalama %26 artış gösterirken ABD’de %6 azalmış, AB’de %2 azalmıştır (Anonim 2019).

Türkiye enerjinin yoğun olarak kullanıldığı sektörlerin oluşturduğu bir yapıya sahiptir. Hemen hemen yapılan her çalışmada enerji tüketimimizin yıllara göre artış eğiliminde olacağı belirtilmektedir. Bu nedenle enerji göstergesi olarak birincil enerji tüketiminin Gayri Safi Hasıla’ya (GSYH) oranlanması ile elde edilen birincil enerji yoğunluğu dikkate alınmalıdır. Enerji verimliliği uygulamaları ile birim GSYH üretmek için kullanılan enerjinin azaltılması ile enerji yoğunluğumuzu düşürmek ekonomimizin ve ulusal enerji verimliliği eylem planının temel hedeflerinden bir tanesidir.

Enerji yoğunluğunun düşürülmesi ayrıca sürdürülebilir bir kalkınmanın sağlanması için enerjinin etkin kullanılması (üretimden iletme, iletimden tüketime) ve enerjinin çevresel etkilerinin en az indirilmesi konusunda önem arz etmektedir.

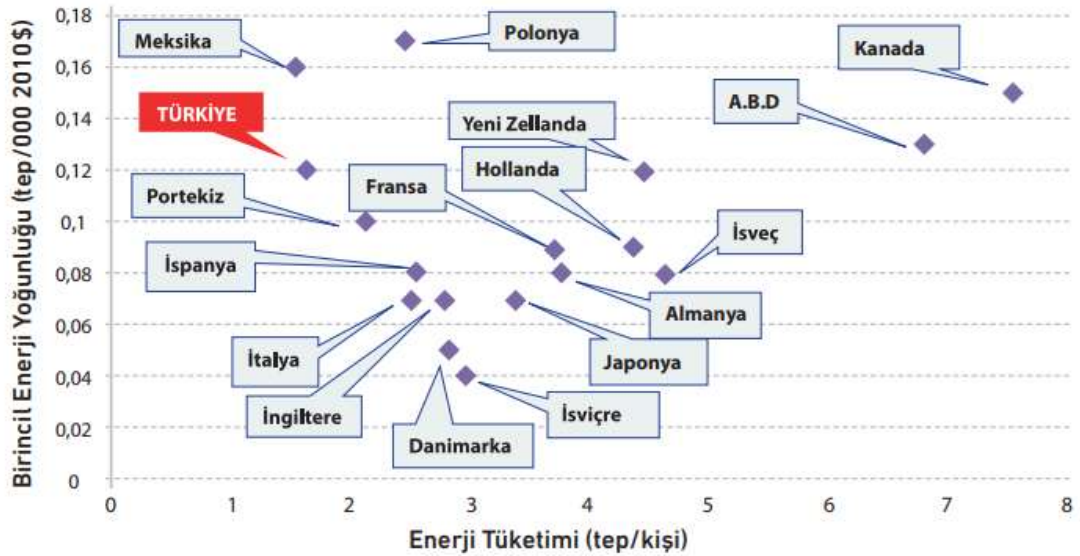
Konut, Ulaştırma ve İmalat sektörlerindeki nihai ve birincil enerji tüketimlerinde sağlanan enerji tasarrufunun ve enerji verimliliği projeleri ile ülke ekonomisine sağlanan faydanın ortaya çıkarılması için önemli göstergelerden bir tanesi de enerji verimliliği indeksidir. Enerji verimliliği indeksine göre 2000 – 2015 yıllarında konut sektörü için %1,9, Ulaştırma sektörü için %2,7, İmalat sektörü için %1,8 oranında iyileşme yapılmıştır. Toplamda ise yıllık olarak %2,1 oranında iyileşme yapılmıştır.

Türkiye’de kişi başına enerji tüketimi gelişmiş ülkelere kıyasla daha düşük olmasına karşına enerji yoğunluğu yüksektir. Hala enerji kullanmayan köylerimizin olması bunun başlıca sebebidir. Kişi başına enerji tüketiminin düşük olup enerji yoğunluğunun yüksek olması Türkiye’de enerji verimliliği potansiyelinin yüksek olduğunu göstermektedir.

2005 – 2014 yılları arasında Türkiye'nin GSYİH'sı bir birim artış gösterirken enerji tüketimi 0,7 birim artmıştır. Bunun yanında 1 birimlik GSYİH artışına karşın Fransa'da enerji tüketimi 1,1 birim, Almanya'da 0,7 birim, Japonya'da 3,3 birim, İngiltere'de 2,0 birim azalmıştır (Şekil 1.1).

TÜİK ( Türkiye İstatistik Kurumu) tarafından 12 Aralık 2016 tarihinde yayımlanan GSYİH rakamları dikkate alınarak hesaplanan 2015 yılı enerji yoğunluğu 1000 dolar (2010 yılındaki dolar fiyatı baz alınarak) başına 0,12 TEP'tir. Dünya ortalaması 0,18 TEP olup Türkiye bu ortalamanın altındadır. OECD ülkelerinin ortalaması ise 0,11 TEP, Almanya'nın 0,08 TEP, İtalya'nın 0,07 TEP AB ülkelerinin ortalaması ise 0,09 TEP'tir.

Türkiye'nin enerji yoğunluğu hedefi AB ülkelerinin ortalamasının altına inmektedir. Şekil 1.4'te Türkiye ve Diğer ülkelerin enerji yoğunluğu ve kişi başına enerji tüketim değerleri görülmektedir.



Şekil 1.1. Enerji yoğunluğu - Kişi başı enerji kullanımı (IEA, 2017)

Enerji verimliliği ulusal çapta stratejik hedeflere ulaşabilmek için kritik bir rol oynamaktadır. Enerji'de dışa bağımlılığımızı azaltmak, enerji arzı güvenliğini sağlamak, enerji maliyetlerindeki değişimleri en aza indirmek, küresel iklim değişikliği ve çevreyi koruma gibi stratejik hedeflere ulaşılmasında enerji verimliliği büyük rol oynuyor.

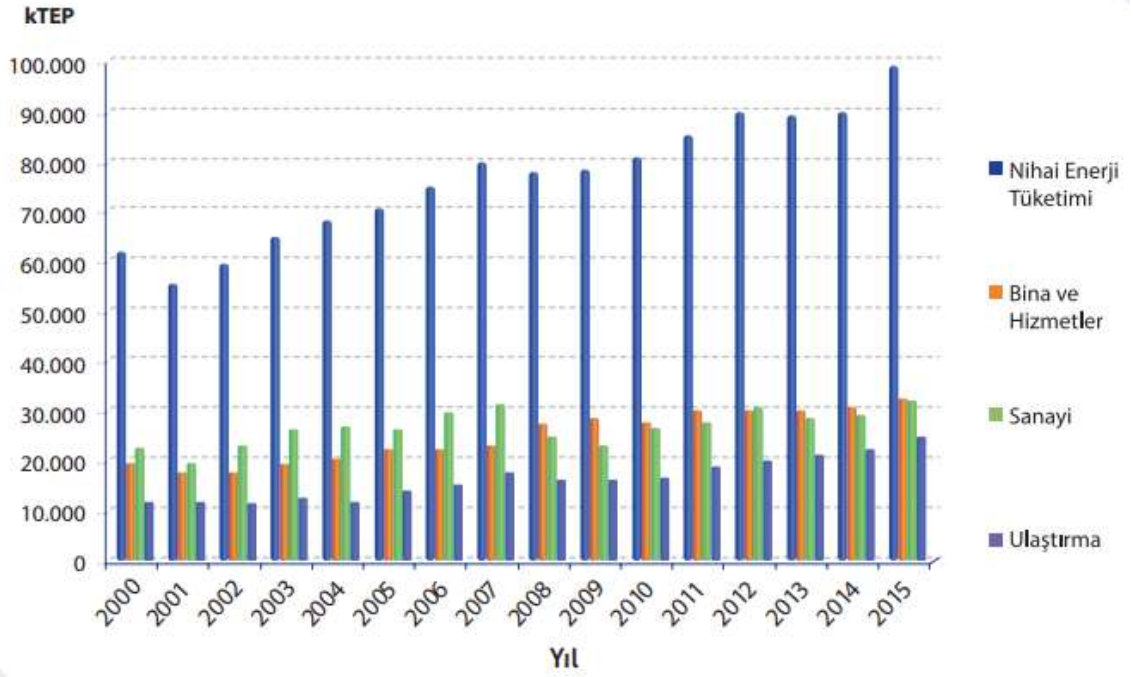
Enerji verimliliği kanunu 2007 yılında kabul edildi ve bu kanuna göre " Enerji verimliliği, binalarda yaşam standardı ve hizmet kalitesinin, endüstriyel işletmelerde ise üretim kalitesi ve miktarının düşüşüne yol açmadan enerji tüketiminin azaltılması anlamına gelmektedir." (Enerji Verimliliği Kanunu, 2007).

Enerji verimliliği daha detaylı olarak tanımlayacak olursak; çok farklı formlarda olan enerji kayıpları ( Elektrik, Doğalgaz, Basınçlı Hava, Buhar, Isı vb..) ile her türlü atıkların geri kazanılarak değerlendirilmesi veya yeni teknoloji gelişmelerinin uygulanması ile üretim miktarı azaltılmadan, sosyal refahın engellemeden tüketim miktarının düşürülmesidir ( Kavak 2005).

Dünya Enerji Konseyi enerji verimliliğini bir aktivite veya hizmet için tüketilen enerjideki düşüş olarak tanımlamıştır. Bu enerji düşüşü teknolojik olarak gelişen ekipmanlarla olabileceği gibi daha iyi yapılanma, bilinçlendirme ve yönetim ile de sağlanabilir.

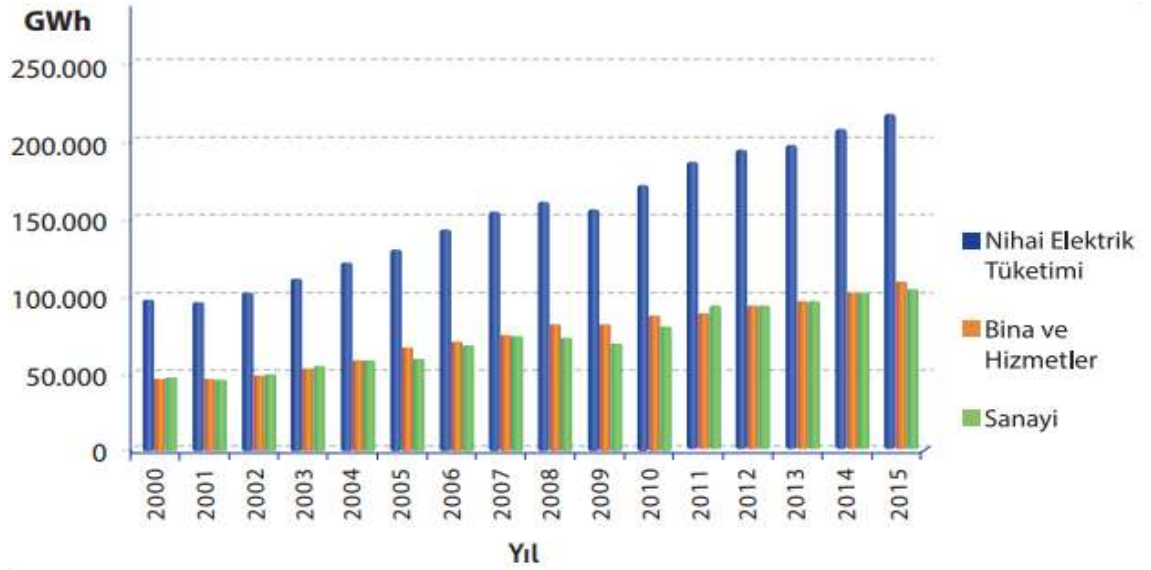
Enerji ve Tabii Kaynaklar Bakanlığı (ETKB) 2015-2019 Stratejik Planı'nda yer alan başlıklardan bir tanesi enerji verimliliği konusudur. Aynı zamanda Yenilenebilir Enerji Genel Müdürlüğü (YEGM) tarafından 1. Ulusal Enerji Verimliliği Eylem Planı çalışmaları tamamlanarak yayımlanmıştır.

2015 yılı sonu itibariyle binalarda tüketilen enerji ilk defa sanayide tüketilen enerjinin önüne geçmiştir. Binaların enerji tüketimi 2000 yılında 19,5 MTEP iken 2015 yılında 32,4 MTEP olmuş ve %66 artış gerçekleşmiştir. Yıllık ortalama tüketim %4,4 artarak Nihai enerji tüketimi içindeki payı %32,8 olmuştur (Şekil 1.2).



**Şekil 1.2.** Enerji Tüketimlerinin Sektörlere Göre Değişimi (TUIK, 2017)

Nihai enerji tüketiminde olduğu gibi elektrik tüketiminde de bina ve hizmet sektörü 2015 yılında sanayi sektörünün önüne geçmiştir. 2000 yılında %47,4'lük elektrik tüketimine sahip olan bina ve hizmet sektörü %2,5 artış ile %49,9'luk paya gelmiş ve sanayi sektörünü geride bırakmıştır (Şekil 1.3).



**Şekil 1.3.** Elektrik Tüketimlerinin Sektörlere Göre Değişimi (TUIK, 2017)

Türkiye İstatistik Kurumu (TUIİK) verilerine göre Türkiye’de 2017 yılı itibariyle 9,1 milyon bina bulunmaktadır. Bu binaların %87’si konut binasıdır. Bina sayısına her yıl 100.000’den fazla bina eklenmektedir. İstatistiklerden görüleceği üzere Türkiye’de ki bina sayısı her geçen gün artmakta buna paralel olarak enerji tüketimi de artmaktadır. Bu bilgiler ışığında yeni yapılacak binaların enerji verimli olmaları ve mevcut binaların iyileştirilmesi enerji verimliliği konusunda büyük önem taşımaktadır.

2011 – 2023 İklim değişikliği eylem planında Türkiye’deki binalarda enerji verimliliğinin artırılması ve binalardan kaynaklanan enerji tüketimlerinin azaltılması için hedefler belirlenmiştir. Bu hedeflere ulaşılabilmesi için ülke genelinde kamu ve özel binalarda enerji verimliliği çalışmaları yürütülmekte, 2023 yılına kadar en az %10 enerji tüketimi azaltımı sağlanmalıdır.

Bu çalışma esnasında literatür taraması yapılmıştır. Literatürde bulunan bugüne kadar yapılmış evaporatif soğutma çalışmaları ve analizlerine yer verilmiştir. Kuramsal temeller kısmında evaporatif soğutma işleminin gerekliliği ve analizi ile mekanik buhar sıkıştırımlı soğutma sistemleri ve analizleri anlatılmıştır. Dış havanın evaporatif soğutma sistemi ile chiller verimine etkisi detaylı olarak incelenmiştir. Bursa ilinde bir ofis binasında mekanik buhar sıkıştırımlı chiller sistemine evaporatif soğutma sistemi yapılmış ve dış hava sıcaklığı ile dışa hava nemine bağlı chiller verimindeki değişim analiz edilmiştir.

Materyal ve yöntem bölümünde evaporatif soğutma sistemi, kullanıldığı alanlara ve çeşitlerine göre sınıflandırılmıştır. Evaporatif soğutma sisteminin 1 yıl boyunca sağlayacağı tasarruf teorik olarak hesaplanmıştır.

Bulgular kısmında evaporatif soğutma sisteminde ve chiller sistemine ölçümler yapılmış bu ölçümler ile mevcut durum ortaya konmuştur. Evaporatif soğutma sistemi aktif hale geldiğinde ilk durum ile karşılaştırılarak enerji verimliliği potansiyeli incelenmiştir.

Tartışma ve sonuç bölümünde ise ulaşılan tüm sonuçlar değerlendirilmiştir. Chiller verimindeki değişim ve proje geri ödeme süresini içeren finansal analiz kısmı yapılmıştır.



## 2. KAYNAK ARAŞTIRMASI

Endüstriyel alanda, binalarda ve tarım alanlarında evaporatif soğutma sistemleri sürekli kullanılmakta olup evaporatif soğutma ile oluşan enerji verimliliği incelemelere konu olmuştur. Literatür taraması kapsamında bu incelemelere yer verilmiştir.

Khan ve Zubair (1999) bir araştırma yapmış ve chiller kompresörünün çalışma hızını değiştirerek soğutma kapasitesi incelenmiş. Araştırmaya başlarken chiller'in soğutma kapasitesinin değişmesine karşın kompresörün ve ısı eşanjörlerinin verimlerinin sabit kaldığı kabul edilmiştir. Khan ve Zubair (1999) chiller sisteminin performans eğrisini, sistemin performans katsayısının tersi olarak  $1/COP$  ve soğutma kapasitesinin tersi  $1/Q_{evap}$  arasındaki ilişki ile açıklamaya çalışmışlardır. Bu anlamda kullanılan soğutucu akışkanın kondensere giriş sıcaklığı ile kondenser sıcaklığı arasında bulunan fark  $1/Q_{evap}$  değeri arttıkça azalmıştır. Bu açıklamaya benzer bir durum evaporatör için de geçerliliğini korumuştur. Azaltılmış evaporatör kapasitesinde, ısı eşanjörlerindeki sonlu sıcaklık farkına bağlı bulunan COP değerinin düşme miktarı önemli bir değere gelmemiştir. COP değerinde oluşan düşüş kompresördeki ve genleşme valfindeki izentropik olmayan kayıplar nedeniyle verim, soğutma kapasitesiyle birlikte düşmeye başlamıştır. Evaporatör kapasitesi sabit tutulduğunda verim, kullanılan soğutucu akışkanın kondenser elemanına giriş sıcaklığı ile birlikte yükselmiştir. Evaporatör kapasitesi yükseltildiğinde ise sistemde bulunan soğutucu akışkan miktarı artmış ve ısı eşanjörleri ile arasındaki sıcaklık farkı daha da yüksek olmuştur. Bu etki ise COP değerinin düşmesi ile sonuçlanmıştır.

Bilge ve Bilge (1999) bir çalışma yaparak iklimlendirme havalandırma sistemlerinde bulunan klasik soğutma sistemleri ile endirekt\direkt evaporatif soğutma sistemi kombinasyonundan oluşan farklı bir sistemi kıyaslamışlardır. Ankara'da yapılan çalışmada evaporatif soğutma sistemi için havadan havaya plakalı ısı eşanjörü ve nemlendiriciden faydalanılmıştır. Plakalı ısı eşanjörünün verimini %70 olarak kabul ederek incelemeye başlamışlardır. Karşılaştırma için seçilen tesisin soğutma yükü 150 kW, iç ortam sıcaklığı  $26^{\circ}C$  ve nemi %52 olarak alınmıştır. Dış ortam hava şartları ise kuru termometre sıcaklığı  $34^{\circ}C$  yaş termometre sıcaklığı  $26^{\circ}C$  olarak dikkate alınmıştır. Yapılan incelemeler ve hesaplamalar sonucunda endirekt\direkt evaporatif soğutma sisteminin COP değerinin klasik soğutma sisteminden çok daha yüksek olduğu

görülmüştür. Tüketilen enerji hemen hemen aynı iken verilen soğutma gücü evaporatif soğutma sisteminde daha fazla olmuştur. Evaporatif soğutma için sistem seçiminden en önemli kriterin yaş termometre sıcaklığı olduğu dikkatleri çekmiştir. Yaş termometre sıcaklığının düşük olduğu Ankara gibi karasal iklime sahip bölgelerde evaporatif soğutma sisteminin kullanılabilceğini görülmüştür. Ayrıca evaporatif soğutma sisteminin %100 taze hava ile çalışması, ilk yatırım maliyetlerinin nispeten düşük olması soğutma sistem tasarımı yaparken avantajlar arasında yer almaktadır.

Hacışevki ve Atikol (2001) Kıbrıs Lefkoşa'da evaporatif soğutma sistemi için uygulanabilirlik çalışması yapmışlardır. Fizibilite hesaplamalarında Lefkoşa için 1996 ve 1997 yıllarının sıcaklık ve bağıl nem değerlerini kullanmışlardır. (Verileri meteoroloji genel müdürlüğünden almışlardır.) Psikrometrik diyagram üzerinden evaporatif soğutma sistemini analiz etmişler ve evaporatif soğutma sisteminin en verimli şekilde Mayıs ve Eylül aylarında çalışacağını görmüşlerdir. Yılın diğer aylarında evaporatif soğutma sisteminin tek başına yeterli olmayacağı diğer soğutma sistemlerine yardımcı olabileceği sonucuna varmışlardır.

Maheswari ve ark. (2001) Kuveyt'te yaptıkları bir çalışma ile evaporatif soğutma sisteminin enerji tasarrufunu analitik olarak inceleme altına almışlardır. Kuveyt'in sahil ve iç kesimlerini temsil eden iki farklı bölgede 1180 L/s'lik bir endirekt evaporatif soğutucuya ait performans değerleri ile analizler yapılmıştır. Analizlerde Kuveyt'in iklim verileri dikkate alınmış, Nisan ve Ekim ayları arasındaki günlerde yaş termometre ve kuru termometre sıcaklıkları arasındaki farkın 8°C ile 25°C kadar değişkenlik gösterdiği görülmüştür. İç kesimlerdeki günlük sıcaklık farkının dış kesimlerdeki günlük sıcaklık farkına göre oldukça fazla olduğu görülmüştür. İki farklı kesimde endirekt evaporatif soğutma sistemi kurularak değerler günlük ve saatlik olarak kaydedilmiştir. Alınan değerler incelendiğinde iç kesimlerde kurulan evaporatif sistemin kurulması ve çalıştırılması, dış kesime göre daha büyük avantaj sağlamaktadır. Yapılan hesaplamalar sonucunda iç kesimlerde kurulan evaporatif soğutma sisteminin kıyı kesimlerine kurulan evaporatif soğutucu sistemine göre soğutma yükünde ortalama %30, pik yüklerde %40 azalma olduğu, mevsimsel elektrik tasarrufunda ise %50 azalma sağladığı görülmüştür.

AL-Otaibi ve ark. (2004) buhar sıkıştırırmalı soğutma sistemleri üzerinde çalışma yapmış ve termodinamik – termoekonomik optimizasyonu ile ilgilenip maliyet analizi ile birlikte termodinamiğin 1. Kanununa ait bakış açısı ile incelemişlerdir. Yapılan çalışmada kütle ve enerji denklemleri yazılarak modelleme yapılmıştır. Çalışmada kondenser sıcaklığı 25°C - 60°C, evaporatör sıcaklığı ise -5°C - 20°C arasında olduğu görülmüştür. Kompresör, kondenser ve evaporatör etkinliğinin maliyet ölçütleri üzerinde etkisi olduğu kabul edilmiştir. Soğutucu akışkan olarak R134a (Freon 134a) seçilmiştir. Yapılan çalışmanın sonucunda kondenser sıcaklığında meydana gelen artışın sistemin COP değerinin düşmesi ile kondenser sıcaklığında meydana gelen düşmenin sistemin COP değerinin artmasıyla sonuçlandığını görmüşlerdir. Evaporatör sıcaklığının azalması ile de COP değerinin düşme eğilimine girdiği görülmüştür. Evaporatör sıcaklığının en düşük olduğu seviyede COP değerinin de en düşük olduğu tespit edilmiştir. Sonrasında değişik evaporatör sıcaklıklarında sistemin maliyet analizleri gerçekleştirilmiştir. Evaporatör sıcaklığında meydana gelen düşmenin işletme maliyetlerini artırdığı, kompresör çıkış basıncındaki düşmenin ise işletme maliyetlerini düşürdüğü görülmüştür.

Yıldız ve Dağtekin (2006) yaptıkları bir çalışma ile Akdeniz iklimine sahip Adana ilinde bulunan ticari tavuk barınağında kurulan pedli evaporatif soğutma sisteminin verimliliğini incelemişlerdir. Tavuk barınağı deniz seviyesinden 50m yüksekte olup 15.000 tavuk kapasitelidir. Kurulan sistemde pedlerin malzemesi selüloz olup 100mm kalınlığındadır. Pedler barınağın uzun duvarlarına (doğu ve batı yönlerindeki duvarlara) yerleştirilmiştir. Her duvarda 5 adet ped olup pedlerin boyutları 260 cm x 190 cm'dir. Pedlerin nemlendirilmesi için üzerlerine borular yerleştirilerek su verilmiştir. Tavuk barınağının zeminine beton su deposu yapılarak suyun sıcaklığının 18°C-19°C civarında sabit tutulması sağlanmıştır. Soğutma sistemi 127 cm çapında, 42.000 m<sup>3</sup>/h'lik debiye ve 6 adet egzoz fanına sahiptir. 4 adet fan kuzey duvarına diğer 2 adet fan ise kuzey duvarına yakın bir şekilde doğu ve batı duvarları üzerine konumlandırılmıştır. Kuru termometre sıcaklığı ile bağıl nem ölçümleri için doğu yönünde bulunan pedlerin merkezlerinden alınmıştır. Çalışma 18 Temmuz ile 3 Ağustos 2006 tarihleri arasında yapılarak ölçümler bu tarihlerde alınmıştır. Fanlar yardımıyla üflenen havanın maksimum hızı 1,41 m/s iken minimum 1,28 m/s olarak ölçülmüştür. Çalışmaya ilk başlandığı zaman fan hızları

minimum seviyede tutulmuş ilerleyen günlerde hız arttırılarak maksimum hıza çıkarılmıştır. Çalışmada aşağıdaki bulgular gözlemlenmiştir.

- Pedlerin üzerinden geçen hava hızı çok düşük bir aralıkta değişmesine rağmen evaporatif soğutma üzerinde büyük etkisi olmuştur.
- Evaporatif soğutma sisteminin veriminde %72 - %79 oranında değişme olurken sıcaklık değişimi  $4,4^{\circ}\text{C} - 7,3^{\circ}\text{C}$  arasında değişmiştir.
- Çalışma süresinde sabah ve akşam alınan ölçümlerde nem değerinin %80 üzerinde olduğu zamanlarda sıcaklık değişimi sınırlı kalmış, nem değerinin %50'nin altına düştüğü zamanlarda ise sıcaklık değişimi  $3^{\circ}\text{C}-12^{\circ}\text{C}$  değişmiştir. Bu durumda evaporatif soğutmanın yüksek bağıl nemde etkisiz olduğu düşünülmüştür.
- Sonuç olarak ise evaporatif soğutma ile tavuk barınağının sıcaklığının  $9^{\circ}\text{C}$  düşürülebileceği görülmüştür. Bu düşüş tavukların ihtiyacı olan sıcaklığa gelmemekte olup evaporatif soğutma mevcut sisteme sadece destek olarak düşünülmelidir.

El-Refaie ve Kaseb (2009) çalışma yaparak evaporatif soğutma uygulaması ile iç ortam hava şartlarının muhafaza edilmesini araştırmışlardır. İncelemede tek kademeli ve iki kademeli soğutma sistemleri öncülük etmiştir. Bu sistemler ile yapılan çalışma sonucunda farklı şartlar dikkate alınmış ve dış hava şartları, performans eğrileri, iç ortamın soğutma yükü ve iç ortamdaki konfor şartları arasında bağıntılara ulaşılmıştır. Hava debileri değiştirilerek her bir sistemin performans eğrisinde meydana gelen değişiklikler incelenmiş, dış hava şartları ile hava debisi için teorik ile pratik sınırlar ortaya çıkarılmıştır. Çalışma sonucunda ise uygulayabilmek için iki adet şartın aynı anda sağlanması gerektiği belirtilmiştir. Birinci şart iç ortama gönderilen hava debisinin kabul edilebilecek gürültü seviyesi ve enerji verimliliği dikkate alınarak belirlenmesi, ikinci şart ise iç ortamdaki bağıl nemin belirlenen şartlar içerisinde (konfor şartları) tutulması.

Genceli (1993), Evaporatif soğutma sistemlerinin kullanım alanları konusunda çalışma yapmış ve evaporatif soğutma sistemlerinin konfor amaçlı iklimlendirmelerin yanında tekstil alanında, güç santrallerinde, dökümhane / fırın gibi sıcaklık değerlerinin yüksek olduğu yerlerde uygulama alanı olduğunu belirtmiştir. Evaporatif soğutma sistemlerinin  $24^{\circ}\text{C}$  yaş termometre sıcaklığı ve  $32^{\circ}\text{C}$  lik kuru termometre sıcaklığı olan alanlarda verimli olarak kullanıldığı belirtilmiştir.

### 3. MATERYAL VE YÖNTEM

#### 3.1 Havanın Şartlandırılması

Tüm hava şartlandırma işlemleri insanların konforunu arttırma, dış hava koşullarından bağımsız durumda konforu sağlamak için yapılmaya başlandı. Özellikle toplu alanlarda (ofisler, sinemalar, tiyatrolar vb.) havanın şartlandırılması oldukça maliyetli olmaya başladı ve neticesinde enerji verimliliği önemli bir konuma geldi.

Atmosferde bulunan hava mükemmel gaz olarak kabul edilir. İçeriğinde birçok gaz bileşeni ve su buharı bulunmaktadır. Bunların yanında çiçek tozları, kirli gazlar ve çeşitli dumanlarda bulunmaktadır.

Hava, kuru hava ve nemli hava olarak adlandırılır. Nemli Hava, kuru hava ve su buharının karışımı olarak kabul edilir. Hava içerisinde su buharının maksimum seviyeye geldiği durumda doymuş hava ismini alır.

Nemli havanın kütlesi bulunurken kuru havanın ve su buharının kütleleri toplanarak hesaplanır.

$$m = m_h + m_b \quad (3.1)$$

İdeal gaz karışımlarında basınç, o karışımı oluşturan gazların kısmi basınçlarının toplanması ile bulunur.

$$P = P_h + P_b \quad (3.2)$$

Mükemmel gaz karışımlarında kısmi basınç formülleri göz önüne alındığında nemli havanın, kuru havanın ve su buharının kısmi basınçları 3.4 ve 3.5 bağlantılarıyla elde edilebilir.

$$\text{Nemli Hava} = \text{Kuru Hava} + \text{Su Buharı} \quad (3.3)$$

$$P_h V = m_h R_h T \rightarrow P_h = \frac{m_h R_h T}{V} \quad (3.4)$$

$$P_b V = m_b R_b T \rightarrow P_b = \frac{m_b R_b T}{V} \quad (3.5)$$

Atmosferde bulunan havanın içindeki su buharı kütlesinin, aynı havanın aynı sıcaklıktaki alabileceği en fazla su buharı kütlesine oranına bağıl nem ( $\emptyset$ ) denmektedir. Bağıl nem havanın doyma durumuna uzaklığını veya yakınlığı gösteren boyutsuz sayıdır.

$$\emptyset = \frac{m_b}{m_{b,d}} \quad (3.6)$$

3.6 bağlantısında  $m_b$  T sıcaklığındaki nemli hava içindeki su buharı kütlesi,  $m_{b,d}$  ise T sıcaklığındaki doymuş hava içindeki su buharı kütlesidir.

$$m_b = \frac{P_b V}{R_b T} \quad (3.7)$$

$$m_{b,d} = \frac{P_{b,T} V}{R_b T} \quad (3.8)$$

3.7 ve 3.8 denklemlerini 3.6 denkleminde yerine yazarsak,

$$\emptyset = \frac{P_b}{P_{d,T}} \quad (3.9)$$

Elde edilir. Burada bağıl nemin tanımı havada yer alan su buharı basıncının ( $P_b$ ) havanın aynı sıcaklıktaki doymuş su buharı basıncına ( $P_{d,T}$ ) oranıdır. Bağıl nem 0 ve 1 arasında bir değer olmakta ve bu değere göre havanın ismi değişmektedir.

$\emptyset = 0$  kuru hava

$0 < \emptyset < 1$  doymamış hava

$\emptyset = 1$  doymuş hava

Atmosferde bulunan hava içindeki su buharı kütlesinin aynı hava içindeki kuru hava kütlesine oranına özgül nem denmektedir.  $m_b$  hava içindeki su buharı kütlesi  $m_h$  kuru hava kütlesi olursa;

$$\omega = \frac{m_b}{m_h} \quad (3.10)$$

3.10 bağlantısı ile hesaplanır. 3.7 ve 3.8 bağlantılarından  $m_b$  ve  $m_h$  çekilerek 3.10 bağlantısında yerine yazılırsa;

$$\omega = \frac{m_b}{m_h} = \frac{P_b V (R_b T)}{P_h V (R_h T)} = \frac{R_b P_b}{R_h P_h} \quad (3.11)$$

Elde edilir. Bu bağlantıda havanın ve su buharının gaz sabitleri ( $R_h=0,287$  kJ/kgK,  $R_b=0,46152$  kJ/kgK) yerine yazıldığında;

$$\omega = 0,622 \frac{P_b}{P_h} \quad (3.12)$$

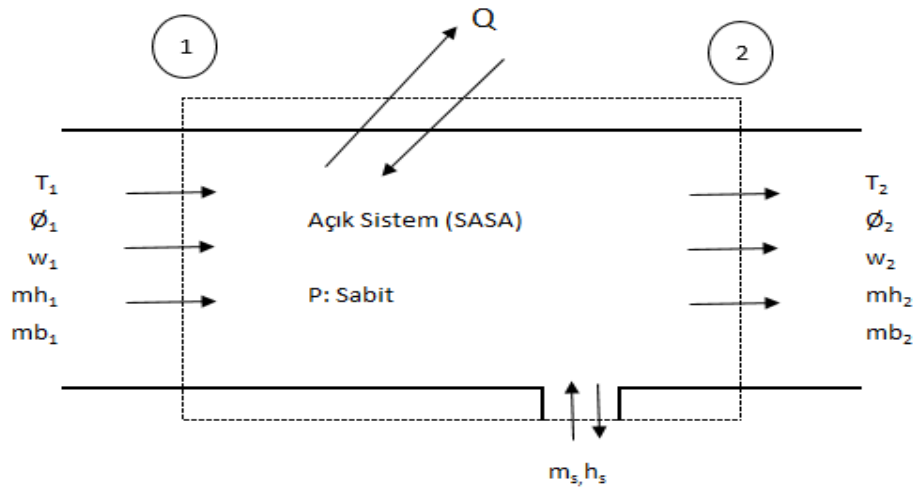
Elde edilecek olup kısmi basınçları veren ifade;

$$\omega = 0,622 \frac{\int P_{dT}}{P - \int P_{dT}} \quad (3.13)$$

Şeklinde bulunur.

### 3.2 Havanın Nemlendirilmesi

İklimlendirme sistemleri, klima santralleri, evaporatif soğutma gibi sistemlerde Sürekli Akışlı Sürekli Açık Sistemi (SASA) ile karşılaşmaktayız. Havanın ısıtılması, soğutulması, nemlendirilmesi, nem alma işlemlerinden önce nemli havanın (kuru hava + su buharı) kütle korunumu ve enerjinin korunumu denklemlerini incelemeliyiz.



Şekil 3.1. İklimlendirme İşlemleri için Termodinamiğin I. Kanun Uygulaması

Kuru hava için kütle korunumu (süreklilik) denklemi,

$$\dot{m}_{h,1} = \dot{m}_{h,2} = \dot{m}_h \quad (3.14)$$

Su buharı için nemlendirme yapılması durumunda,

$$\begin{aligned} \dot{m}_{b2} &= \dot{m}_{b1} + \dot{m}_s \rightarrow \dot{m}_s = \dot{m}_{b2} - \dot{m}_{b1} \\ \frac{\dot{m}_s}{\dot{m}_h} &= \frac{\dot{m}_{b2}}{\dot{m}_h} - \frac{\dot{m}_{b1}}{\dot{m}_h} \rightarrow \frac{\dot{m}_s}{\dot{m}_h} = w_2 - w_1 \end{aligned} \quad (3.15)$$

Havanın iklimlendirilmesi işlemi SASA (Sürekli akışlı sürekli açık sistem) dir. SASA için termodinamiğin I. Yasasını yazarsak;

$$Q - W = \sum H_2 - \sum H_1 + \Delta KE + \Delta PE \quad (3.16)$$

İklimlendirme sistemlerinde Kinetik Enerji (KE), Potansiyel Enerji (PE) ile Fan işi ihmal edilebilir. İhmal ederek 3.16 denklemini tekrar düzenlersek;

$$Q = (\dot{m}_{h2} h_{h2} + \dot{m}_{b2} h_{b2}) - (\dot{m}_{h1} h_{h1} + \dot{m}_{b1} h_{b1}) \pm \dot{m}_s h_s \quad (3.17)$$

Elde edilir. Sistemden su çıkarsa son terim pozitif, su girerse negatif olmaktadır.

3.17 bağlantısı hava debisine bölünerek kuru hava mükemmel gaz kabul edilerek denklem yeniden oluşturulursa;

$$\frac{Q}{\dot{m}_h} = C_{ph} (T_2 - T_1) + w_2 h_{b2} - w_1 h_{b1} \pm \dot{m}_s h_s \quad (3.18)$$

Elde edilir ve bu denklem ile ısıtma, soğutma, nem verme, nem alma gibi tüm işlemler yapılabilir.

Evaporatif soğutma işlemlerinde hava su püskürtülerek sıcaklığının düşürülmesi sağlanmaktadır. Teorik olarak Adyabatik doyma işlemi ile havanın nemi %100'e kadar çıkarılabilir. SASA için elde ettiğimiz 3.18 bağlantısını uygularsak;

$$\frac{Q}{\dot{m}_h} = 0 \text{ yazılırsa,}$$



$$\frac{Q}{\dot{m}_h} = C_{p0h} (T_2 - T_1) + w_2 h_{b2} - w_1 h_{b1} - (w_2 - w_1)h_{s2} = 0 \quad (3.19)$$

halini alır. Bu denklemde  $w_1$  olan terimler bir tarafa diğer terimler öbür tarafa alınırsa;

$$w_1(h_{b1} - h_{s2}) = C_{p0h} (T_2 - T_1) + w_2 (h_{b2} - h_{s2}) \quad (3.20)$$

elde edilir.  $(h_{b2} - h_{s2}) = h_{sb2}$  olarak konulursa havanın özgül nemi:

$$w_1 = \frac{C_{p0h} (T_2 - T_1) + w_2 h_{sb2}}{h_{b1} - h_{s2}} \quad (3.21)$$

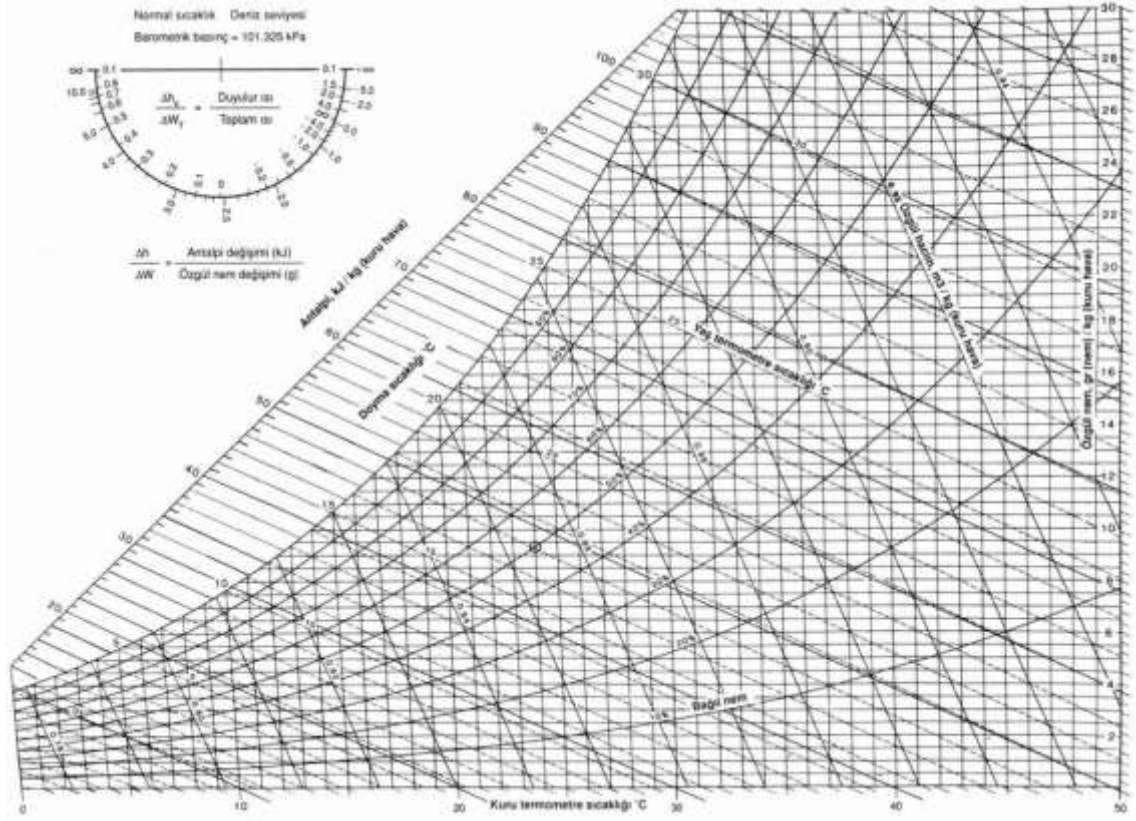
Bağlantısı elde edilir. Burada  $T_1$  ve  $T_2$  sıcaklıkları ölçülerek tespit edilebilir. Hava doymuş hale geldiği için  $\phi_2 = 1$  olur ve çıkıştaki havanın özgül nemi  $w_2$  aşağıdaki bağlantılar ile hesaplanabilir.

$$w_2 = 0,622 \frac{\phi_2 P_{dT2}}{P - \phi_2 P_{dT2}} = 0,622 \frac{P_{dT2}}{P - P_{dT2}} \quad (3.22)$$

$$w_1 = 0,622 \frac{\phi_1 P_{dT1}}{P - \phi_1 P_{dT1}} \quad (3.23)$$

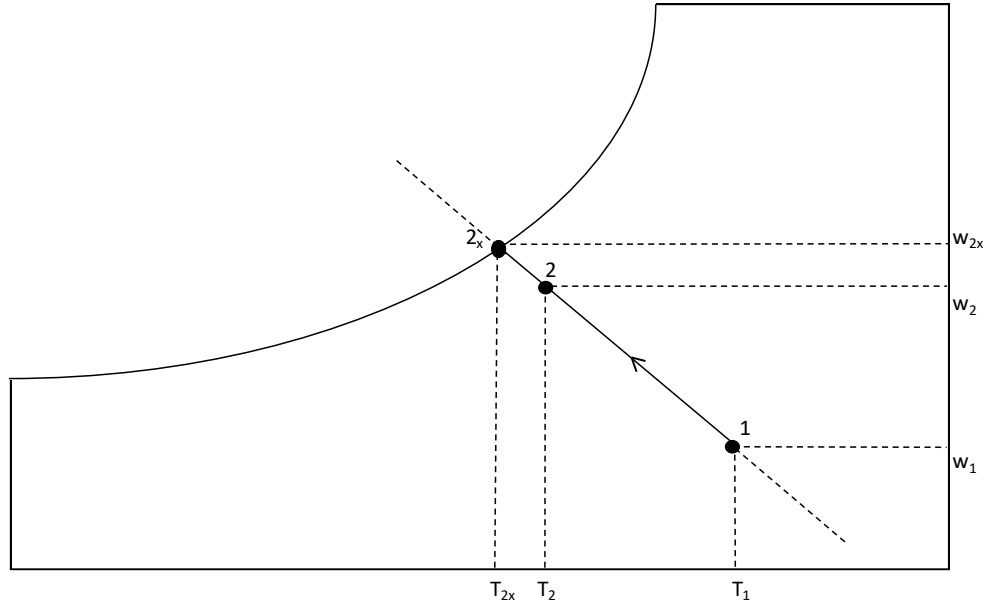
### 3.3 Havanın Nemlendirilmesi (Psikrometrik Diyagram)

Havanın şartlandırılması yukarıda verilen termodinamik hesaplamalar ile yapılabileceği gibi Psikrometrik diyagram ile de pratik bir şekilde yapılabilmektedir. Psikrometrik diyagram ayrıca EK 1.'de verilmiştir.



**Şekil 3.2.** Psikrometrik Diyagram

Havanın nemlendirilmesi için su püskürtülmesi evaporatif soğutma olarak adlandırılmaktadır. Özellikle çöl gibi sıcaklığın yüksek olduğu, nemin düşük olduğu bölgelerde su püskürme işlemi ile havanın sıcaklığı düşürülmektedir. Pompa ile basınçlandırılarak hava üzerine püskürtülen su buharlaşarak hava içerisine nem olarak nüfuz etmektedir. Sistem rejim durumunda çalışırken sürekli hava püskürtüldüğünde havanın sıcaklığı dış ortamın yaş termometre sıcaklığına kadar düşürülebilmektedir. Su püskürtülerek yapılan Adyabatik nemlendirme işlemi havanın yaş termometre ekseninde gerçekleşir. Hava üzerine püskürtülen suyun sıcaklığı aynı havanın yaş termometre sıcaklığı ile aynıysa entalpinin değişmediği kabulü yapılmıştır.



**Şekil 3.3.** Su ile Nemlendirme (Evaporatif Soğutma) İşleminin Psikrometrik Diyagramda Gösterimi

### 3.4 Evaporatif Soğutma Uygulamaları

Evaporatif soğutma temel olarak suyun buharlaşması ile havadan ısı alma prensibine dayanmaktadır. Su buharlaşma esnasında havadan ısı çeker ve havanın soğumasını sağlar.

Evaporatif soğutma sistemleri, dış ortam sıcaklığının yüksek ve dış ortam nem miktarının düşük olduğu bölgelerde daha verimli olan, enerji tüketimleri daha az olan ve çevre dostu iklimlendirme - soğutma sistemleridir. Bunların yanında endüstriyel uygulamalarda enerji verimliliği açısından ana enerji tüketen ekipmanlara yardımcı eleman olarak montajı yapıldığından verimliliği artırmaktadır.

Günümüzde Evaporatif soğutma giderek yaygınlaşmaktadır. En göze çarpan örnekleri kafelerde, seralarda, marketlerde ve açık alan soğutma ihtiyacı olan yerlerde kullanılmasıdır.



**Şekil 3.4.** Evaporatif soğutma ile açık alan soğutması



**Şekil 3.5.** Evaporatif soğutma ile sera soğutması



**Şekil 3.6.** Evaporatif soğutma ile gıda soğutması

Evaporatif soğutma ile enerji verimliliği sağlanabildiği gibi konfor artışı da sağlanabilmektedir.

Endüstri’de özellikle büyük soğutma üniteleri olan Chiller cihazlarının ön soğutması için evaporatif soğutma uygulamaları tercih edilmeye başlanmıştır. Farklı tasarım şartlarına uygulanabilmesi nedeniyle kullanım alanı günden güne artmaktadır.

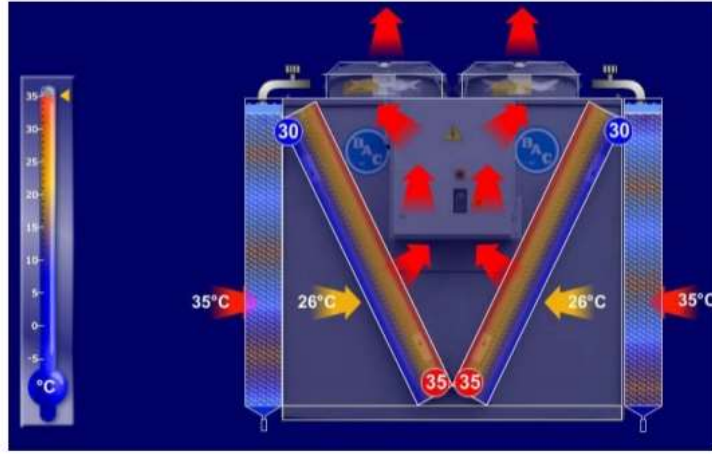
Chiller’in dış ünitesi olan kondenser üzerine doğrudan su püskürtme, nozullar üzerine su püskürtme ve petekler üzerinde su püskürtme en yaygın kullanım metotlarıdır.



**Şekil 3.7.** Doğrudan püskürtme ile evaporatif soğutma

Doğrudan su püskürtme yöntemlerinin en büyük dezavantajı kondenser petekleri üzerinde kireçlenme oluşması ve oluşan kireçlenmeye bağlı olarak tıkanmaların yaşanmasıdır.

Kireçlenmeye bağlı tıkanmaların önüne geçmek için kondenser önüne petekler konularak su bu petekler üzerinden geçirilerek chillerin emdiği havanın soğutulması sağlanmaktadır.



**Şekil 3.8.** Chiller ön soğutması

### 3.5 Soğutma Sistemi (Mekanik Buhar Sıkıştırma)

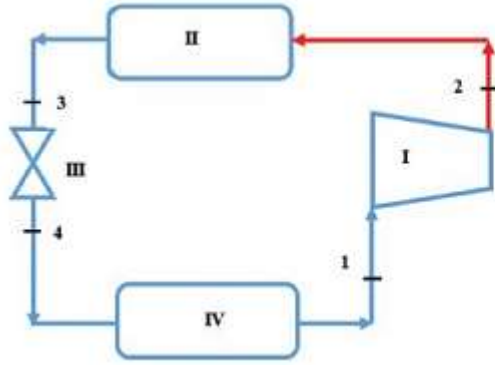
Mekanik buhar sıkıştırma soğutma sistemi günümüzde en fazla kullanılan soğutma sistemidir. Klimalar, buzdolapları ve endüstriyel soğutma (chiller) sistemlerinde kullanılmakta olup günümüzün en verimli sistemlerinden bir tanesidir.

Mekanik buhar sıkıştırma soğutma sisteminde 4 ana bileşen bulunmakta olup bunlar kompresör, kondenser (yoğusturucu), evaporatör (buharlaştırıcı) ve kısılma vanasıdır. Ayrıca Dryer (kurutucu), filtre, gözetleme camı, sıvı deposu, basınç prosestatları gibi yardımcı elemanlar da yer almaktadır.

Sistem çevriminde soğutucu akışkanlar kullanılmaktadır. Bu soğutucu akışkanlar vasıtasıyla sıcaklığı düşük olan mahaldeki ısı alınarak daha yüksek sıcaklıkta olan mahale verilmekte ve bu sayede soğutma işlemi yapılmaktadır.

Şekil 3.9’da mekanik buhar sıkıştırma soğutma sisteminin ana elamanları yer almaktadır. 1. noktasında düşük basınçta olan soğutucu akışkan kompresöre girerek yüksek basınca çıkmakta ve kızgın buhar fazına geçmektedir. Kızgın buhar fazındaki soğutucu akışkan kondensere girerek ısısını vermekte ve yoğuşarak sıvı fazına geçmektedir. Daha sonra soğutucu akışkan kısılma vanasına girerek basıncı düşmekte ve ıslak buhar fazına geçerek evaporatöre girmektedir. Evaporatöre giren soğutucu akışkan

ortam sıcaklığının oldukça altında olup ortamdaki ısıyı çekmekte ve doymuş buhar haline gelerek evaporatörden çıkıp tekrar kompresöre girmektedir. Çevrim bu şekilde tamamlanıp sürekli tekrar etmektedir.

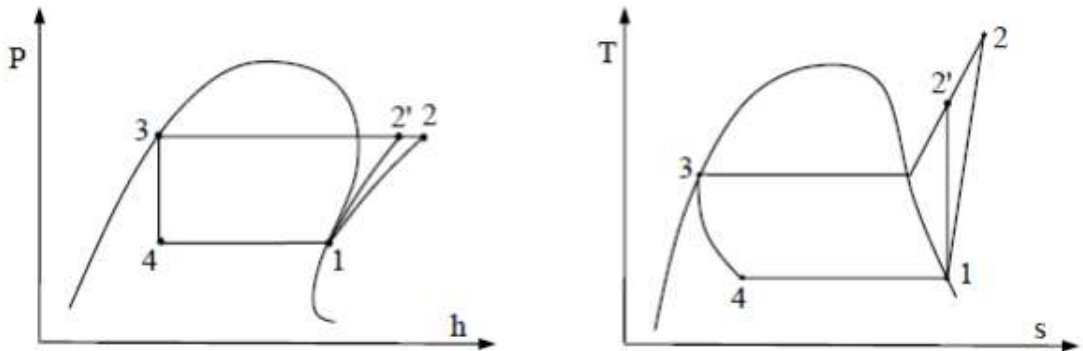


**Sistem Elemanları :**  
 I - Kompresör  
 II - Kondenser  
 III - Genleşme Valfi  
 IV - Evaporatör

**Şekil 3.9.** Mekanik Buhar Sıkıştırımlı Soğutma Sistemi Çevrim Şeması

İdeal bir soğutma çevriminde evaporatör ve kondenserde ısı transferi esnasında basınç kayıpları olmadığı, kompresörün Adyabatik ve tersinir olarak çalıştığı, kısılma vanasındaki basınç düşmesinin de adyabatik olduğu, sistemde bulunan tüm bileşenlerde tüm borularda sürtünmeden kaynaklı basınç kaybı olmadığı kabul edilmektedir. Gerçek hayatta böyle çevrim olması mümkün değildir (Yakın 2007).

Bu sistemleri oluşturan her eleman açık sistem olarak ele alınmaktadır. Soğutma çevrimi Şekil 3.6’da yer alan Basınç – Entalpi (P-h) ve Sıcaklık Entropi (T-s) diyagramlarında gösterilmektedir.



**Şekil 3.10.** İdeal Soğutma çevriminde P-h ve T-s Diyagramları

Adyabatik kompresör işi;

$$W_k = \frac{m_s(h_{2s}-h_1)}{\eta_{lK} \cdot \eta_{EM} \cdot \eta_{MK} \cdot \eta_{KK}} \quad (3.24)$$

$h_2$  noktası;

$$h_2 = h_1 + \frac{h_{2s}-h_1}{\eta_{lK}} \quad (3.25)$$

Buharlaştırıcıda ortamdaki ısı çekilmesi;

$$Q_b = m_s x (h_1 - h_4) \quad (3.26)$$

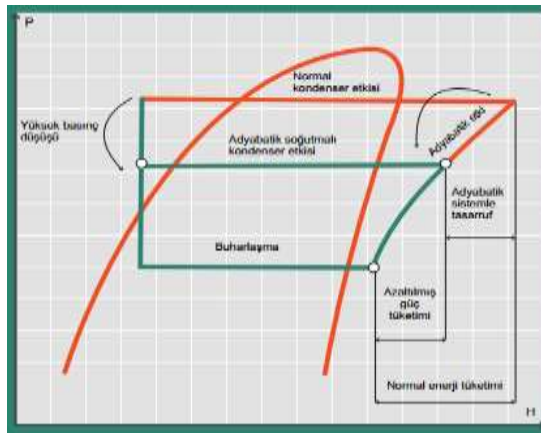
Kondenserden ortama ısı verilmesi;

$$Q_y = m_s x (h_3 - h_2) \quad (3.27)$$

Birim iş başına yapılan soğutma miktarı (STK: Soğutma Tesir Katsayısı)

$$STK = \frac{Q_b}{W_k} \quad (3.28)$$

Şekillerden ve termodinamik formüllerden görüleceği üzere kondenser sıcaklığındaki ve evaporatör sıcaklığındaki değişimler kompresörün çektiği enerjiyi doğrudan etkilemektedir. Şekil 3.11’de görüleceği üzere evaporatif soğutma ile kondenser sıcaklığının düşürülerek evaporatörden aktarılan soğutma miktarının artması buna karşın kompresörün tükettiği enerji miktarının düşürülmesi hedeflenmektedir.



Şekil 3.11. P-h ve Edilecek Tasarruf



### 3.6 Deney Tesisatı

Bursa ilinde bulunan bir idari ofis binası tüm katların soğutulması için Chiller soğutma grubu kullanmaktadır.



Şekil 3.12. İdari Ofis Binası

Evaporatif soğutma ile ortam havası soğutulurken Chillerin kondenser tarafına ortam havasından daha soğuk bir hava verilmesi sağlanacak ve chillerin daha az enerji tüketerek daha verimli çalışmasının sağlanması planlanmaktadır.

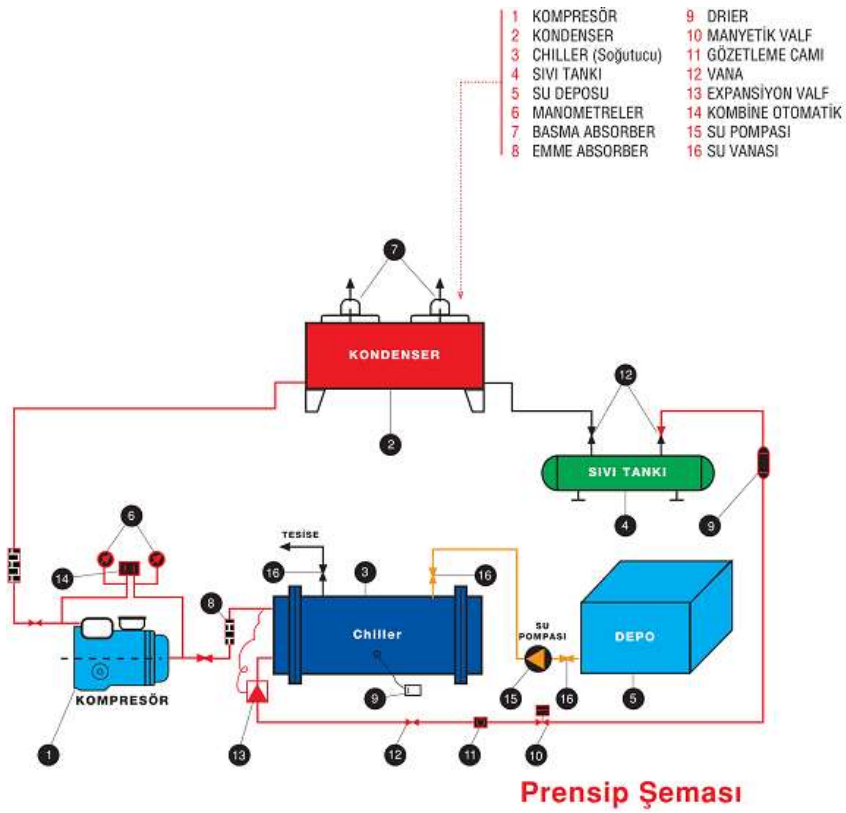
#### 3.6.1 Ofis Binası Soğutma Sistemi (Chiller Sistemi)

Bursa ilinde yer alan idari ofis binasında 1 asıl 1 yedek olmak üzere 2 adet 320 kW'lık soğutma gücüne sahip chiller bulunmaktadır. Toplam soğutma gücü 640 kW olup bir adet chiller soğutma için yeterli olmaktadır.



**Şekil 3.13.** Chiller Soğutma Grubu

İdari ofis binasında yer alan tüm katlarda ve tüm odalarda fan-coil sistemi bulunmakta olup fan-coil'ler içerisinde soğuk su geçmekte ve soğuk su vasıtasıyla iç mahallerin soğutulması yapılmaktadır. Suyun chillere girişi ve chiller prensip şeması şekil 3.14'te verilmiştir.



**Şekil 3.14.** Chiller Sistem Şeması

Chiller soğutma sisteminin Çizelge 3.1’de verilen katalog verileri incelendiğinde soğutma gücünün 316 kW, tükettiği elektriğin 102 kW ve Soğutma Tesir Katsayısının (EER) 3,09 olduğu görülmüştür.

Evaporatif soğutma ile kondenserin sıcaklığı düşürülerek kompresörün tükettiği elektrik enerjisi miktarı azalmakta, evaporatörün vermiş olduğu soğutma miktarı artmaktadır.

**Çizelge 3.1. 320kW Chiller Katalog Değerleri**

Cooling only		EWAQ-F-XS/XL		170	200	220	250	310	320	350	360	400	430	450	520	610	680				
Cooling capacity	Nom.	kW		170	194	220	244		316		356	403	428	457	528	607	672				
Power input	Cooling	Nom.		kW		54.8	62.2	70.6	78.3		102	115	130	137	146	170	198	219			
Capacity control	Method		Step																		
	Minimum capacity		%		25.0	21.0	25.0	22.0		23.0		25.0	21.0	20.0	25.0	17.0	14.0	17.0			
EER					3.11	3.13	3.12			3.09		3.10		3.12	3.10	3.07					
ESEER					3.90	4.10	3.95	4.08	4.04	4.30	4.05	4.33	4.24	4.27	4.23	4.35	4.30	4.23			
IPLV					4.56	4.76	4.67	4.70	4.67	4.60	4.64	4.80	4.72	4.65	4.61	4.95	4.82	4.68			
Dimensions	Unit	Height		mm		2,271				2,221	2,271										
		Width		mm		1,224				2,258	1,224										
		Depth		mm		4,413	5,313		6,213	3,210	6,213	3,210	4,110		5,010		5,910				
Weight (XS)	Unit	kg		1,688	1,958	2,210	2,339	2,500	2,600	2,632	2,732	2,744	2,845	2,861	3,569	3,667	4,054				
	Operation weight		kg		1,700	1,973	2,225	2,353	2,514	2,672	2,772	2,784	2,891	2,907	3,615	3,727	4,115				
Weight (XL)	Unit	kg		1,909	2,193	2,457	2,592	2,761	2,861	2,900	3,000	3,017	3,124	3,141	3,923	4,026	4,434				
	Operation weight		kg		1,921	2,207	2,472	2,607	2,776	2,876	2,940	3,040	3,057	3,170	3,187	3,970	4,087	4,494			
Water heat exchanger	Type		Plate heat exchanger																		
	Water volume		l		12			14			40			46			60				
	Water flow rate	Cooling	Nom.		l/s		8.2	9.3	10.5	11.7	15.1	17.0	19.3	20.5	21.8	25.3	29.0	32.2			
Water pressure drop	Cooling	Nom.		kPa		25	27	34	42	22	23	31	29	30	41	44	55				
Air heat exchanger	Type		High efficiency fin and tube type with integral subcooler																		
Compressor	Type		Scroll compressor																		
	Quantity				4			5			6			8			10			12	
Fan	Type		Direct propeller																		
	Quantity				4			5			6			8			10			12	
	Air flow rate	Nom.		l/s		21,845	21,148	26,874	25,204	31,722		30,245	42,296	40,326	50,408	60,489					
	Speed	rpm		900																	
Sound power level (XS)	Cooling	Nom.		dBA		91	93	94	95		96		97		98		99	100			
Sound power level (XL)	Cooling	Nom.		dBA		90	91	92			93		95			96	97				
Sound pressure level (XS)	Cooling	Nom.		dBA		72	74	75	76	77	76	77	78	79	78	79	78	79			
Sound pressure level (XL)	Cooling	Nom.		dBA		71	73			74		75			76						
Operation range	Water side	Cooling	Min.-Max.		°CDB		-13-18														
	Air side	Cooling	Min.-Max.		°CDB		-18-52														
Refrigerant	Type / GWP		R-410A / 2,087.5																		
	Circuits		Quantity		2																
Refrigerant charge	Per circuit	kg		14.0	15.5	16.5	20.0		26.0			31.0			37.0	36.0	41.5				
	Per circuit	TCO,Eq		29.2	32.4	34.4	41.8		54.3			64.7			77.2	75.2	86.6				
Piping connections	Evaporator water inlet/outlet (OD)		3"																		
Unit	Maximum starting current		A		281	338	353	408	480		509	629	643	657	642	768	818				
	Nominal running current (RLA)	Cooling	A		110	117	128	141	181		202	229	240	254	300	343	379				
	Maximum running current		A		138	149	164	180	229		258	294	308	322	391	433	482				
Power supply	Phase/Frequency/Voltage		Hz/V		3~/50/400																

Chiller soğutma grubu üreticisi ile iletişime geçilerek 320kW Chillerin farklı dış hava sıcaklıklarında sergileyeceği performans Chiller programı ile hesaplanmıştır.


20°C ve 37°C dış ortam sıcaklıkları arasında belirli noktalar seçilerek chiller katalog verileri alınmıştır. Chiller katalog verileri Çizelge 3.2’de verilmiştir.

**Çizelge 3.2.** Farklı Sıcaklıklarda Chiller Performansı

Dış Ortam Sıcaklığı (°C)	Soğutma Miktarı (kW)	Elektrik Tüketimi (kW)	STK
20	416,8	90,34	4,613
22	405,4	92,57	4,387
23	403,2	94,57	4,264
24	401,6	96,05	4,181
26	393,7	99,14	3,971
28	385,7	102,4	3,767
30	377,4	105,9	3,565
37	346,8	119,4	2,904


Bursa ili için maksimum dış hava sıcaklığı olan 37°, chillerin çalıştığı sıcaklık olan 28°C ve evaporatif soğutma ile düşülebilecek ortalama sıcaklık olan 22°C için katalog verileri Çizelge 3.3, Çizelge 3.4 ve Çizelge 3.5'te verilmiştir.

**Çizelge 3.3.** 37°C için Chiller Çalışma Performansı

Technical Data Sheet			
			
<b>Cooling mode performances</b>			
Cooling capacity	<b>346.8 kW</b>	Evaporator water IN/DUT	<b>12.00 °C / 7.00 °C</b>
Power input	<b>119.4 kW</b>	Evaporator water flow	<b>16.60 l/s</b>
EER Cooling Efficiency	<b>2.904 kW / kW</b>	Evaporator pressure drops	<b>22.2 kPa</b>
		Ambient temperature	<b>37.0 °C</b>
IPLV, IP	<b>4.800 kW / kW</b>	Lw / Lp @ 1m	<b>96 dB(A) / 77 dB(A)</b>
SEER / ηs	<b>4.23 / 166.2%</b>	Evaporator fluid	<b>Water</b>
		Evaporator fouling factor	<b>0.000 m<sup>2</sup>/W</b>
<small>SEER declared according to EN14825, fan coil application 12/7°C (inlet/outlet) water temperatures. Sound power level according to ISO 9614-1. SEER and IPLV, IP refer to standard unit without options</small>			
<b>Unit information</b>			
Compressor type	<b>Scroll</b>	Refrigerant type	<b>R410A</b>
Capacity control	<b>Step</b>	Condenser type	<b>HFP</b>
Compressor N°	<b>4</b>	Condenser fans N°	<b>6</b>
Circuit N°	<b>2</b>	Condenser fans control	<b>DOL</b>
Refrigerant charge	<b>52 kg</b>	Altitude	<b>0 MSL</b>
		Evaporator type	<b>Plated Heat Exchanger</b>
<small>Actual refrigerant charge depends on the final unit construction, refer to unit nameplate.</small>			
<b>Electrical information</b>			
Power supply	<b>400 V / 50.0 Hz / 3 Ph</b>	Max. inrush current	<b>513 A</b>
Running current	<b>208 A</b>	Compressor starting method	<b>Direct on line</b>
Max. Running current	<b>263 A</b>		
Max. current wires sizing	<b>289 A</b>		
<small>Voltage tolerance ± 10%. Phase Voltage unbalance ± 3%. Electrical data referred to standard unit without options, refer to unit name plate data.</small>			

Dış ortamın 37°C olduğu durumda ofis binası soğutma için kullanılan chiller, programda çalıştırılmış ve Çizelge 3.3'deki veriler elde edilmiştir. Buna göre chiller 346,8 kW soğutma sağlayacak olup 119,4 kW elektrik tüketecektir. Bu durumda Soğutma tesir katsayısı (STK) 2,904 olacaktır. Chiller sisteminde evaporatör tarafında soğutulacak suyun debisi 16,6 lt/s ( 59,7 m<sup>3</sup>/h ) olup su giriş sıcaklığı 12°C ve su çıkış sıcaklığı 7°C olmaktadır.

**Çizelge 3.4.** 28°C için Chiller Çalışma Performansı


Technical Data Sheet			
			
<b>Cooling mode performances</b>			
Cooling capacity	<b>385.7 kW</b>	Evaporator water IN/OUT	<b>12.00 °C / 7.00 °C</b>
Power input	<b>102.4 kW</b>	Evaporator water flow	<b>18.40 l/s</b>
EER Cooling Efficiency	<b>3.767 kW / kW</b>	Evaporator pressure drops	<b>27.4 kPa</b>
		Ambient temperature	<b>28.0 °C</b>
IPLV/IP	<b>4.800 kW / kW</b>	Lw / Lp @ 1m	<b>96 dB(A) / 77 dB(A)</b>
SEER / ηs	<b>4.23 / 166.2%</b>	Evaporator fluid	<b>Water</b>
		Evaporator fouling factor	<b>0.000 m<sup>2</sup>/C/W</b>
<small>SEER declared according to EN14815, fan coil application 12/7°C (inlet/outlet) water temperatures. Sound power level according to ISO 9614-1. SEER and IPLV/IP refer to standard unit without options</small>			
<b>Unit information</b>			
Compressor type	<b>Scroll</b>	Refrigerant type	<b>R410A</b>
Capacity control	<b>Step</b>	Condenser type	<b>HFP</b>
Compressor N°	<b>4</b>	Condenser fans N°	<b>6</b>
Circuit N°	<b>2</b>	Condenser fans control	<b>DOL</b>
Refrigerant charge	<b>52 kg</b>	Altitude	<b>0 MSL</b>
		Evaporator type	<b>Plated Heat Exchanger</b>
<small>Actual refrigerant charge depends on the final unit construction, refer to unit nameplate.</small>			

Dış ortamın 28°C olduğu durumda ofis binası soğutma için kullanılan chiller, programda çalıştırılmış ve Çizelge 3.4'teki veriler elde edilmiştir. Buna göre chiller 385,7 kW soğutma sağlayacak olup 102,4 kW elektrik tüketecektir. Bu durumda Soğutma tesir katsayısı (STK) 3,767 olacaktır. Chiller sisteminde evaporatör tarafında soğutulacak suyun debisi 18,4 lt/s ( 66,2 m<sup>3</sup>/h ) olup su giriş sıcaklığı 12°C ve su çıkış sıcaklığı 7°C olmaktadır. Uygulama sonrası ölçümler yapılarak bu değerler analiz edilecektir.



**Çizelge 3.5.** 22°C için Chiller Çalışma Performansı

**Technical Data Sheet**



Cooling mode performances	
Cooling capacity	<b>405.4 kW</b>
Power input	<b>92.57 kW</b>
EER Cooling Efficiency	<b>4.387 kW / kW</b>
IPLV/IP	<b>4.800 kW / kW</b>
SEER / ηs	<b>4.23 / 166.2%</b>
Evaporator water IN/OUT	<b>12.00 °C / 7.00 °C</b>
Evaporator water flow	<b>19.40 l/s</b>
Evaporator pressure drops	<b>30.3 kPa</b>
Ambient temperature	<b>22.0 °C</b>
Lw / Lp @ 1m	<b>96 dB(A) / 77 dB(A)</b>
Evaporator fluid	<b>Water</b>
Evaporator fouling factor	<b>0.000 m<sup>2</sup>C/W</b>

SEER declared according to EN14825, fan coil application 12/7°C (inlet/outlet) water temperatures. Sound power level according to ISO 9614-1. SEER and IPLV/IP refer to standard unit without options

Unit information	
Compressor type	<b>Scroll</b>
Capacity control	<b>Step</b>
Compressor N°	<b>4</b>
Circuit N°	<b>2</b>
Refrigerant charge	<b>52 kg</b>
Refrigerant type	<b>R410A</b>
Condenser type	<b>HFP</b>
Condenser fans N°	<b>6</b>
Condenser fans control	<b>DOL</b>
Altitude	<b>0 MSL</b>
Evaporator type	<b>Plated Heat Exchanger</b>

Actual refrigerant charge depends on the final unit construction, refer to unit nameplate.

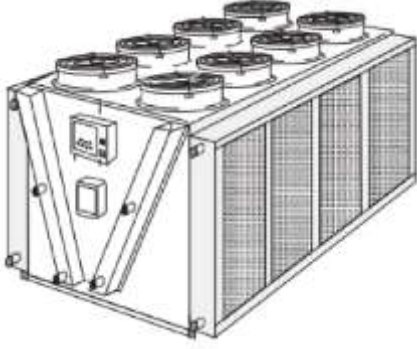
Dış ortamın 22°C olduğu durumda ofis binası soğutma için kullanılan chiller, programda çalıştırılmış ve Çizelge 3.5'teki veriler elde edilmiştir. Buna göre chiller 405,7 kW soğutma sağlayacak olup 92,57 kW elektrik tüketecektir. Bu durumda Soğutma tesir katsayısı (STK) 4,387 olacaktır. Chiller sisteminde evaporatör tarafında soğutulacak suyun debisi 19,4 lt/s ( 69,8 m<sup>3</sup>/h ) olup su giriş sıcaklığı 12°C ve su çıkış sıcaklığı 7°C olmaktadır. Uygulama sonrası ölçümler yapılarak bu değerler analiz edilecektir.

Evaporatif soğutma ile su püskürterek dış havanın soğutulması sağlanacak ve Chiller soğutma sisteminin kondenser tarafına mevcut dış ortam sıcaklığından daha soğuk hava verilmesi sağlanacaktır.

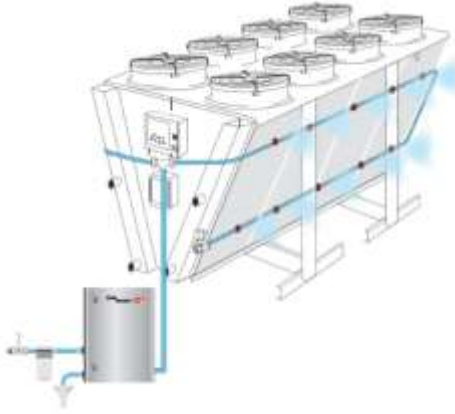
Teorik hesaplamalar sonrasında proje, kurulum ve işletim aşamasına geçilmiştir.

### 3.6.2 Evaporatif Soğutma Sistemi

Evaporatif soğutma yapılacak Chiller soğutma sistemi tüm açılardan ele alınarak detaylı bir şekilde incelenmiştir. Chiller soğutma grupları için yapılan uygulamalar dikkate alınmış olup mevcut uygulamalar genel olarak Pedli ve Su püskürtme (Nozzle Sistemi) ile yapılmaktadır.



Şekil 3.15. Pedli Evaporatif Soğutma Sistemi



Şekil 3.16. Su Püskürtme (Nozzle) ile Evaporatif Soğutma Sistemi

Pedli evaporatif soğutma ve su püskürtme ile yapılan evaporatif soğutma oldukça etkin olmasına karşın birçok dezavantajı bulunmaktadır. En büyük dezavantajı kondenser üzerindeki peteklerin bir süre sonra kireçlenerek tıkanmasıdır. Kondenser petekleri tıkanıldığında ısı alışverişi neredeyse hiç olmamakta ve chiller soğutma ünitesi çok çok düşük kapasitelerde çalışmak durumunda kalmaktadır.

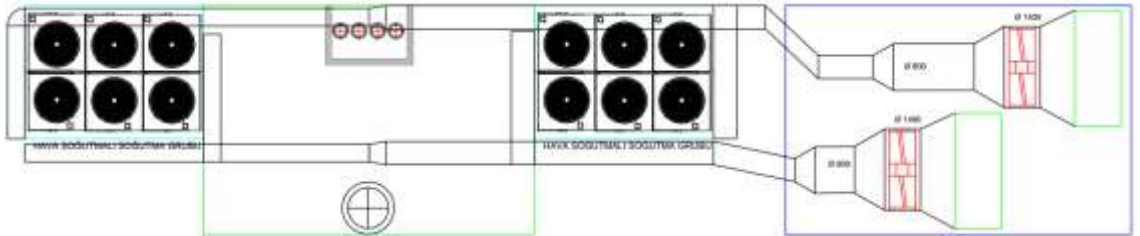


**Şekil 3.17.** Su Püskürtme Sonucu Oluşan Korozif Etki

Bursa ilindeki ofis binasının chiller soğutma sisteminde korozif etki olmaması için farklı bir evaporatif tasarımı yapılmıştır. Bu tasarımda su püskürtme işlemi chiller soğutma ünitesinden uzak bir konumda yapıp soğutulan hava yalıtılmış hava kanalları ile chiller soğutma grubunun kondenserine taşınmaktadır. Dış ortam havası %90'a kadar nemlendirilip hava içerisinde su damlacıkları kalmaması sağlanmıştır.

Su püskürtme işleminin ayrı bir ünite içerisinde yapılması ile gereksiz su sarfiyatının önüne geçmesi, su püskürtme miktarını kontrol ederek nem seviyesinin istenen seviyede sabit tutulması, ünite çevresinin gereksiz ıslanmasının önlenmesi planlanmıştır.

Düşünülen sistem tasarımları çizilerek, 3 boyutlu modelleme yapılarak imalat aşamasına geçilmiştir.

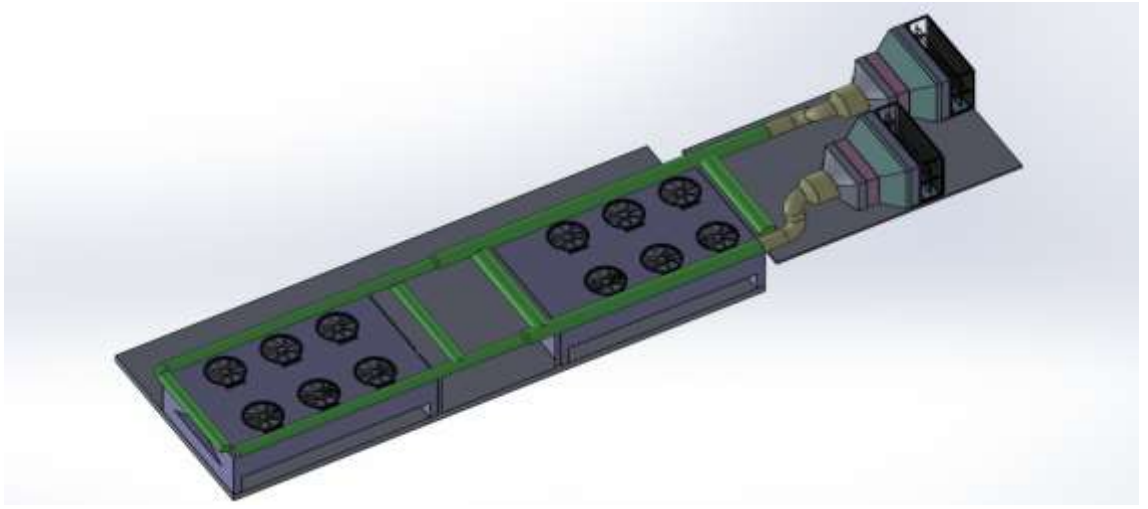


**Şekil 3.18.** Evaporatif Soğutma Sistem Çizimi

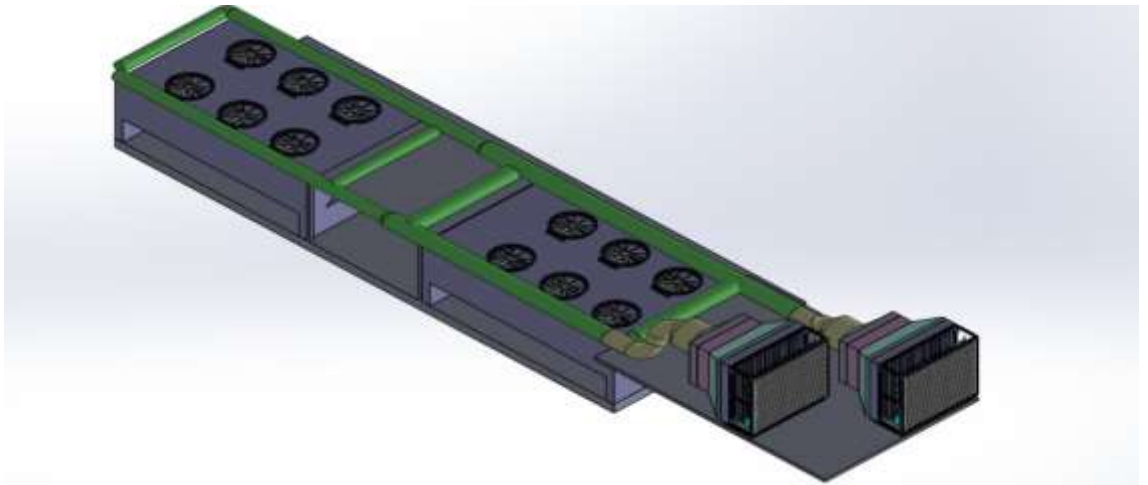




**Şekil 3.19.** Evaporatif Soğutma Sistemi Modellemesi ( Üst Görünüm)



**Şekil 3.20.** Evaporatif Soğutma Sistemi Modellemesi ( Yan Görünüm)



**Şekil 3.21.** Evaporatif Soğutma Sistemi Modellemesi ( Yan Görünüm)

Hesaplamalar ve 3 boyutlu çizimlerin ardından imalat aşamasına geçilmiş ve tüm imalatlar yapılmıştır. Evaporatif soğutmanın yapılacağı (su püskürtme işleminin yapılacağı) modüller imal edilmiştir. Modül içerisinde suyu yüksek basınçta püskürterek pulverize bir şekilde hava içerisine karışması için 0,2 mm çapındaki nozullar kullanılmış, aynı zamanda su taneciklerini tutarak chillerin kondenser ünitesine gitmemesi için nozullardan sonra file yerleştirilmiştir.



**Şekil 3.22.** 0,2 mm Çapındaki Nozullar

Şebeke suyunu yüksek basınca (40-60 bar) çıkarabilmek için bir pompa kullanılmış ve pompa vasıtasıyla su nozullardan geçirilerek pulverize bir şekilde dış hava içerisine verilmekte ve havanın nemini %90'a çıkarmaktadır.

Sistemde su sarfiyatını önlemek amacıyla otomasyon kurulmuş, nem ve sıcaklık sensörü ile pompanın çalışma hızı (inverterli pompa) ayarlanarak istenen nem değeri sabit tutulmaktadır. Ayrıca basınç sensörleri ile filenin tıkanıp tıkanmadığı kontrol

edilmektedir. İmalatı yapılan kanallara izolasyon yapılarak soğutulan havanın dış ortam ile ısı transferi minimuma indirilmiş oldu. Sistem montaj resimleri aşağıda verilmiştir.



**Şekil 3.23.** Dış Ünite Montajı



**Şekil 3.24.** Kanal Montajı





**Şekil 3.25.** Menfez Montajı



**Şekil 3.26.** Kanal İzolasyon Çalışması



**Şekil 3.27.** Evaporatif Soğutma Sistemi



**Şekil 3.28.** Evaporatif Soğutma Sistemi

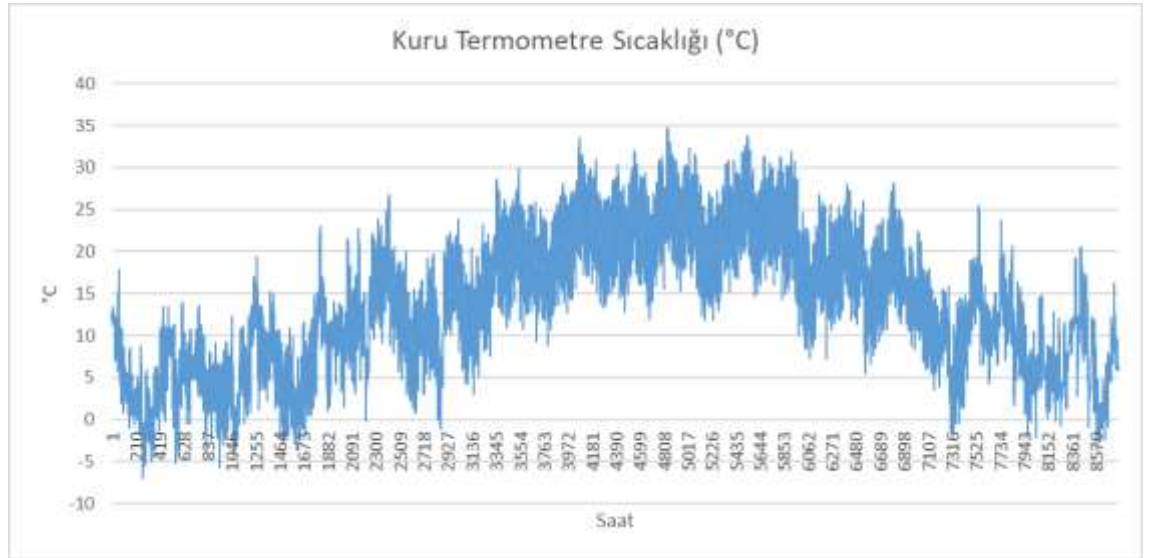
## 4. BULGULAR VE TARTIŞMA

Evaporatif soğutma sisteminin chiller verimine etkisinin incelenmesi sırasında hesaplamalar teorik ve pratik olmak üzere iki başlık altında yapılmıştır. Öncelikle teorik hesaplamalar yapılarak olması gereken durumda ki verim artışı ortaya konulmuş ardından deney tesisatı üzerinde ölçümler alınarak pratik hesaplamalar yapılmıştır ve gerçek durumdaki verim artışı ortaya çıkarılmıştır. Ortaya çıkan sonuçlar değerlendirilerek tartışılmıştır.

### 4.1 Teorik Hesaplamalar

#### 4.1.1 Evaporatif Soğutma İşlemi

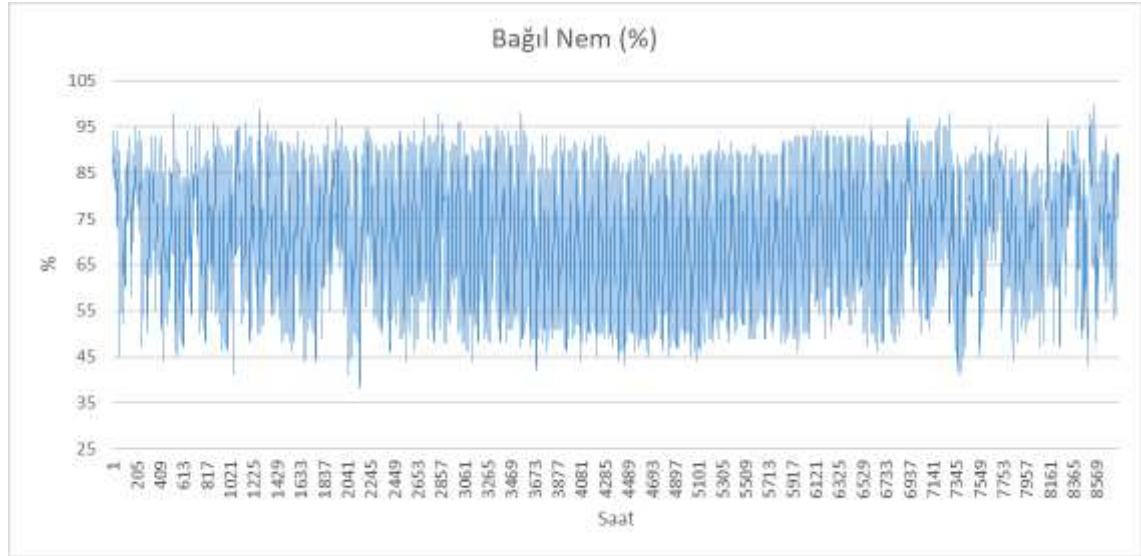
Evaporatif soğutma ile ortam havasına su püskürtülerek nemi artırılacak ve havanın sıcaklığı düşürülecektir. Bursa ili için meteorolojiden 2018 yılının saatlik kuru termometre sıcaklığı ve bağıl nem değerleri alınmıştır.



**Şekil 4.1.** Bursa İli 2018 Yılı Kuru Termometre Sıcaklığı (°C)

Bursa ili için 2018 yılının saatlik verisi incelendiğinde (8760 Saat) dış hava sıcaklığının maksimum 34,8°C, minimum ise -6,9°C sıcaklığında olduğu görülmüştür. Evaporatif

soğutma için soğutma sisteminin çalışacağı aylar (Nisan – Eylül) analiz edilecektir. Ayrıca ofis binasındaki soğutma sistemleri 07:00-19:00 saatleri arasında çalışmaktadır.



**Şekil 4.2.** Bursa İli 2018 Yılı Bağıl Nem Değerleri (%)

Bursa ili için 2018 yılının saatlik verisi incelendiğinde (8760 Saat) dış hava bağıl neminin maksimum %96, minimum ise %38 bağıl nemde olduğu görülmüştür. Evaporatif soğutma için soğutma sisteminin çalışacağı aylar (Nisan – Eylül) analiz edilecektir. Ayrıca ofis binasındaki soğutma sistemleri 07:00-19:00 saatleri arasında çalışmaktadır.

Bursa ili için saatlik veriler analiz edilmiş ve evaporatif soğutma ile nemlendirilebilecek değer ile düşülebilecek sıcaklık değerleri ortaya çıkarılmıştır.

Havanın nemi teorik olarak %100'e getirilebilse de gerçekte %90'ın üzerinde kalmamaktadır. Bu nedenle %90 nem ve %80 nem değerleri için sistem durumu analiz edilmiştir.

Dış ortam sıcaklığı %80 bağıl neme getirildiğinde evaporatif soğutma sisteminin çalışmaya başlama sıcaklığı belirlenmeye çalışılmıştır. 15°C'den başlayarak çalışma sıcaklığı artırılmış ve Chiller'in %80 bağıl nemde çalışmaya başlayacağı optimum sıcaklık Çizelge 4.1'de tespit edilmiştir.

**Çizelge 4.1.** %80 Bağlı Nem Analizi

Minimum Sıcaklık	Ortalama Sıcaklık Düşüşü (°C)	Çalışma Saati	STK Artışı (%)
15	3,396	2160	10,07
16	3,45	2067	10,23
17	3,505	1986	10,39
18	3,589	1879	10,64
19	3,68	1766	10,91
20	3,798	1623	11,26

Chiller'in çalışmaya başlama sıcaklığı arttıkça evaporatif soğutma ile düşülebilecek ortalama sıcaklık miktarı ve STK değeri yükselirken çalışma saati düşmektedir.

Dış ortam sıcaklığı %90 bağlı neme getirildiğinde evaporatif soğutma sisteminin çalışmaya başlama sıcaklığı belirlenmeye çalışılmıştır. 15°C'den başlayarak çalışma sıcaklığı artırılmış ve Chiller'in %90 bağlı nemde çalışmaya başlayacağı optimum sıcaklık Çizelge 4.2'de tespit edilmiştir.

**Çizelge 4.2.** %90 Bağlı Nem Analizi

Minimum Sıcaklık	Ortalama Sıcaklık Düşüşü (°C)	Çalışma Saati	STK Artışı (%)
15	4,41	2058	13,07
16	4,5	1973	13,34
17	4,6	1888	13,64
18	4,71	1788	13,96
19	4,85	1678	14,38
20	5	1546	14,82

Chiller'in çalışmaya başlama sıcaklığı arttıkça evaporatif soğutma ile düşülebilecek ortalama sıcaklık miktarı ve STK değeri yükselirken çalışma saati düşmektedir.

Tüm hesaplamalar yapıp sistemin teorik olarak geri ödeme süresi hesaplandığında sonuçlar Çizelge 4.3'te verilmiştir.



**Çizelge 4.3.** Evaporatif Soğutma Çalışma Sıcaklığı Analizi

%80 Bağıl Nem						
Minimum Sıcaklık	Ortalama Sıcaklık Düşüşü (°C)	Çalışma Saati	Tasarruf Miktarı (kWh)	Toplam Tasarruf (TL)	STK Artışı (%)	Geri Ödeme Süresi
15	3,396	2160	5,564	7811,9	10,07	9,60
16	3,45	2067	5,652	7593,7	10,23	9,88
17	3,505	1986	5,742	7412,3	10,39	10,12
18	3,589	1879	5,88	7181,5	10,64	10,44
19	3,68	1766	6,029	6920,7	10,91	10,84
20	3,798	1623	6,222	6563,9	11,26	11,43
%90 Bağıl Nem						
Minimum Sıcaklık	Ortalama Sıcaklık Düşüşü (°C)	Çalışma Saati	Tasarruf Miktarı (kWh)	Toplam Tasarruf (TL)	STK Artışı (%)	Geri Ödeme Süresi
<b>15</b>	<b>4,41</b>	<b>2058</b>	<b>7,2251</b>	<b>9664,9</b>	<b>13,07</b>	<b>7,76</b>
16	4,5	1973	7,3725	9454,9	13,34	7,93
17	4,6	1888	7,5363	9248,6	13,64	8,11
18	4,71	1788	7,7166	8968,2	13,96	8,36
19	4,85	1678	7,9459	8666,6	14,38	8,65
20	5	1546	8,1917	8231,8	14,82	9,11

Yapılan analiz sonucunda projenin geri ödeme süresinin en düşük olduğu, optimum bağıl nem değeri %90, minimum çalışma sıcaklığı ise 15°C olarak belirlenmiştir.

Chiller soğutma grubunun çalışacağı Nisan – Eylül ayları, Sıcaklık & Nem değerleri ve çalışma saatleri filtrelendiğinde analiz edilebilecek 2058 adet veri elde edilmiştir. 1 adet veri için örnek hesaplama aşağıda yapılmıştır. 2058 adet veri için çizelge oluşturulmuş, çizelgenin 80 sayfa olması nedeniyle tez raporuna dahil edilmemiş, örnek olması açısından Nisan ayı verileri EK 2’de verilmiştir.

Alınan veriler içerisinde hesaplamaların yapılabilmesi için örnekleme metoduysa 1 adet veri seçilmiş ve hesaplamalar bu veri üzerinden gerçekleştirilmiştir.

### **Örnek Seçilen Veri:**

Örnek veri olarak 2 Temmuz 2018 saat 15:00 seçildiğinde, saat 15:00 – 15:59 arasındaki ortalama dış ortam sıcaklığı 28,8°C ve ortalama bağımlı nem %46'dır.

2 Temmuz 2018 - 15:00-15:59

Dış Ortam Sıcaklığı: 28,8°C

Dış Ortam Nemi: %46

Örnek seçilen veriler için havanın özellikleri hesaplanır ise;

### **I. Yol ( Termodinamik formüller kullanılarak )**

#### **İlk durumdaki havanın özellikleri:**

$$T_{\text{ortam}} = 28,8^{\circ}\text{C}$$

$$\phi : \%46$$

$$P_{dT} = 3,988 \text{ kPa (Doymuş Haller Tablosundan)}$$

$$P_b = \phi \times P_{dT} = 0,46 \times 3,988 = 1,834 \text{ kPa} \quad (4.1)$$

$$P_h = P - P_b = 100 - 1,834 = 98,166 \text{ kPa} \quad (4.2)$$

Havanın Özgül Nemi

$$w = 0,622 \frac{P_b}{P_h} = 0,622 \frac{1,834}{98,166} = 0,01162 \text{ kgsb/kgkh} \quad (4.3)$$

Havanın Entalpisi;

$$h = h_h + w_{hb} = 1,005 \times T + w \times (2501,3 + 1,82 \times T) \quad (4.4)$$

$$h = 1,005 \times 28,8 + 0,0116 \times (2501,3 + 1,82 \times 28,8) = 58,567 \text{ kJ/kg} \quad (4.5)$$

### Evaporatif Soğutma sonrası havanın özellikleri:

$\phi$  : %90

$h=58,567$  kJ/kg

Başlangıç olarak 2 noktasındaki kuru termometre sıcaklığı  $21,2^{\circ}\text{C}$  olarak alınarak 1 noktasında elde edilen entalpi ile kıyaslanacak ve aynı sonuç elde edilmeye çalışılacaktır. Farklı bir sonuç bulunması durumunda farklı bir sıcaklık alınarak hesaplamalar tekrar yapılacaktır. 1 noktasının ve 2 noktasının entalpisi eşit olana kadar işlemlere devam edilecektir. Bu durumda;

$P_{dT} = 2,5385$  kPa (Doymuş Haller Tablosundan)

$$P_b = \phi \times P_{dT} = 0,90 \times 2,5385 = 2,284 \text{ kPa} \quad (4.6)$$

$$P_h = P - P_b = 100 - 2,284 = 97,716 \text{ kPa} \quad (4.7)$$

Havanın Özgül Nemi

$$w_2 = 0,622 \frac{P_b}{P_h} = 0,622 \frac{2,284}{97,716} = 0,0145 \text{ kgsb/kgkh} \quad (4.8)$$

Havanın Entalpisi;

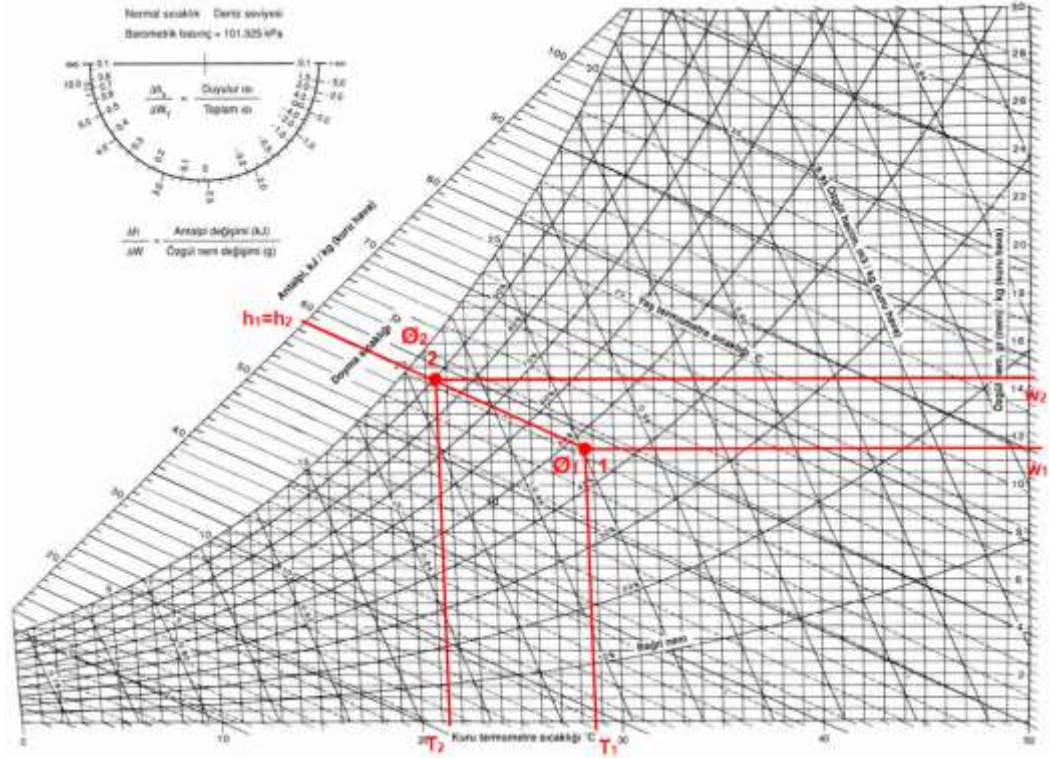
$$h_2 = h_h + w_{hb} = 1,005 \times T + w \times (2501,3 + 1,82 \times T) \quad (4.9)$$

$$h_2 = 1,005 \times 21,2 + 0,0145 \times (2501,3 + 1,82 \times 21,2) = 58,13 \text{ kJ/kg} \quad (4.10)$$

$h_1 \sim h_2$  değerleri birbirine çok yakın olduğu için  $T_2$  değeri  $21,2^{\circ}\text{C}$  olarak kabul edilir.

### II. Yol (Psikrometrik diyagram kullanılarak)

Örnek seçilen veri için Psikrometrik diyagramdan yararlanarak havanın özellikleri bulunmaya çalışılmıştır. Havanın ilk durumu 1 noktası, evaporatif soğutma sonrası ise 2 noktası olarak adlandırılmıştır.



**Şekil 4.3.** 1 ve 2 Noktalarının Psikrometrik Diyagramda Gösterilmesi

28,8°C ve %46 bağıl nem Psikrometrik diyagram üzerinde 1 noktası olarak işaretlenmiştir. 1 noktasından diyagramın sağına gidildiğinde havanın özgül nem değeri, sol çaprazına gidildiğinde ise havanın entalpisi okunmuştur.

$$w_1 = 11,6 \text{ g/kg}$$

$$h_1 = 58 \text{ kJ/kg}$$

Ortam havasına pulvarize şekilde hava püskürtülerek havanın nem artırılacaktır. Su püskürtülerek havanın %90 neme ulaşacağı ve entalpisinin değişmeyeceği kabulü yapılmıştır. Bu durumda 2 noktasının özellikleri aşağıda yazılmıştır.

$$w_2 = 14,5 \text{ g/kg}$$

$$h_2 = 58 \text{ kJ/kg}$$

$$T_2 = 21,3 \text{ °C}$$

$$T_1 - T_2 = 28,8 - 21,3 = 7,5^{\circ}C \quad (4.11)$$

$$w_2 - w_1 = 14,5 - 11,6 = 2,9 \text{ g/kg} \quad (4.12)$$

Evaporatif soğutma ile 28,8°C olan dış hava sıcaklığı 21,3°C'ye düşürülerek 7,5°C'lik soğutma yapılmış olacaktır. Bu işlem için havaya 2,9g/kg su vermek gerekecektir.

Termodinamik formüller ile psikrometrik diyagramdan okunan değerler arasındaki fark %0,1 - %1 mertebelerinde olmaktadır. Bu fark kabul edilebilir değerde olup 2058 adet veri Psikrometrik diyagramdan okunmuştur. 2058 adet veri için çizelge oluşturulmuş, çizelgenin 80 sayfa olması nedeniyle tez raporuna dahil edilmemiş, örnek olması açısından Nisan ayı verileri EK.2'de verilmiştir.

Yapılan hesaplamalara göre evaporatif soğutma sonrasında dış ortam sıcaklığı ortalama 4,41°C düşürülecektir. Sıcaklık farkı Temmuz ve Haziran aylarında 9°C civarında iken Nisan ve Eylül aylarında 1°C'ye kadar düşmektedir. Evaporatif soğutma ile havayı %90 neme çıkarmak için ortalama 1,78 g/kg su sarfiyatı olacaktır.

#### 4.1.2 Dış Hava Sıcaklığına Göre Chiller Verimindeki Artış

Ofis binası soğutmasında kullanılan chillerin katalog bilgileri Çizelge 3.2'de verilmişti. Chillerin katalog bilgilerine istinaden chiller programı farklı dış ortam koşullarında çalıştırılmış ve farklı dış ortam koşulları için chiller çalışma performans çizelgeleri oluşturulmuştur. Bursa ilinin en yüksek sıcaklığı olan 37°C için Çizelge 3.3, 28°C için Çizelge 3.4 ve 22°C için ise Çizelge 3.5 oluşturulmuştur. Evaporatif soğutma ile farklı dış hava sıcaklıklarında Chiller soğutma sisteminin göstereceği performans Çizelge 4.4'de özetlenmiştir.

**Çizelge 4.4.** Dış Hava Sıcaklıklarına Göre Chiller Performansı

No	Dış Hava Sıcaklığı °C	Soğutma Miktarı kWh	Elektrik Tüketimi kWh	STK
1	37	346,8	119,4	2,904
2	28	385,7	102,4	3,767
3	22	405,4	92,57	4,387

Bursa’da bulunan ofis binası için yapılan çalışmada hesaplamalar için 28°C sıcaklığında ve %46 bağıl nemde dış hava şartları seçilmişti. Evaporatif soğutma yapılarak Chiller kondenserine girecek dış hava sıcaklığı 28°C’den 22°C ye düşürülmektedir. Bu sıcaklık düşüşü ile chiller soğutma sistemi 102,4 kWh elektrik tüketir iken 92,57kWh’a düşeceği görülmüştür. Sistem Nisan – Eylül ayları arasında çalışacak olup meteoroloji verilerine göre yıllık çalışma süresi 2058 saattir.

$$Tasarruf Miktarı = 102,4 - 92,57 = 9,83 kWh \quad (4.13)$$

2058 adet veri üzerinden yapılan hesaplamalarda ortalama 4,41°C sıcaklık düşüşü sağlanacağı hesaplanmıştı. Chiller katalog verisinde 6°C’lik sıcaklık farkı verilmiş olup bu değer oranlanarak 4,41°C için tekrar hesaplanmıştır.

6°C Sıcaklık farkı → 9,83 kWh tasarruf

4,41°C Sıcaklık farkı → 7,225 kWh tasarruf

Bu durumda proje basit geri ödeme süresi hesaplanırsa;

Elektrik Birim Fiyatı: 0,65 TL/kWh

$$Yıllık Tasarruf Miktarı = 7,225 * 2058 = 14869 kWh \quad (4.14)$$

$$Yıllık Tasarruf Miktarı = 14869 * 0,65 = 9665 TL \quad (4.15)$$

Proje Yatırım Bedeli = 75.000 TL

$$Basit Geri Ödeme Süresi = \frac{Yatırım Bedeli}{Yıllık Tasarruf Miktarı} = \frac{75.000}{9665} = 7,75 Yıl \quad (4.16)$$

Bursa ilinde bulunan bir ofis binasının soğutması için kullanılan chiller soğutma sisteminin verimi artırma amacıyla evaporatif soğutma sisteminin kurulum maliyeti 75000 TL’dir. Projenin sağlayacağı tasarruf yıllık 9665 TL olup proje basit geri ödeme süresi 7,75 yıl olarak hesaplanmıştır.

### 4.1.3 Teorik Hesap Değerlendirmesi

Yapılan teorik hesaplamalar sonucunda evaporatif soğutma ile chiller soğutma sisteminde yıllık olarak 14869 kWh elektrik tasarrufu sağlanacaktır. Bu tasarruf miktarına karşılık proje basit geri ödeme süresi 7,75 yıl olacaktır.

Ayrıca teorik olarak chiller soğutma sisteminin STK'sı 6°C'lik sıcaklık farkı için 3,767'den 4,387'ye çıkmakta 0,67 artmaktadır. Bu değer oranlanarak 4,41°C için tekrar hesaplandığında;

6°C Sıcaklık farkı → 0,67 STK artışı

4,41°C Sıcaklık farkı → 0,492 STK artışı

4,41°C'lik sıcaklık farkı sağlandığında STK değeri 3,767'den 4,259'a çıkacak ve %13 oranında STK artışı sağlanacaktır.

Teorik olarak beklenen STK artışı %13'tür. Pratik hesaplamalar sonucunda %13'lük STK artışından ne kadar sapma olacağı değerlendirilecektir.

## 4.2 Pratik / Uygulama Hesaplamaları

Evaporatif soğutma sistemi imalatı tamamlanıp montaj işlemlerinin ardından sistem devreye alınmış ve performans ölçümleri gerçekleştirilmiştir. Ölçüm sonuçlarına göre hesaplamalar yapılarak enerji verimliliği miktarı bulunacak yatırım bedeli ile sistem basit geri ödeme süresi hesaplanacaktır. Ayrıca teorik hesaplamalarda bulunan değerler ile gerçek değerler kıyaslanarak teorik sistem ve gerçek sistem arasından ne kadar sapma olduğu ortaya çıkarılacaktır.

Ölçüm hesaplama metodolojisi oluşturulup ölçüm esnasında kalibrasyonlu ölçüm cihazları kullanılmıştır. Cihazların kalibrasyon belgeleri EK 3'de verilmiştir. Ölçüm işlemi iki aşamadan oluşmuştur.

Birincisi evaporatif soğutma sistemi kapatılmış ve mevcut dış ortam şartlarına göre chiller soğutma sistemi çalıştırılmıştır. Bu çalışma esnasında dış ortam sıcaklığı ve nemi alınarak chiller'in tükettiği enerji miktarı enerji analizörü ile ölçülmüş, Chiller'in soğuttuğu suyun debisi ile su giriş ve çıkış sıcaklıkları ultrasonik debimetre ve sıcaklık ölçer ile ölçülmüştür. Bu ölçüm sonuçlarına göre chiller soğutma sisteminin evaporatör ile yaptığı soğutma miktarı hesaplanmış ve elektrik tüketimi ile STK (Soğutma Tesir Katsayısı) hesaplanmıştır.

Ardından ikinci olarak evaporatif soğutma sistemi devreye alınmış ve sistemin rejime girmesi beklenmiştir. Sistem rejime geldiğinde dış ortam sıcaklığı ve nemi alınarak chiller'in tükettiği enerji miktarı enerji analizörü ile ölçülmüş, Chiller'in soğuttuğu suyun debisi ile su giriş ve çıkış sıcaklıkları ultrasonik debimetre ve sıcaklık ölçer ile ölçülmüştür. Bu ölçüm sonuçlarına göre chiller soğutma sisteminin evaporatör ile yaptığı soğutma miktarı hesaplanmış ve elektrik tüketimi ile STK (Soğutma Tesir Katsayısı) hesaplanmıştır.

Birinci ve ikinci durum arasındaki fark sağlanan enerji verimliliği olacaktır. Yıllık tasarruf miktarı ile yatırım bedelini kıyasladığımızda projenin gerçek geri ödeme süresi hesaplanmış olacaktır. Teorik geri ödeme süresi ile gerçek geri ödeme süresi kıyaslanarak proje hakkında genel bir yorum yapma imkanı bulunacaktır.

#### **4.2.1 Evaporatif Soğutma Sistemi Devre Dışı Ölçümleri**

Yapılacak ölçümler sonucundaki hesaplamalarda en kritik parametre dış ortam sıcaklığı ve dış ortam nemi olmaktadır. Bu nedenle ölçümlerin mümkün olduğunda aynı şartlarda yapılabilmesi amacıyla evaporatif soğutma sistemi kapalıyken ve evaporatif soğutma sistemi açık iken yapılan ölçümler aynı günde aynı hava sıcaklığı ve aynı hava neminde yapılmaya çalışılmıştır. Ölçüm çalışmaları 1 Temmuz 2019 günü gerçekleştirilmiştir.

Testo 435 ölçüm cihazı ile öncelikle dış ortam hava sıcaklığı ve nemi ölçülmüştür.





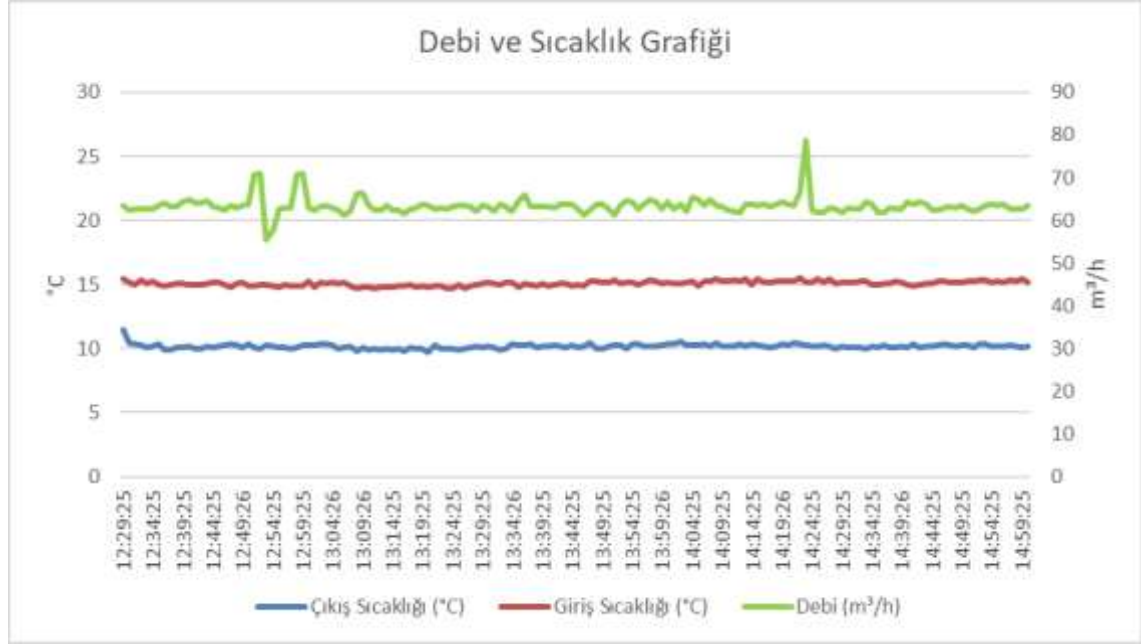
**Şekil 4.4.** Dış Ortam Sıcaklık ve Nem Ölçümü

Yapılan ölçümde dış ortam sıcaklığının  $26,7^{\circ}\text{C}$  ve dış ortam bağıl neminin %60 olduğu görülmüştür.  $26,7^{\circ}\text{C}$  dış ortam sıcaklığı ve %60 bağıl nemde chiller soğutma grubuna Fluke 1730 enerji analizörü ve PT878 Ultrasonik debimetre bağlanarak güç ve soğutma miktarı ölçümleri yapılmıştır.



**Şekil 4.5.** Ultrasonik Debimetre ile Soğutma Miktarı Ölçümü

Yapılan ölçümler sonucunda ölçüm cihazından Şekil 4.6'da yer alan veriler alınmıştır. Ölçüm periyodu 1 dakikadır. Ölçüm cihazı 1 dakikalık aralıklarla kayıt almıştır. Verilere göre suyun chillere giriş sıcaklığı ortalama 15,081°C, chillerden çıkış sıcaklığı ortalama 10,169°C, geçen suyun debisi ise ortalama 63,432 m<sup>3</sup>/h'tir.



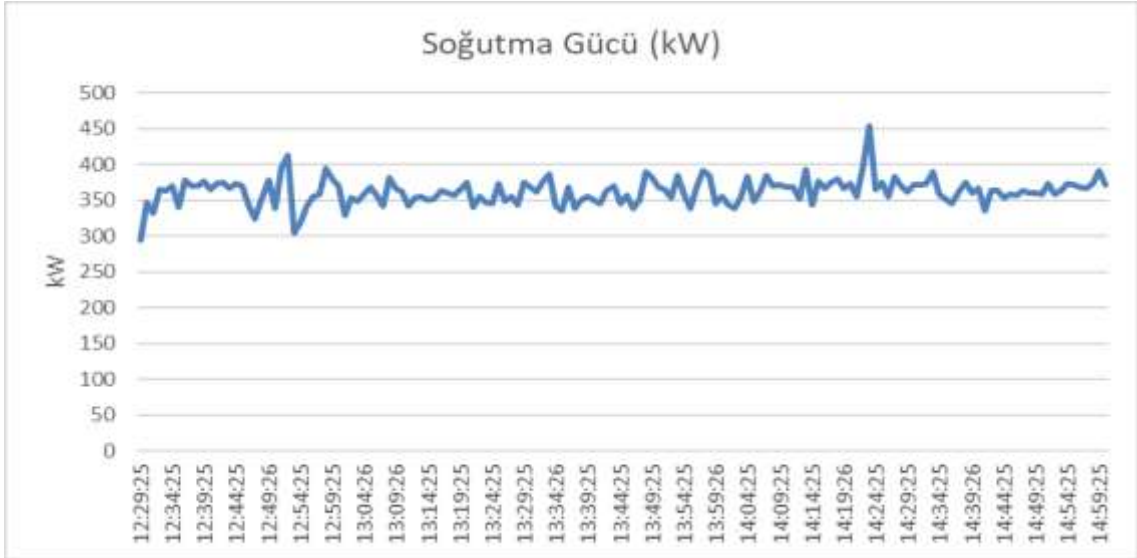
Şekil 4.6. Debi ve Sıcaklık Ölçümü

Boru içerisinde akan suyun debisi, suyun chiller soğutma sistemine giriş sıcaklığı ve çıkış sıcaklığı alınarak chiller soğutma sisteminin soğutma gücü hesaplanmıştır. Soğutma gücü hesaplanmasında 4.1 nolu temel ısı transferi formülü kullanılmıştır.

$$Q = m \cdot C \cdot \Delta T \quad (4.17)$$

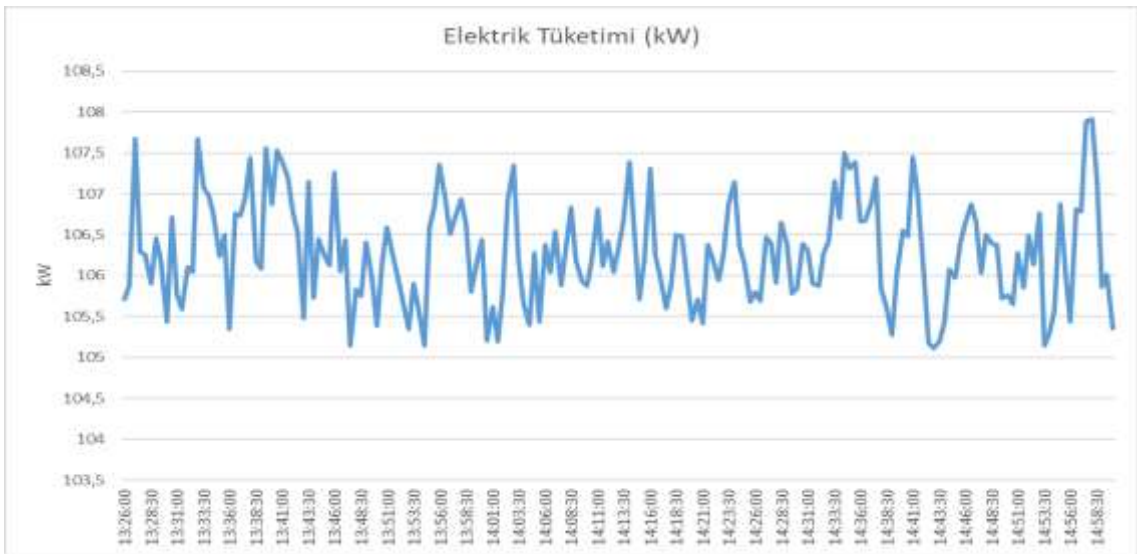
- Q : Soğutma Miktarı [kJ]  
m : Su Debisi (kg)  
C : Suyun Öz Isısı [kJ/kg°C]  
 $\Delta T$  : Sıcaklık Farkı [°C]  
1 m<sup>3</sup> su : 1000 kg su [Suyun yoğunluğu 1 kg/m<sup>3</sup> olarak kabul edilmiştir.]

Evaporatif soğutma sistemi devrede değil iken yapılan ölçümlerde chiller soğutma sisteminin ortalama 362,29 kWh soğutma ürettiği görülmüştür. 1 dakikalık periyotlarla alınan ölçümlere göre hesaplanan soğutma miktarının grafiği Şekil 4.7’de görülmektedir.



Şekil 4.7. Evaporatif Soğutma Devre Dışı İken Soğutma Miktarı

Chiller soğutma sistemi evaporatif soğutma sistemi devrede değil iken ortalama 106,18 kWh elektrik tüketimi olmuştur. 1 dakikalık periyotlarla alınan elektrik tüketim grafiği Şekil 4.8’de görülmektedir.



Şekil 4.8. Evaporatif Soğutma Devre Dışı İken Elektrik Tüketimi

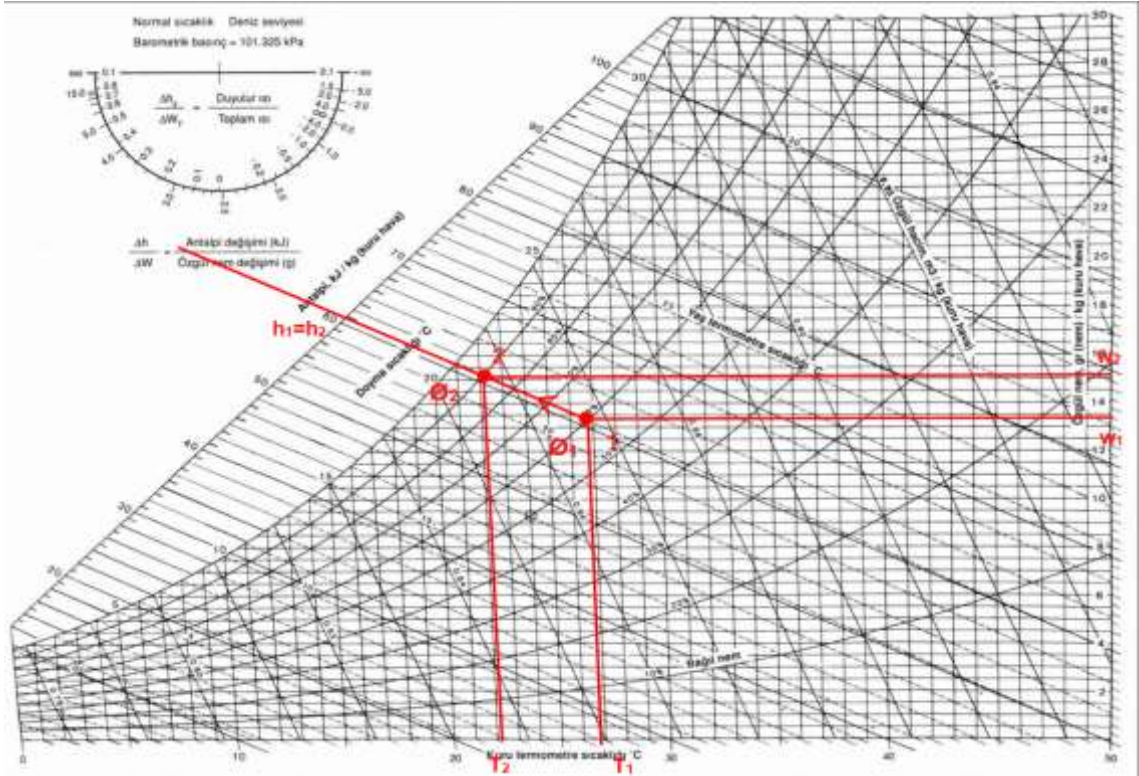
Chiller soğutma sistemi evaporatif soğutma sistemi devrede değil iken ortalama 106,18 kWh elektrik tüketimi olmuştur. Soğutma sisteminin STK değeri hesaplanırsa;

$$STK = \frac{\text{Soğutma Miktarı}}{\text{Elektrik Tüketimi}} = \frac{362,29}{106,18} = 3,412 \quad (4.18)$$

Evaporatif soğutma sistemi kapalı iken yapılan ölçümlere göre 26,7°C ve %60 bağıl nemde bulunan dış hava şartlarında chiller soğutma ünitesi 362,29 kWh soğutma gerçekleştirirken 106,18 kWh elektrik tüketmiştir. Bu durumda Chiller soğutma sisteminin STK değeri 3,412 olarak hesaplanmıştır.

#### 4.2.2 Evaporatif Soğutma Sistemi Devrede Ölçümleri

Dış ortam sıcaklığının 26,7°C ve bağıl nemin %60 olduğu dış ortam havasını %90 neme çıkardığımızda teorik olarak düşmesi gereken sıcaklık Psikrometrik diyagram yardımıyla hesaplanmıştır.



Şekil 4.9. Psikrometrik Diyagramda Evaporatif Soğutma

26,7°C kuru termometre sıcaklığı ve %60 bağıl nemdeki 1 noktası su püskürtülerek %90 bağıl neme getirilerek 2 noktası elde edilmektedir. 2 noktasındaki havanın özellikleri Çizelge 4.5’de verilmiştir.

**Çizelge 4.5.** Nemlendirilmiş Havanın Özellikleri

Nokta	Bağıl Nem (%)	Kuru Termometre Sıcaklığı (°C)	Entalpi (kJ/kg)	Özgül Nem (g/kg)
1	60	26,7	60,6	13,2
2	90	22,1	60,6	15,2

Psikrometrik diyagramdan alınan değerlere göre 26,7°C kuru termometre sıcaklığındaki %60 bağıl nemdeki dış ortam havasına su püskürterek nemini %90 yaptığımızda sıcaklığı 22,4°C’ye düşmesi beklenmektedir. Ayrıca nemlendirme için 2,0 g/kg su verilmesi gerekmektedir.

$$w = w_2 - w_1 = 15,2 - 13,2 = 2,0 \text{ g/kg} \quad (4.19)$$

Evaporatif soğutma sistemi devrede değil iken yapılan ölçümlerden sonra evaporatif soğutma sistemi devreye alınarak ölçümler tekrarlanmıştır. Evaporatif soğutma sisteminin devreye girip stabil çalışma şartlarına ulaşması beklenmiş ardından ölçümler alınmaya başlanmıştır.

Dış ortam sıcaklığının 26,7°C ve bağıl nemin %60 olduğu koşullarda evaporatif soğutma ile hava üzerine su püskürtülmüş ve nemi %90’a çıkartılarak sıcaklığın düşmesi beklenmiştir.





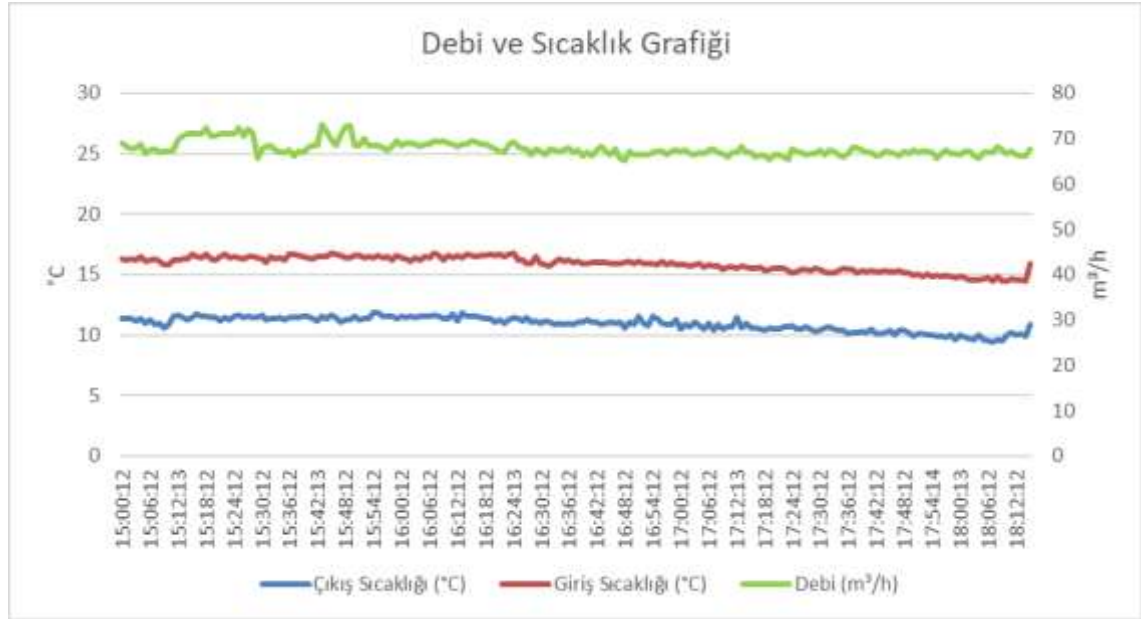
**Şekil 4.10.** Evaporatif Soğutma Devrede iken Dış Hava Koşulları

Evaporatif soğutma sistemi devrede iken dış ortam havası evaporatif soğutma modülünün içinden geçirilerek pulvarize bir şekilde üzerine su püskürtülmekte ve havanın nemi %90'a çıkarılmaktadır. Nem değeri otomasyon ile kontrol altında tutulmakta olup %89 - %91 değerlerine ayarlanmıştır. Kanallar vasıtasıyla Chiller soğutma sistemi kondenser girişine taşınan havanın sıcaklığı 22,2°C ve bağıl nemi de %89,3 olduğu görülmüştür. Bu veriler ile evaporatif soğutmanın istenen ve planlanan şekilde çalıştığı değerlendirilmiştir.

Chiller kondenserine giren 26,7°C'lik dış hava evaporatif soğutma ile 22,2°C'ye kadar soğutulmuştur. Psikrometrik diyagram ile 22,1°C olarak bulunan değer gerçekte 22,2°C olmuştur. Bu şartlar altında Chiller soğutma sisteminin ölçümleri yapılmıştır.

Yapılan ölçümler sonucunda ölçüm cihazından aşağıdaki veriler alınmıştır. Boru içerisinden akan suyun debisi, suyun chiller soğutma sistemine giriş sıcaklığı ve çıkış sıcaklığı alınarak chiller soğutma sisteminin soğutma gücü hesaplanmıştır. Soğutma gücü hesaplanmasında 4.1 nolu temel ısı transferi formülü kullanılmıştır.

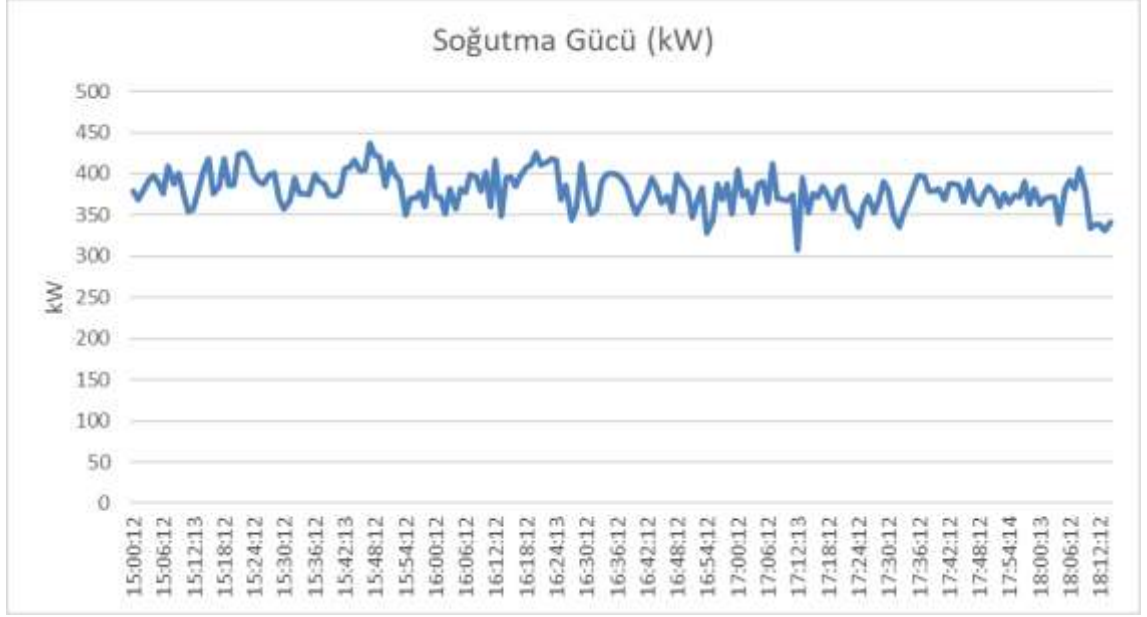
Evaporatif soğutma sistemi devrede iken yapılan ölçümler sonucunda ölçüm cihazından Şekil 4.11’de yer alan veriler alınmıştır. Ölçüm periyodu 1 dakikadır. Ölçüm cihazı 1 dakikalık aralıklarla kayıt almıştır. Verilere göre suyun chillere giriş sıcaklığı ortalama 15,877°C, chillerden çıkış sıcaklığı ortalama 10,92°C, geçen suyun debisi ise ortalama 65,90 m<sup>3</sup>/h’tir.



**Şekil 4.11.** Debi ve Sıcaklık Ölçümü

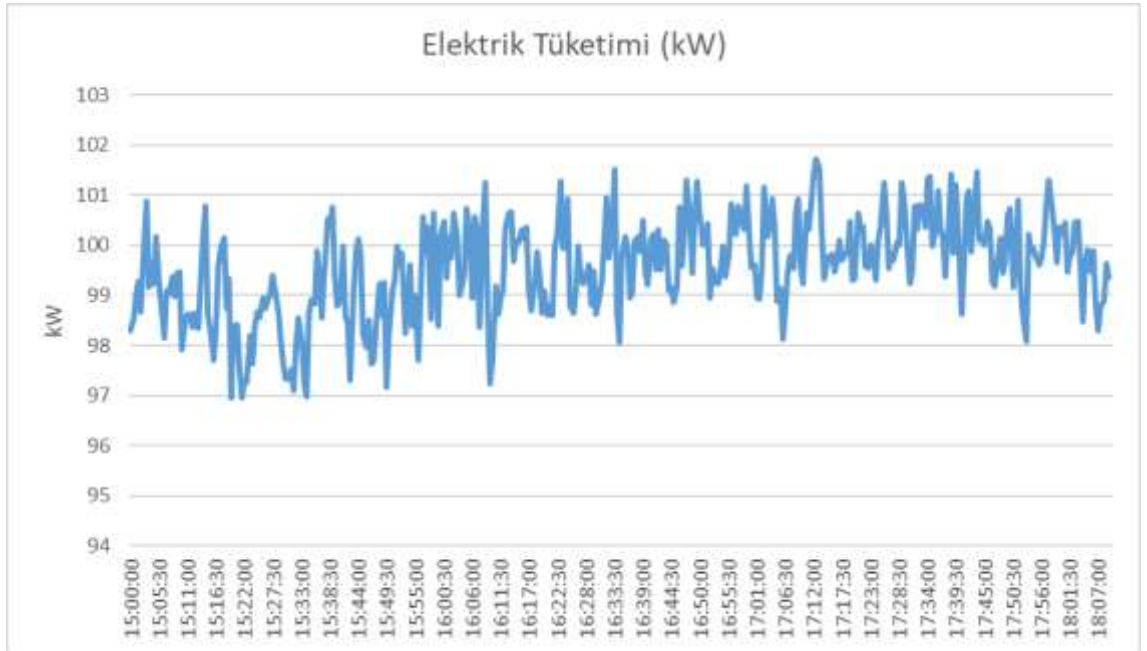
Boru içerisinde akan suyun debisi, suyun chiller soğutma sistemine giriş sıcaklığı ve çıkış sıcaklığı alınarak chiller soğutma sisteminin soğutma gücü hesaplanmıştır. Soğutma gücü hesaplanmasında 4.1 nolu temel ısı transferi formülü kullanılmıştır.

Evaporatif soğutma sistemi devrede iken yapılan ölçümlerde chiller soğutma sisteminin ortalama 379,91 kW soğutma ürettiği görülmüştür. 1 dakikalık periyotlarla alınan ölçümlere göre hesaplanan soğutma miktarının grafiği Şekil 4.12’de görülmektedir.



**Şekil 4.12.** Evaporatif Soğutma Devrede İken Soğutma Miktarı

Chiller soğutma sistemi evaporatif soğutma sistemi devrede değil iken ortalama 99,55 kWh elektrik tüketimi olmuştur. 1 dakikalık periyotlarla alınan elektrik tüketim grafiği Şekil 4.13’de görülmektedir.



**Şekil 4.13.** Evaporatif Soğutma Devrede İken Chiller Elektrik Tüketimi



Chiller soğutma sistemi evaporatif soğutma sistemi devrede iken ortalama 99,55 kWh elektrik tüketimi olmuştur. Soğutma sisteminin STK değeri hesaplanırsa;

$$STK = \frac{\text{Soğutma Miktarı}}{\text{Elektrik Tüketimi}} = \frac{379,91}{99,55} = 3,81 \quad (4.20)$$

Evaporatif soğutma sistemi devrede iken yapılan ölçümlere göre 22,2°C ve %89,3 bağıl nemde bulunan dış hava şartlarında chiller soğutma ünitesi 379,91 kWh soğutma gerçekleştirirken 99,55 kWh elektrik tüketmiştir. Bu durumda Chiller soğutma sisteminin soğutma verimi 3,81 olarak hesaplanmıştır.

Evaporatif soğutma öncesi 3,412 olan STK değeri evaporatif soğutma ile 3,81'e çıkmış, 0,398 artış sağlamıştır. Teorik hesaplamalar ile kıyaslama yapabilmek için sıcaklık farkı normalizasyonu yapılmıştır.

Ölçümlerde hava sıcaklığı 26,7°C'den 22,2°C'ye düşerek 4,5°C'lik bir azalma sağlanmıştır. Ölçüm sonuçları ile teorik sonuçları aynı doğrultuda karşılaştırabilmek için bu değer oranlanarak 4,41°C için tekrar hesaplanmıştır.

4,5°C Sıcaklık farkı → 0,398 STK artışı

4,41°C Sıcaklık farkı → 0,390 STK artışı

4,41°C'lik sıcaklık farkı sağlandığında STK değeri 3,412'den 3,802'a çıkacak ve %11 oranında STK artışı sağlanacaktır.

Evaporatif soğutma sisteminin etkisi ile chiller soğutma sistemindeki elektrik tüketimi 106,18 kWh'ten 99,5 kWh'e düşmüş ve saatlik 6,68 kWh tasarruf sağlanmıştır.

$$\text{Tasarruf Miktarı} = 106,18 - 99,5 = 6,68 \text{ kWh} \quad (4.21)$$

2058 adet veri üzerinden yapılan hesaplamalarda ortalama 4,41°C sıcaklık düşüşü sağlanacağı hesaplanmıştır. Ölçümlerde hava sıcaklığı 26,7°C'den 22,2°C'ye düşerek

4,5°C'lik bir azalma sağlanmıştır. Ölçüm sonuçları ile teorik sonuçları aynı doğrultuda karşılaştırabilmek için bu değer oranlanarak 4,41°C için tekrar hesaplanmıştır.

4,5°C Sıcaklık farkı → 6,68 kWh tasarruf

4,41°C Sıcaklık farkı → 6,54 kWh tasarruf

Bu durumda proje basit geri ödeme süresi hesaplanırsa;

Elektrik Birim Fiyatı: 0,65 TL/kWh

$$Yıllık\ Tasarruf\ Miktarı = 6,54 * 2058 = 13459,3\ kWh \quad (4.22)$$

$$Yıllık\ Tasarruf\ Miktarı = 13459,3 * 0,65 = 8748,5\ TL \quad (4.23)$$

Uygulama sonrasında projenin gerçek geri ödeme süresini hesaplamak için sisteme dahil olan işletme maliyetlerini artıran sistemlerde de ölçümler yapılmıştır. Evaporatif soğutma için püskürtülen su miktarı ve fanların tükettiği elektrik miktarı ölçülerek tasarruf edilen miktardan düşülmüştür.

### 4.3 Evaporatif Soğutma Sistemi Su Tüketimi Ölçümü

Evaporatif soğutma sisteminde sisteme su verildiği için su tüketim maliyetlerini de hesaba katmak gerekmektedir.

Psikrometrik diyagram okunan değerlere göre evaporatif soğutma için 2,0 g/kg su vermek gerekmektedir.

Evaporatif soğutma sisteminde ölçüm esnasında birbirinin simetrisi olan 4 adet menfez açık bulunmaktadır. İki adet menfezde 3'er adet noktada ölçümler yapılmıştır. Menfez çıkışında yapılan ölçümlerde 22,2°C'de 1747 m<sup>3</sup>/h hava geçtiği görülmüştür.

Aynı özelliklerde ve debide 4 adet menfez olduğu için debi değeri iki ile çarpıldığında 3494 m<sup>3</sup>/h debi geçtiği tespit edilmiştir.

Evaporatif soğutma için püskürtülmesi gereken su miktarı hesaplanırsa;

$$\text{Havanın Kütlesi} = \text{Hava Debisi} \times \text{Hava Yoğunluğu}$$

$$\text{Havanın Kütlesi} = 3494 \times 1,1961 = 4179,2 \text{ kg/h} \quad (4.24)$$

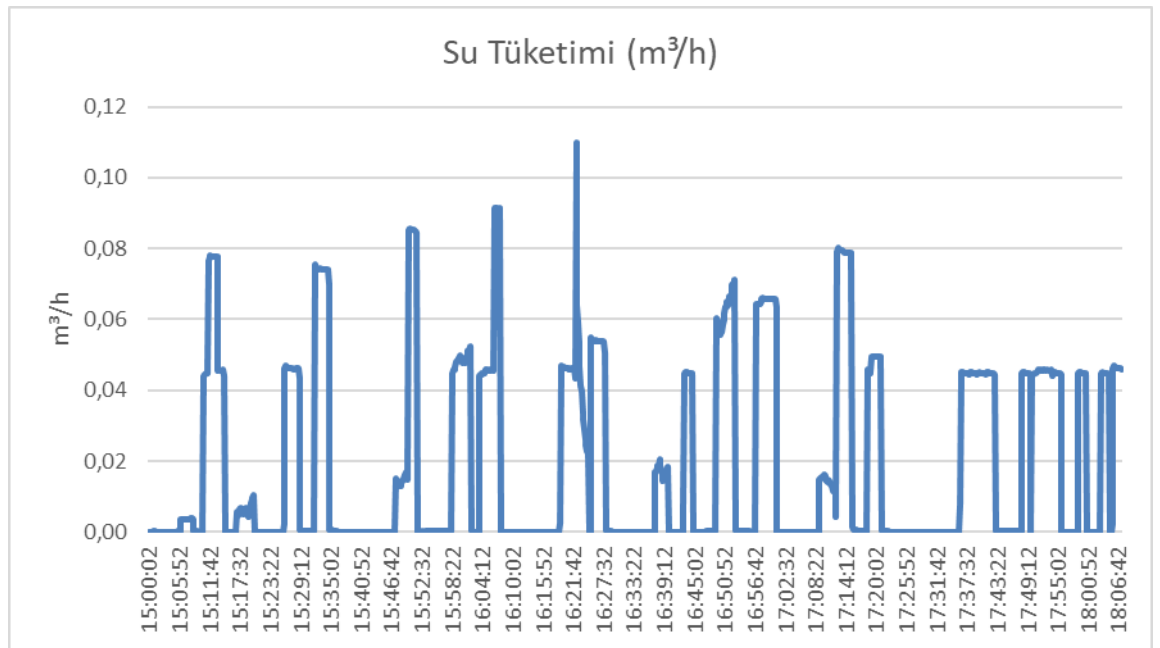
$$\text{Evaporatif Soğutma için Gerekli Su Miktarı} = \text{Havanın Kütlesi} \times \text{Gerekli Su Miktarı}$$

$$\text{Evaporatif Soğutma için Gerekli Su Miktarı} = 4179,2 \times 2,0 = 8358,4 \text{ g/h} \quad (4.25)$$

$$\text{Evaporatif Soğutma için Gerekli Su Miktarı} = \frac{8358,4}{1000} = 8,3584 \text{ kg/h} \quad (4.26)$$

$$\text{Evaporatif Soğutma için Gerekli Su Miktarı} = \frac{8,3584}{1000} = 0,0083 \text{ m}^3/\text{h} \quad (4.27)$$

Psikrometrik diyagramdan okunan değerlere göre tasarlanan sistemin çalışabilmesi için sisteme 0,0083 m<sup>3</sup>/h su verilmesi gerekmektedir. Sisteme verilen su miktarını ölçmek için debimetre bağlanmış ve tüketilen su miktarı ölçülmüş, grafiği Şekil 4.14'te verilmiştir.



**Şekil 4.14.** Evaporatif Soğutma İçin Püskürtülen Su Miktarı

Yapılan ölçümde evaporatif soğutma için tüketilen su miktarının ortalama 0,019 m<sup>3</sup>/h olduğu görülmüştür. Teorik olarak evaporatif soğutma için gerekli su miktarı 0,0083 m<sup>3</sup>/h iken buharlaşma ve diğer kayıplar ile su tüketimi 0,019 m<sup>3</sup>/h olarak gerçekleşmiştir.

Bu durumda yıllık su tüketimi 2058 saat üzerinden hesaplandığında 39,1 m<sup>3</sup>/h su tüketimi olacaktır. Tüketilen suyun yıllık maliyeti hesaplanabilmektedir.

*Tüketim Miktarı =*

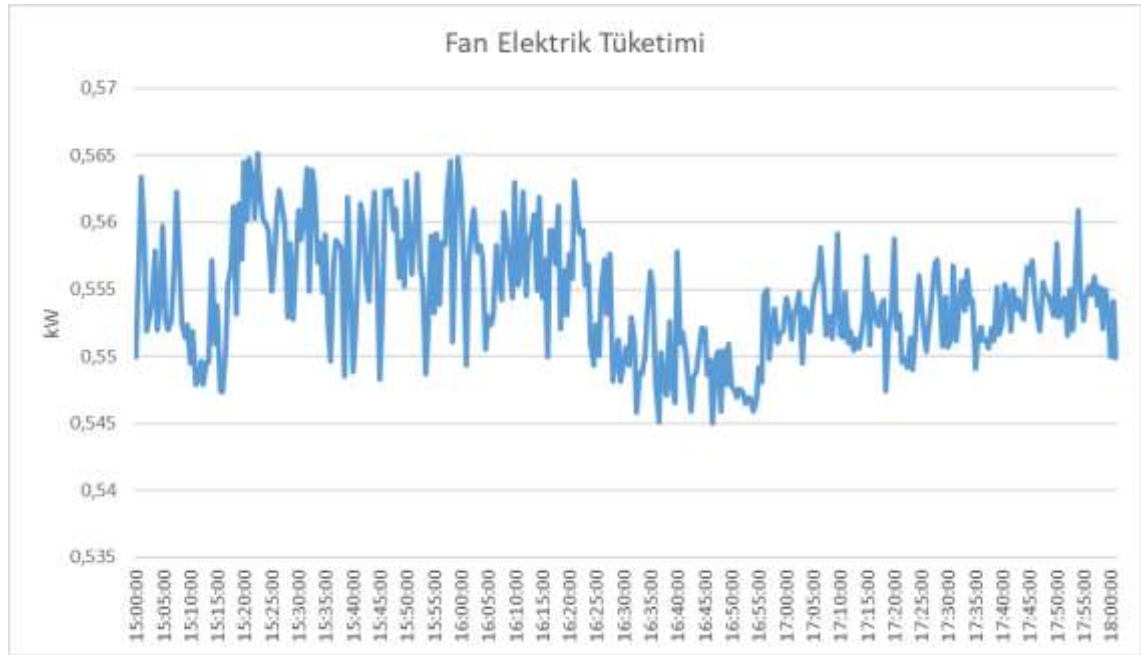
$$\text{Çalışma Süresi} \times \text{Su Tüketimi} = 2058 \times 0,019 = 39,1 \text{ m}^3/\text{h} \quad (4.28)$$

Su Birim Fiyatı: 14,25 TL/m<sup>3</sup>

$$\text{Su Maliyeti} = \text{Birim Fiyat} * \text{Tüketim Miktarı} = 14,25 * 39,1 = 557,2 \text{ TL} \quad (4.29)$$

#### 4.4 Evaporatif Soğutma Sistemi Fan Enerji Tüketimi Ölçümü

Evaporatif soğutma sisteminde enerji tüketen ekipman olarak fan bulunmaktadır. Su püskürtülen ünitelerde soğutulan havanın kanallardan taşınarak chiller kondenserlerine gelmesini sağlayan fan bulunmaktadır. Fanların yıllık enerji tüketimi de tasarruf miktarından düşülmelidir.



**Şekil 4.15.** Evaporatif Soğutma Fanı Elektrik Tüketimi

Enerji analizörü ile fanın tükettiği elektrik ölçüldüğünde ortalama 0,554 kWh elektrik tüketimi olduğu görülmüştür.

Bu durumda;

Elektrik Birim Fiyatı: 0,65 TL/kWh

*Fan Elektrik Maliyeti = Birim Fiyat \* Tüketim Miktarı \* Yıllık Çalışma Süresi*

$$Fan Elektrik Maliyeti = 0,65 * 0,554 * 2058 \quad (4.30)$$

$$Fan Elektrik Maliyeti = 741,1 TL/Yıl \quad (4.31)$$

Yapılan ölçümler ve hesaplamalar sonucunda evaporatif soğutma projesinin gerçek çalışma şartlarındaki basit geri ödeme süresi bulunabilir.

*Proje Yatırım Bedeli = 75000 TL*

$$Tasarruf Miktarı = Chiller Elektrik Tasarruru - Fan Elektrik Tüketimi - Su Tüketimi \quad (4.32)$$

$$Tasarruf Miktarı = 8748,5 - 741,1 - 557,2 = 7450,2 TL \quad (4.33)$$

$$Basit Geri Ödeme Süresi = \frac{Yatırım Bedeli}{Yıllık Tasarruf Miktarı} = \frac{75000}{7450,2} = 10,06 Yıl \quad (4.34)$$

Bursa ilinde bulunan bir ofis binasının soğutması için kullanılan chiller soğutma sisteminin verimi artırma amacıyla evaporatif soğutma sisteminin kurulum maliyeti 75000 TL'dir. Projenin uygulama sonrası sağlayacağı tasarruf miktarı yıllık 7450,2 TL olup proje basit geri ödeme süresi 10,06 yıl olarak hesaplanmıştır.

Evaporatif soğutma sistemi devredeyken ve evaporatif soğutma sistemi devre dışıyken ölçümler yapılmış, ölçüm sonuçlarına göre hesaplamalar yapılarak analizler gerçekleştirilmiştir. Evaporatif soğutma sisteminin sağladığı enerji verimliliği ve enerji

tasarrufu ortaya konmuş ve gerçek geri ödeme süresi ortaya çıkarılmıştır. Sonuçlar Çizelge 4.6’da verilmiştir.

**Çizelge 4.6.** Evaporatif Soğutma İle Enerji Verimliliği

	Evaporatif Soğutma Devre Dışı	Evaporatif Soğutma Devrede	Fark
Soğutma Miktarı (kWh)	362,29	379,91	4,8%
Chiller Elektrik Tüketimi (kWh)	106,18	99,55	-6,2%
STK	3,412	3,80	11%

Yapılan evaporatif soğutma ile elde edilen soğutma miktarı 362,29 kWh’ten 379,91 kWh’a çıkarak %4,8 artış elde edilmiş, Chiller soğutma sisteminin elektrik tüketimi ise 106,18 kWh’ten 99,55 kWh’a düşerek %6,2 oranında azalmıştır. Sistemin STK (Soğutma Tesir Katsayısı) ise 3,412’den 3,80’e çıkarak %11 oranında artmıştır.

#### 4.5 Tartışma

Evaporatif soğutma sistemi yapılacak olan ofis binasının mevcut soğutma sisteminin katalog verileri Çizelge 4.7’te incelenmiştir. Katalog verilerine göre chiller’in kondenserine girecek dış hava şartları değiştiğinde STK değerinde yükselme olmaktadır. Evaporatif soğutma sistemi uygulamasından sonra ölçümlere yakın olan 28°C ve 22°C değerleri için katalog verileri değerlendirilmiştir.

**Çizelge 4.7.** Dış Hava Sıcaklıklarına Göre Chiller Performansı

No	Dış Hava Sıcaklığı °C	Soğutma Miktarı kWh	Elektrik Tüketimi kWh	STK
1	37	346,8	119,4	2,904
2	28	385,7	102,4	3,767
3	22	405,4	92,57	4,387

Chiller’in katalog verilerine göre kondensere giren hava sıcaklığını 28°C’den 22°C’ye düşürdüğümüzde STK değeri 3,767’den 4,387’e çıkmaktadır. Tüm değerleri bir biri ile kıyaslayabilmek için 2058 saatlik verinin ortalaması olan 4,41°C’lik veri için

normalizasyon işlemi yapılmış ve STK değerinin 4,259'a çıkararak ve %13 oranında artış sağlanabileceği tespit edilmiştir. Hedeflenen artış bu değerdir.

Teorik hesaplamalar için 28,8°C dış hava sıcaklığı ve %46 bağıl nem değerleri alınmış ve hesaplamalar sonucunda sıcaklığın 21,2°C'ye düşebileceği görülmüştür.

Yapılan ölçümlerde chiller'in mevcut hava koşullarında ( 26,7°C ve %60 bağıl nem) 362,29 kWh soğutma yaparak 106,18 kWh elektrik tükettiği ve STK değerinin 3,412 olduğu görülmüştür. Mevcut ölçümlerde chiller performansı katalog değerinden uzak bir noktada kalmıştır. Çalışma koşulları, chillerin bulunduğu alan gibi bir çok değişken bu farklılığa neden olmaktadır.

Evaporatif soğutma devreye alındığında hava sıcaklığı 22,2°C'ye düşmüştür. Bu değer teorik hesaplamalarda 21,2°C olarak tespit edilmiş, gerçekte %0,4 sapma ile 22,2°C olarak gerçekleşmiştir.

Evaporatif soğutma devrede iken yapılan ölçümlerde soğutma miktarı 379,91 kWh olarak gerçekleşmiş, elektrik tüketimi ise 99,55 kWh olarak ölçülmüştür. STK değeri ise 3,802'dir.

Chiller'in katalog verisinde 4,387 olarak gösterilen STK değeri gerçek koşullarda 3,80 olarak gerçekleşmiştir. Katalog değerlerinin laboratuvar ortamında yapılan testler ile oluşturulduğu, gerçek çalışma şartlarının çok farklı olması sebebiyle katalog verileri ile gerçek verilerin farklı olması beklenen bir durumdur.

Teorik hesaplamalarda evaporatif soğutma uygulaması ile chiller veriminin 3,767'den 4,259'a çıkararak %13 oranında artması beklenmekteydi. Gerçek durumda ise chiller verimi 3,412'den 3,802'ye çıkmış ve %11 oranında artış olmuştur. Gerçek verim değerlerinin teorik verim değerlerinden düşük olmasının yanında verim artış oranı da düşük kalmış ve %11 olarak gerçekleşmiştir.

Proje tasarruf miktarını incelediğimizde teorik olarak 9665 TL'lik bir tasarruf hesaplanmasına karşın gerçekte 7450 TL'lik bir tasarruf gerçekleşmiştir. Proje basit geri ödeme süreside 7,75 yıl olarak hesaplanmasına karşın 10,06 yıl olarak gerçekleşmiştir. Hesaplama ve ölçüm sonuçları Çizelge 4.8'de verilmiştir.

**Çizelge 4.8.** Hesaplama ve Ölçüm Sonuçları

	Teorik Hesaplama		Pratik Hesaplama	
	Evaporatif Soğutma Kapalı	Evaporatif Soğutma Açık	Evaporatif Soğutma Kapalı	Evaporatif Soğutma Açık
Soğutma Miktarı (kWh)	385,7	405,4	362,29	379,91
Chiller Elektrik Tüketimi (kWh)	102,4	92,57	106,18	99,55
STK	3,767	4,259	3,412	3,802
Tasarruf Miktarı (TL)	9665		7450,2	
Proje Geri Ödeme Süresi (Yıl)	7,75		10,06	



## 5. SONUÇ

Enerjide dışa bağımlılığımızın giderek artması neticesinde sürekli artan enerji maliyetleri, enerji verimliliğinin önemini ortaya koymaktadır. Enerji verimliliğinin öneminin artması ile enerji verimliliği konusunda yapılan çalışmaları ve araştırmaları arttırmaktadır.

Binalarda tüketilen enerjinin sanayide tüketilen enerjiyi geçmesi ile binalardaki enerji verimliliği daha önemli bir konuma gelmiş, sürekli kontrol edilmesi gereken, sürekli iyileştirilmesi gereken bir durum ortaya çıkmıştır. Özellikle yüksek katlı binalarda (Plaza, ofis, iş merkezi vb..) enerji verimliliği fırsatları tespit edilmelidir. Tespit edilen fırsatların uygulamaya dönüştürülmesi ve birim enerji maliyetlerinin düşürülmesi önemli bir husustur.

Tez çalışması için örnek model alınan Bursa ilindeki bir ofis binasında bulunan chiller soğutma sisteminin evaporatif soğutma ile veriminin artırılması konusunda dış hava şartlarına bağlı olarak chiller verimindeki değişimler analiz edilmiştir. Evaporatif soğutma sistemi uygulamasından sonra analizler tekrar gerçekleştirilmiş ve değerlendirme yapılmıştır.

Chiller soğutma sistemlerinin verimleri, bulunduğu çevre koşullarından etkilenmektedir. Chiller soğutma sistemleri ilk seçim aşamasında kurulacağı bölgenin en kötü hava koşullarına göre seçimi yapılmakta fakat tüm yıl çok farklı ortam koşullarında çalışmaktadır. Chiller kondenser sıcaklığı verimi etkileyen en önemli parametrelerden bir tanesidir.

Enerji verimliliği projesi olan evaporatif soğutma ile chiller kondenser sıcaklığı düşürülerek chiller veriminin artması sağlanacaktır.

Tez çalışmasında yapılan analizler üç aşamada gerçekleştirilmiştir.

- Teorik Enerji Hesaplamaları ve Analizleri
- Uygulama Öncesi Ölçümler ve Enerji Analizleri
- Uygulama Sonrası Ölçümler ve Enerji Analizleri

## Teorik Enerji Hesaplamaları ve Analizleri

Öncelikle Bursa ili için 1 yıllık saatlik bazda kuru termometre sıcaklığı ve bağımlı nem verileri temin edilerek evaporatif soğutma yapılabilecek sıcaklık ve nem aralıkları belirlenmelidir. Bu tez çalışmasında Nisan ve Eylül ayları arasındaki 15°C'nin üzerindeki kuru termometre sıcaklığı olan ve %90 bağımlı nemin altında bulunan veriler analiz edilmiş ve 3288 adet veri ortaya çıkmıştır.

15°C 'nin üzerinde ve %90 bağımlı nem'in altında tespit edilen 7:00 – 19:00 saatleri arasında 2058 adet nokta için Psikrometrik diyagramdan evaporatif soğutma işlemi yapılmış ve dış ortam sıcaklığının ortalama 4,41°C düşürülebileceği görülmüştür. ( Temmuz ve haziran aylarında 9°C eylül ayında ise 1°C kadar sıcaklık düşüşü sağlanmaktadır.) Sıcaklık düşüşü sağlamak için evaporatif soğutma ile 1,78 g/kg su sarfiyatı olacağı ön görülmüştür.

Hesaplamaları gerçekleştirmek üzere 1 adet nokta rastgele seçilmiş ve enerji verimliliği analizleri gerçekleştirilmiştir.

Örnek olarak seçilen nokta olan 28,8°C ve %46 bağımlı nem için evaporatif soğutma yapıldığında sıcaklık 21,3°C'ye düşmekte ve 7,5°C'lik soğutma işlemi yapılmış olacaktır. Bu işlem için havaya 2,9 gr/kg su vermek gerekecektir.

Chiller soğutma sisteminin katalog değerleri üzerinden yapılan analizlerde ise chiller elektrik tüketimi 102,4 kWh'ten 92,57 kWh'e düşmekte elde edilen soğutma miktarı 385,7 kWh'ten 405,4 kWh'e çıkarak STK değeri 3,767'den 4,387'ye yükselmesi beklenmektedir.

2058 adet verinin ortalaması olan 4,41°C'lik sıcaklık düşüşü için normalizasyon işlemi yapıldığında hedeflenen verimlilik 4,259 olmakta ve %13'lik artıştır. Ekonomik analiz yapıldığında basit geri ödeme süresi hedefi ise 7,75 yıl olarak belirlenmiştir.

## **Pratik / Uygulama Hesaplamaları ve Enerji Analizleri**

Ölçümlerin aynı ortam şartlarında gerçekleşmesini sağlamak için uygulama yapıldıktan sonra evaporatif soğutma sistemi kapatılmış ve evaporatif soğutma sisteminin etkisi olmadan mevcut durumun ölçümü yapılmıştır. Ölçüm yapılan 1 Temmuz 2019 günü dış ortam sıcaklığı 26,7°C, bağıl nemi ise %60'tır. Bu sıcaklık verilerine göre ölçümler yapılmış hesaplamalar ve analizler gerçekleştirilmiştir.

Evaporatif soğutma sistemi kapalı iken chiller soğutma sisteminin elektrik ve soğutma miktarı ölçülmüştür. Yapılan ölçümlerde Elektrik tüketimi 106,18 kWh, soğutma miktarı ise 362,29 kWh olarak ölçülmüş STK ise 3,412 olarak gerçekleşmiştir.

Aynı gün yapılan ölçümlerde evaporatif soğutma sistemi devreye alınmış ve sistemin rejime gelmesi bir süre beklenerek ölçümler alınmıştır.

26,7°C sıcaklık ve %60 bağıl nem değerleri Psikrometrik diyagram üzerinden %90 bağıl neme çıkarıldığında sıcaklığın 22,1°C'ye düşebileceği ve 2,0 g/kg su vermek gerekeceği belirlenmiştir.

Chiller kondenser üzerindeki havanın sıcaklığı 22,2°C, bağıl nemi ise %89,3 olarak ölçülmüş Psikrometrik diyagram ile bulunan değerlere çok yaklaşmış ve sistemin istenen şartlarda çalıştığı değerlendirilmiştir.

Evaporatif soğutma sistemi devrede iken chiller soğutma sisteminin elektrik tüketimi 99,55 kWh olmuş ve soğutma miktarı 379,91 kWh olarak gerçekleşmiş STK değeri ise 3,802 değerine ulaşmıştır.

Evaporatif soğutma öncesi 3,412 olan STK evaporatif soğutma sonrasında 3,802 olarak gerçekleşmiştir. STK artış oranı %11 olmuştur.

Evaporatif soğutma sistemi ile ekstra olarak su tüketimi ve fanların elektrik tüketimi sisteme dahil olmuştur. Evaporatif soğutma sistemi ile sisteme 0,019 m<sup>3</sup>/h su verilmiş bu suyun yıllık maliyeti 557,2 TL olarak hesaplanmıştır.

Evaporatif soğutma ünitelerinde soğutulan havanın chiller kondenserine taşınmasını sağlayan fanların tüketimi ise 0,554 kWh olarak gerçekleşmiş yıllık maliyeti ise 741,1 TL olarak hesaplanmıştır.

Evaporatif soğutma ise chiller soğutma sisteminde sağlanan enerji tasarrufundan harcanan suyun maliyeti ve fanlarda tüketilen elektriğin maliyeti çıkarıldığında yıllık 7450,2 TL tasarruf ortaya çıkmıştır.

Gerçek durumda proje basit geri ödeme süresi hesaplandığında ise 10,06 yıl olarak gerçekleşmiştir.

Teorik olarak hesaplanan ve hedeflenen değerler ile uygulama sonrası pratik ölçümlerle elde edilen değerler arasında farklılıklar oluşmuştur. Oluşturulan kıyaslama tablosunda elde etmek istenen soğutma miktarı %0,24 daha az, hedeflenen STK değeri ise %3,36 daha düşük kalmıştır. Ayrıca elektrik tüketimi tahmin edilenden %1,63 daha fazla olmuş, tasarruf miktarı %30 daha az olurken ve geri ödeme süresi %29 daha uzun sürmüştür.

Evaporatif soğutma sistemi genel olarak ele alındığında enerji verimliliği açısından ofis binaları için oldukça verimlidir. Mevcut soğutma sistemine göre %6,24 daha az enerji tüketmektedir.

Teorik hesaplamalarla gerçek değerler kıyaslandığında ise teorik hesaplamalardan biraz sapma olduğu görülmüştür. Sistem kayıpları (Sürtünme, fan vb.). çevre şartları gibi etmenler hesaba katılmadığı için gerçek değerler teorikler değerlerden daha düşük bir seviyede kalmıştır.

Teorik hesaplamalarda 7,75 yılda amorti etmesi planlanan evaporatif soğutma sistemi gerçek şartlarda 10,064 yılda amorti etmektedir. Tasarruf miktarı planlanan tasarruf

miktarından %29 oranında daha düşük kalmıştır. Bunun temel sebebi teorik hesaplamalarda su sarfiyatının ve fan elektrik tüketiminin ihmal edilmesidir.

Enerji kullanımı sürekli artan bina sektöründe, önemli enerji kullanıcılarının verimlilik potansiyeli kullanılarak, ülke olarak rekabet gücümüzü arttırmak ekonomik olarak güçlü kalmamızı sağlayacaktır. Örnek alınan bir ofis binasının soğutma sisteminde verimlilik artırıcı proje hazırlanmış ve yıllık yaklaşık 7450 TL tasarruf elde edilmiştir. Enerji maliyetlerinin sürekli artması bu tasarruf miktarını her geçen gün arttıracaktır. Ayrıca ülkemizde milyonlarca bina olduğunu düşünürsek enerji verimliliği projelerinin uygulanması son derece önem arz etmektedir.

## KAYNAKLAR

- Akdoğan, A., 2007.** Bir Soğutma Sistemindeki Kondenser Kapasitesinin Değiştirilmesinin Enerji ve Ekserji Analizleri ile İncelenmesi. *Yüksek Lisans Tezi*, Zonguldak Karaelmas Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Eğitimi Anabilim Dalı, Zonguldak.
- Aktacir, M.A., Bulut H., 2008.** Tam Havalı İklimlendirme Sistemlerinde Dış Hava Sıcaklık Kontrollü Serbest Soğutma ve Ekserji Analizi. *TMMOB Makina Mühendisleri Odası Tesisat Mühendisliği Dergisi*, 104:35-44.
- Al-Otaibi, D.A., Dinçer, G., Kalyon, M., 2004.** Thermoeconomic Optimization of Vapour Compression Refrigeration Systems. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, Vol.41 1: 95-107.
- Anonim, 2019.** Ulusal Enerji Verimliliği Eylem Planı. <https://www.enerji.gov.tr/tr-TR/Sayfalar/Ulusal-Enerji-Verimliliği-Eylem-Planı> (Erişim Tarihi: Aralık 2019 )
- Anonim, 2019.** Evaporatif Soğutma. <https://www.sogutma.net/evaporatif-sogutma.html> (Erişim Tarihi: Aralık 2019 )
- Atikol, U., Hacışevki, H., 2001.** Lefkoşa Bölgesi İçin Evaporatif Soğutma Fizibilite Çalışması. V.Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi ve Sergisi, 3-6 Ekim 2001, Efes Convention Center, İzmir.
- Bilge, D., Bilge, M., 1999.** İndirek/Direk Evaporatif Soğutma Sistemleri Kombinasyonu. IV.Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi ve Sergisi, 4-7 Kasım 1999, Efes Convention Center, İzmir.
- Bozer, G., 2017.** Soğutma Grubu Performansının İyileştirilmesi. *Yüksek Lisans Tezi*, Uludağ Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Bursa.
- Çengel, Y.A., Boles, M.A., 2008.** Mühendislik Yaklaşımıyla Termodinamik, Güven Bilimsel Yayıncılık, Yayın No 5, Ders Kitabı: 80-95 s.
- Çengel Y.A, Boles M.A., 1994.** Thermodynamics: An Engineering Approach, Second Edition. McGraw-Hill, Inc., New York, USA, 867 p.
- Eser, S., 2015.** Evaporatif Soğutmanın Havanın Psikrometrik Özelliklerine Etkisinin İncelenmesi. *Yüksek Lisans Tezi*, Karabük Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Enerji Sistemleri Mühendisliği Anabilim Dalı, Karabük.
- Genceli O.F., 2003.** Soğutma Tesisatı. TMMOB Makina Mühendisleri Odası Yayınları, Yayın no 295, 192 s., İstanbul.
- Genceli, O. F., 1993.** Buharlaşmalı Serinletme Özellikleri ve Uygulanması, I. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi, 15-17 Nisan 1993, Balçova, İzmir.
- Hepbaşlı, A., 2010.** Enerji Verimliliği ve Yönetim Sistemi Yaklaşımlar ve Uygulamalar, Ege Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi Yayınları, Yayın no 98, Ders Kitabı: 154, 228 s.
- Karakoç, T.H., Karakoç, N., Erbay, B., Aras, H., 2012.** Enerji Analizi, Anadolu Üniversitesi, Açıköğretim Fakültesi Yayınları, Yayın no 1457, Ders Kitabı: 43, 171 s.
- Yamankaradeniz, R., Horuz, İ., Çoşkun, S., Kaynaklı, Ö., Yamankaradeniz, N., 2008.** İklimlendirme Esasları ve Uygulamaları, Bursa: Dora Yayıncılık, 188, 626 s.
- Yamankaradeniz, R., Horuz, İ., Çoşkun, S., Kaynaklı, Ö., Yamankaradeniz, N., 2009.** Soğutma Tekniği ve Isı Pompası Uygulamaları, Bursa: Dora Yayıncılık, 79, 689 s.

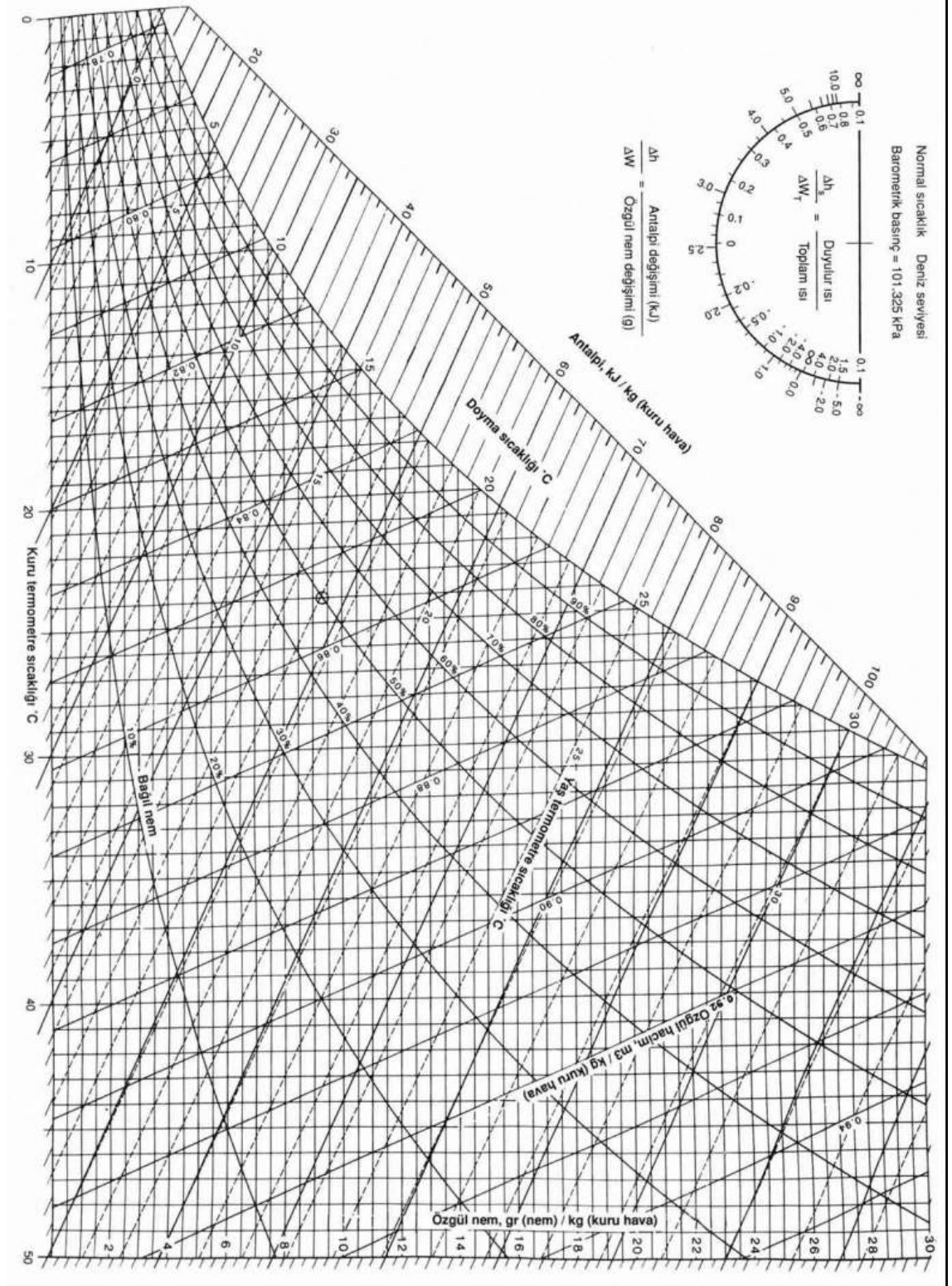
## **EKLER**

EK 1. Psikrometrik Diyagram

EK 2. Nisan Ayı Hesaplama Verileri

EK 3. Kalibrasyon Belgeleri

## EK 1. Psikrometrik Diyagram





## EK 2. Nisan Ayı Hesaplama Verileri

Ay	Gün	Saat	Evaporatif Soğutma Öncesi			Evaporatif Soğutma Öncesi			Özgül Nem w2 (g/kg)	Sıcaklık Farkı (°C)	Özgül Nem Farkı (g/kg)
			Kuru Termometre Sıcaklığı T <sub>1</sub> (°C)	Bağıl Nem (%) φ <sub>1</sub>	Entalpi h <sub>1</sub> (kJ/kg)	Özgül Nem w <sub>1</sub> (g/kg)	Kuru Termometre Sıcaklığı T <sub>2</sub> (°C)	Bağıl Nem (%) φ <sub>2</sub>			
NİSAN	2	15	15,10	57	30,58	6,09	11,41	90	7,57	3,69	1,48
	2	16	15,10	56	30,31	5,98	11,28	90	7,52	3,82	1,54
	4	12	15,70	65	34,08	7,23	12,89	90	8,36	2,81	1,13
	4	13	16,50	63	35,26	7,38	13,38	90	8,63	3,12	1,26
	4	14	17,00	61	35,76	7,37	13,58	90	8,75	3,42	1,38
	4	15	17,00	62	36,07	7,49	13,71	90	8,82	3,29	1,33
	4	16	16,40	65	35,64	7,56	13,53	90	8,72	2,87	1,16
	4	17	15,60	68	34,70	7,52	13,15	90	8,51	2,45	0,99
	5	9	16,20	75	38,13	8,63	14,52	90	9,31	1,68	0,68
	5	10	17,90	69	40,42	8,85	15,39	90	9,86	2,51	1,01
	5	11	19,00	64	41,40	8,79	15,76	90	10,10	3,24	1,30
	5	12	20,00	60	42,37	8,77	16,12	90	10,33	3,88	1,56
	5	13	21,30	56	43,95	8,87	16,7	90	10,72	4,60	1,85
	5	14	21,90	54	44,57	8,87	16,93	90	10,88	4,97	2,00
	5	15	22,20	53	44,87	8,87	17,04	90	10,95	5,16	2,08
	5	16	22,10	53	44,63	8,81	16,95	90	10,89	5,15	2,08
	5	17	21,40	56	44,19	8,93	16,79	90	10,78	4,61	1,86
	5	18	20,10	60	42,61	8,83	16,22	90	10,39	3,88	1,57
	5	19	19,20	63	41,53	8,76	15,81	90	10,13	3,39	1,37
	6	9	15,20	74	35,46	7,98	13,46	90	8,68	1,74	0,70
	6	10	16,80	69	37,77	8,25	14,37	90	9,22	2,43	0,98
	6	11	18,70	63	40,33	8,49	15,36	90	9,84	3,34	1,35
	6	12	19,80	59	41,51	8,51	15,81	90	10,12	3,99	1,61
	6	13	20,70	56	42,51	8,55	16,18	90	10,37	4,52	1,81
	6	14	21,20	55	43,30	8,66	16,47	90	10,56	4,73	1,91
	6	15	21,40	54	43,37	8,60	16,5	90	10,58	4,90	1,98
	6	16	21,00	56	43,23	8,71	16,44	90	10,54	4,56	1,84
	6	17	20,00	59	41,99	8,62	15,99	90	10,24	4,01	1,62
	6	18	18,70	64	40,67	8,63	15,49	90	9,92	3,21	1,29
	6	19	18,00	68	40,33	8,77	15,36	90	9,84	2,64	1,06

7	9	16,70	74	39,06	8,79	14,87	90	9,53	1,83	0,73
7	10	18,70	67	41,71	9,04	15,88	90	10,17	2,82	1,14
7	11	20,40	62	44,11	9,30	16,77	90	10,76	3,63	1,47
7	12	21,90	57	45,84	9,37	17,39	90	11,19	4,51	1,82
7	13	22,90	53	46,58	9,26	17,62	90	11,39	5,28	2,13
7	14	23,50	51	47,14	9,24	17,82	90	11,53	5,68	2,29
7	15	23,80	51	47,88	9,41	18,07	90	11,72	5,73	2,31
7	16	23,30	52	47,11	9,31	17,81	90	11,52	5,49	2,22
7	17	22,50	55	46,47	9,38	17,59	90	11,36	4,91	1,98
7	18	21,30	59	45,17	9,35	17,15	90	11,03	4,15	1,68
7	19	20,40	62	44,11	9,30	16,77	90	10,76	3,63	1,47
8	9	16,00	74	37,36	8,41	14,23	90	9,12	1,77	0,71
8	10	17,90	67	39,76	8,59	15,14	90	9,70	2,76	1,11
8	11	19,70	61	42,01	8,75	15,99	90	10,25	3,71	1,49
8	12	20,90	57	43,38	8,81	16,5	90	10,58	4,40	1,77
8	13	22,00	53	44,39	8,76	16,86	90	10,83	5,14	2,07
8	14	22,70	51	45,19	8,80	17,16	90	11,03	5,54	2,24
8	15	23,10	50	45,70	8,84	17,34	90	11,16	5,76	2,32
8	16	22,90	50	45,23	8,73	17,17	90	11,04	5,73	2,31
8	17	22,10	53	44,63	8,81	16,95	90	10,89	5,15	2,08
8	18	20,70	57	42,90	8,70	16,32	90	10,46	4,38	1,76
8	19	19,30	62	41,41	8,68	15,77	90	10,10	3,53	1,42
9	10	16,70	69	37,53	8,19	14,3	90	9,16	2,40	0,97
9	11	17,90	65	39,10	8,33	14,89	90	9,54	3,01	1,21
9	12	19,00	62	40,69	8,51	15,5	90	9,92	3,50	1,41
9	13	20,10	58	41,85	8,53	15,94	90	10,21	4,16	1,68
9	14	20,60	57	42,66	8,64	16,24	90	10,40	4,36	1,76
9	15	20,60	57	42,66	8,64	16,24	90	10,40	4,36	1,76
9	16	20,20	59	42,47	8,73	16,17	90	10,36	4,03	1,63
9	17	19,40	63	42,02	8,87	15,99	90	10,25	3,41	1,37
9	18	18,20	68	40,82	8,89	15,55	90	9,95	2,65	1,07
9	19	16,70	74	39,06	8,79	14,87	90	9,53	1,83	0,73
10	8	16,20	82	40,20	9,45	15,31	90	9,81	0,89	0,36
10	9	18,40	75	43,70	9,94	16,61	90	10,66	1,79	0,72
10	10	20,60	68	46,97	10,34	17,76	90	11,49	2,84	1,15
10	11	21,90	63	48,39	10,38	18,25	90	11,85	3,65	1,47
10	12	23,30	58	49,89	10,40	18,75	90	12,24	4,55	1,84
10	13	24,20	56	51,33	10,60	19,23	90	12,61	4,97	2,01
10	14	24,80	54	51,93	10,60	19,43	90	12,77	5,37	2,17
10	15	24,90	53	51,68	10,46	19,35	90	12,70	5,55	2,24
10	16	24,60	55	54,90	10,67	19,42	90	13,55	5,18	2,89

10	17	23,60	58	50,68	10,59	19,02	90	12,44	4,58	1,85
10	18	22,30	63	49,46	10,64	18,61	90	12,13	3,69	1,49
10	19	20,90	67	47,37	10,38	17,9	90	11,59	3,00	1,21
11	7	16,00	84	40,27	9,56	15,34	90	9,82	0,66	0,26
11	8	18,10	77	43,58	10,02	16,57	90	10,63	1,53	0,62
11	9	20,80	68	47,50	10,47	17,95	90	11,62	2,85	1,15
11	10	22,90	60	49,74	10,50	18,79	90	12,20	4,11	1,69
11	11	24,30	56	51,59	10,67	19,32	90	12,68	4,98	2,01
11	12	25,70	51	52,75	10,56	19,7	90	12,98	6,00	2,42
11	13	26,30	48	52,69	10,29	19,67	90	12,97	6,63	2,67
11	14	26,80	46	52,85	10,16	19,73	90	13,01	7,07	2,85
11	15	26,80	46	52,85	10,16	19,73	90	13,01	7,07	2,85
11	16	26,20	47	51,88	10,02	19,41	90	12,75	6,79	2,74
11	17	25,00	50	50,41	9,92	18,93	90	12,37	6,07	2,45
11	18	23,60	53	48,33	9,67	18,23	90	11,83	5,37	2,17
11	19	22,00	58	46,52	9,60	17,6	90	11,37	4,40	1,77
12	10	16,00	68	35,61	7,72	13,52	90	8,71	2,48	1,00
12	11	17,50	63	37,52	7,86	14,29	90	9,16	3,21	1,29
12	12	18,80	58	38,83	7,86	14,79	90	9,47	4,01	1,62
12	13	19,50	56	39,71	7,93	15,13	90	9,69	4,37	1,76
12	14	20,00	54	40,11	7,88	15,28	90	9,78	4,72	1,90
12	15	20,30	53	41,57	8,33	15,39	90	10,14	4,91	1,80
12	16	19,90	54	39,89	7,83	15,19	90	9,73	4,71	1,90
12	17	19,10	57	39,16	7,87	14,91	90	9,55	4,19	1,69
12	18	17,80	61	37,56	7,76	14	90	9,17	3,49	1,41
12	19	16,40	66	35,93	7,68	13,65	90	8,79	2,75	1,11
13	10	15,90	66	34,81	7,44	13,19	90	8,53	2,71	1,09
13	11	17,60	61	37,11	7,66	14,13	90	9,06	3,47	1,40
13	12	19,00	56	38,58	7,68	14,69	90	9,42	4,31	1,74
13	13	20,00	53	39,74	7,73	15,14	90	9,69	4,86	1,96
13	14	20,50	52	40,49	7,83	15,42	90	9,87	5,08	2,05
13	15	20,50	52	40,49	7,83	15,42	90	9,87	5,08	2,04
13	16	20,00	54	40,11	7,88	15,28	90	9,78	4,72	1,90
13	17	18,60	58	38,37	7,76	14,61	90	9,37	3,99	1,61
13	18	17,10	64	36,92	7,79	14,05	90	9,02	3,05	1,23
13	19	15,70	69	35,22	7,68	13,36	90	8,62	2,34	0,94
14	10	15,40	71	35,09	7,75	13,31	90	8,60	2,09	0,84
14	11	16,40	66	35,93	7,68	13,65	90	8,79	2,75	1,11
14	12	17,40	62	36,97	7,69	14,07	90	9,03	3,33	1,34
14	13	18,10	59	37,58	7,65	14,32	90	9,17	3,78	1,52
14	14	18,50	57	37,80	7,57	14,39	90	9,23	4,11	1,66

14	15	18,00	58	37,02	7,47	14,09	90	9,04	3,91	1,57
14	16	17,70	59	36,68	7,45	13,96	90	8,96	3,74	1,51
14	17	17,00	62	36,07	7,49	13,71	90	8,82	3,29	1,33
14	18	16,10	65	34,96	7,42	13,27	90	8,57	2,83	1,15
14	19	15,20	68	33,81	7,33	12,77	90	8,30	2,43	0,98
15	11	15,60	60	32,44	6,62	12,2	90	7,99	3,40	1,37
15	12	17,10	55	34,12	6,68	12,9	90	8,37	4,20	1,69
15	13	18,20	51	35,13	6,64	13,32	90	8,60	4,88	1,96
15	14	18,70	49	35,49	6,58	13,47	90	8,69	5,23	2,11
15	15	18,80	49	35,70	6,62	13,56	90	8,74	5,24	2,11
15	16	18,50	50	35,42	6,63	13,44	90	8,67	5,06	2,04
15	17	17,30	53	33,91	6,52	12,82	90	8,32	4,48	1,81
15	18	15,90	57	32,22	6,41	12,11	90	7,94	3,79	1,53
16	12	15,10	57	30,58	6,09	11,41	90	7,57	3,69	1,48
16	13	16,30	54	32,16	6,23	12,08	90	7,93	4,22	1,70
16	14	17,20	51	33,08	6,23	12,47	90	8,14	4,73	1,91
16	15	17,60	50	33,57	6,27	12,68	90	8,25	4,92	1,98
16	16	17,30	52	33,59	6,40	12,69	90	8,25	4,61	1,86
16	17	16,50	55	32,87	6,43	12,38	90	8,09	4,12	1,66
16	18	15,30	59	31,54	6,39	11,82	90	7,79	3,48	1,40
17	11	16,00	58	32,71	6,57	12,32	90	8,05	3,68	1,48
17	12	17,70	52	34,42	6,56	13,03	90	8,44	4,67	1,88
17	13	19,10	48	35,98	6,61	13,67	90	8,80	5,43	2,19
17	14	19,70	46	36,50	6,58	13,88	90	8,92	5,82	2,34
17	15	20,10	44	36,58	6,45	13,91	90	8,94	6,19	2,49
17	16	20,10	44	36,58	6,45	13,91	90	8,94	6,19	2,49
17	17	19,20	47	35,83	6,51	13,61	90	8,76	5,59	2,25
17	18	18,00	50	34,39	6,43	13,01	90	8,43	4,99	2,01
17	19	16,60	54	32,77	6,35	12,34	90	8,07	4,26	1,71
18	15	15,10	50	28,68	5,33	10,57	90	7,16	4,53	1,82
18	16	15,10	50	28,68	5,33	10,57	90	7,16	4,53	1,82
20	14	15,10	47	27,86	5,01	10,2	90	6,98	4,90	1,97
20	15	15,50	46	28,32	5,03	10,41	90	7,08	5,09	2,05
20	16	15,20	47	28,04	5,04	10,29	90	7,02	4,91	1,98
22	14	15,20	57	30,78	6,13	11,51	90	7,61	3,69	1,49
22	15	15,40	57	31,19	6,21	11,67	90	7,71	3,73	1,50
23	10	15,50	65	33,64	7,14	12,7	90	8,26	2,80	1,13
23	11	16,50	61	34,66	7,14	13,13	90	8,50	3,37	1,36
23	12	16,20	61	34,01	7,00	12,86	90	8,35	3,34	1,35
23	13	16,40	59	33,85	6,86	12,79	90	8,31	3,61	1,45
23	14	16,60	57	33,68	6,71	12,72	90	8,27	3,88	1,56

23	15	16,40	57	33,26	6,62	12,54	90	8,18	3,86	1,55
23	16	16,00	59	33,00	6,68	12,44	90	8,12	3,56	1,43
23	17	15,50	60	32,23	6,58	12,11	90	7,94	3,39	1,36
25	11	15,90	60	33,08	6,75	12,47	90	8,14	3,43	1,38
25	12	17,30	55	34,54	6,77	13,08	90	8,47	4,22	1,70
25	13	18,30	52	35,68	6,82	13,55	90	8,73	4,75	1,91
25	14	19,10	49	36,33	6,75	13,81	90	8,88	5,29	2,13
25	15	19,20	49	36,54	6,79	13,9	90	8,93	5,30	2,14
25	16	18,90	50	36,26	6,80	13,78	90	8,86	5,12	2,06
25	17	17,70	53	34,74	6,69	13,16	90	8,51	4,54	1,83
25	18	16,50	57	33,47	6,67	12,63	90	8,22	3,87	1,56
25	19	15,00	62	31,74	6,59	11,9	90	7,83	3,10	1,25
26	12	15,60	58	31,88	6,40	11,97	90	7,87	3,63	1,46
26	13	17,00	54	33,60	6,52	12,69	90	8,25	4,31	1,74
26	14	17,80	51	34,30	6,47	12,98	90	8,41	4,82	1,94
26	15	18,10	51	34,92	6,60	13,24	90	8,56	4,86	1,96
26	16	18,10	51	34,92	6,60	13,24	90	8,56	4,86	1,96
26	17	17,30	54	34,22	6,64	12,95	90	8,40	4,35	1,75
26	18	16,00	59	33,00	6,68	12,44	90	8,12	3,56	1,43
27	11	15,30	62	32,37	6,72	12,17	90	7,98	3,13	1,26
27	12	17,00	56	34,22	6,76	12,94	90	8,39	4,06	1,63
27	13	18,30	52	35,68	6,82	13,55	90	8,73	4,75	1,91
27	14	19,20	49	36,54	6,79	13,9	90	8,93	5,30	2,14
27	15	19,70	48	37,23	6,87	14,18	90	9,09	5,52	2,22
27	16	19,60	48	37,02	6,82	14,09	90	9,04	5,51	2,22
27	17	19,00	51	36,82	6,99	14,01	90	8,99	4,99	2,01
27	18	17,70	55	35,39	6,94	13,43	90	8,66	4,27	1,72
27	19	16,30	59	33,64	6,81	12,7	90	8,26	3,60	1,45
28	13	15,20	55	30,24	5,91	11,25	90	7,50	3,95	1,59
28	14	15,50	53	30,27	5,81	11,27	90	7,51	4,23	1,70
28	15	15,60	53	30,47	5,84	11,36	90	7,55	4,24	1,71

### EK 3. Kalibrasyon Belgeleri

 ENDÜSTRİYEL ELEKTRONİK SANAYİ A.Ş.	<b>TÜRKAK</b> TÜRK AKREDİTASYON KURUMU TURKISH ACCREDITATION AGENCY Tarafindan akredite edilmiş	AB-0106-K K19-0620 11-19
<b>Enelsan Debimetre Kalibrasyon Laboratuvarı</b>		
<b>KALİBRASYON SERTİFİKASI</b> Calibration Certificate		

<b>Cihazın Sahibi / Adresi</b> Customer / Address	: ENERVİS ENERJİ SERVİS SAN. VE TİC. A.Ş Bağlarbaşı Mah. 1. Bakım Sok. No: 2 Kat: 1, 16160 Osmangazi/Bursa
<b>İstek Numarası</b> Order No	: 191119-0620
<b>Makine/Cihaz</b> Instrument/Device	: ULTRASONİK DEBİMETRE
<b>İmalatçı</b> Manufacturer	: GE
<b>Model/Tip</b> Model/ Type	: PT878
<b>Seri Numarası</b> Serial Number	: PT7-7597E
<b>Kalibrasyon Tarihi</b> Date of Calibration	: 19.11.2019
<b>Sertifika sayfa sayısı</b> Number of pages of the Certificate	: 3

Bu kalibrasyon sertifikası, Uluslararası Birimler Sisteminde (SI) tanımlanmış birimleri realize eden ulusal ölçüm standartlarına izlenebilirliği belgeler.  
This calibration certificate documents the traceability to national standards, which realize the units of measurement according to the International System of Units (SI).


Kalibrasyon laboratuvarı olarak faaliyet gösteren Enelsan Debimetre Kalibrasyon Laboratuvarı, TÜRKAK'tan AB-0106-K ile TS EN ISO/IEC 17025:2017 standardına göre akredite edilmiştir.  
Enelsan Debimetre Kalibrasyon Laboratuvarı accredited by TÜRKAK under registration number AB-0106-K for TS EN ISO/IEC 17025:2017 as Calibration Laboratory.

Türk Akreditasyon Kurumu (TÜRKAK) kalibrasyon sertifikalarının tanınırlığı konusunda Avrupa Akreditasyon Birliği (EA) ile Çok Taraflı Anlaşma ve Uluslararası Laboratuvar Akreditasyon Birliği (ILAC) ile Karşılıklı Tanıma Anlaşmasını İmzalamıştır.  
The Turkish Accreditation Agency (TURKAK) is a signatory to the European Co-operation for Accreditation (EA) Multilateral Agreements (MLA) and to the International Laboratory Accreditation Cooperation (ILAC) Mutual Recognition Arrangement (MRA) for the recognition of calibration certificates.

Ölçüm sonuçları, genişletilmiş ölçüm belirsizlikleri ve kalibrasyon metotları bu sertifikanın tamamlayıcı kısmı olan takip eden sayfalarda verilmiştir.  
Measurements, results, expanded measurement uncertainties and calibration methods are given on the following pages, which are part of this certificate.


	Tarih Date	Kalibrasyonu Yapan Calibrated by	Onaylayan Approval
	19.11.2019	ÜMİT IRMAKCI	MUSTAFA KAPAN

Bu sertifika, laboratuvarın yazılı izni olmadan kısmen kopyalanıp çoğaltılamaz. İmzasız ve mühürsüz kalibrasyon sertifikaları geçersizdir.  
This certificate shall not be reproduced other than in full except with the permission of the laboratory. Calibration certificates without signature and seal are not valid.



**EMRE KALİBRASYON MERKEZİ**

**İstanbul Kalite Sanayi Ve Dış Ticaret Limited Şirketi**  
**EMRE KALİBRASYON MERKEZİ**  
 Çavuşoğlu Mah. Spor Cad. No: 64/C Kartal 34873 İSTANBUL



Kalibrasyon  
TS EN ISO/IEC 17025  
AB-0011-K

## Kalibrasyon Sertifikası

### Calibration Certificate

Sayfa 1 / 4  
Page 1 of 4

AB-0011-K
19-E22419
11-19

---

**Cihazın Sahibi / Adresi**  
*Customer / Address*

**İstek Numarası**  
*Order No.*

**Makine/Cihaz**  
*Instrument/Device*

**İmalatçı**  
*Manufacturer*

**Model / Tip**  
*Model / Type*

**Seri / Envanter Numarası**  
*Serial / Inventory Number*

**Kalibrasyon Tarihi**  
*Date of Calibration*

**Sertifikanın Sayfa Sayısı**  
*Number of pages of the Certificate*

: ENERVİS ENERJİ SERVİS SANAYİ VE TİC. A.Ş.  
BAĞLARBAŞI MAH. 1.BAKIM SOK. NO:2 KAT:1  
OSMANGAZI / BURSA

: 25539

: ENERGY LOGGER

: FLUKE

: 1730

: 2603 3211 / ---

: 23.11.2019

: 4


**Bu kalibrasyon sertifikası, Uluslararası Birimler Sisteminde (SI) tanımlanmış birimleri realize eden ulusal ölçüm standartlarına izlenebilirliği belgeler.**  
*This calibration certificate documents the traceability to national standards, which realize the unit of measurement according to the International Systems of Units (SI).*

**Kalibrasyon Laboratuvarı olarak faaliyet gösteren EMRE KALİBRASYON MERKEZİ, TÜRKAK ' tan AB-0011-K ile TS EN ISO/IEC 17025 standardına göre akredite edilmiştir.**  
*EMRE KALİBRASYON MERKEZİ accredited by TÜRKAK under registration number AB-0011-K for TS EN ISO/IEC 17025 as Calibration Laboratory.*

**Türk Akreditasyon Kurumu (TÜRKAK) kalibrasyon sertifikalarının tanınırlığı konusunda Avrupa Akreditasyon Birliği (EA) ile çok taraflı anlaşma ve Uluslararası Laboratuvar Akreditasyon Birliği (ILAC) ile karşılıklı tanıma anlaşması imzalamıştır.**  
*Turkish Accreditation Agency (TURKAK) is a signatory to the European co-operation for the Accreditation (EA) Multilateral Agreement (MLA) and to the International Laboratory Accreditation Cooperation (ILAC) Mutual Recognition Arrangement (MRA) for the recognition of calibration certificates.*

**Ölçüm sonuçları, genişletilmiş ölçüm belirsizlikleri ve kalibrasyon metotları bu sertifikanın tamamlayıcı kısmı olan takip eden sayfalarda verilmiştir.**  
*The measurements, the uncertainties with confidence probability and calibration methods are given on the following pages which are part of this certificate.*

**Mühür**  
*Seal*




**Tarih**  
*Date*

06.12.2019


**Kalibrasyonu Yapan**  
*Calibrated by*

Armağan ARPACI



**Onaylayan**  
*Approval*

Kalibrasyon Laboratuvarı Yöneticisi



**İSTANBUL KALİTE SANAYİ VE DİŞ TİCARET LIMITED ŞİRKETİ EMRE KALİBRASYON MERKEZİ**  
 Çavuşoğlu Mah. Spor Cad. No:64 / C Kartal / İstanbul Tel. 0216 517 99 24 - 445 35 61 Fax. 0216 410 90 71  
 www.emrekalibrasyon.com.tr e-mail:emrekalibrasyon@emrekalibrasyon.com.tr





**testo**  
KALİBRASYON LABORATUVARI  
Fulya Mah. Vefa Deresi Sok. Gayrettepe İş Merkezi  
C Blok No:5/1 D:2-3-4-5 34394 Sığı / İstanbul  
Tel: 0212 217 01 55 Faks: 0212 217 02 21  
http://www.testo.com.tr info@testo@testo.com.tr



## KALİBRASYON SERTİFİKASI Calibration Certificate

AB-0028-K
NK8769
09-18

**Cihazın Sahibi**  
Customer: Enervis Enerji Serviz San.ve Tic.A.Ş.  
Bağlarbaşı Mah. 1. Bakım Sok.No:2 kat:1 Osmangazi/BURSA

**Kayıt Numarası**  
Registration No: 406402

**Makine/Cihaz**  
Instrument/Device: Testo 435  
Sıcaklık ve Nem Probu

**İmalatçı**  
Manufacturer: --

**Tip**  
Type: Sıcaklık Ölçüm Cihazı

**Model ve Seri Numarası**  
Model and Serial Number: Cihaz 0560 4354 02577847  
Prob 0636 9736 02571601

**Kalibrasyon Tarihi**  
Date of Calibration: 4.09.2018

**Sertifika'nın Toplam Sayfa Sayısı**  
Number of total pages of the Certificate: 3

Bu kalibrasyon sertifikası, Uluslararası Birimler Sisteminde (SI) tanımlanmış birimleri realize eden ulusal ölçüm standartlarına izlenebilirliği belgeler.

This calibration certificate documents the traceability to national standards, which realize the unit of measurement according to the International System of Units (SI)

Kalibrasyon laboratuvarı olarak faaliyet gösteren TESTO Kalibrasyon Laboratuvarı, TÜRKAK'tan AB-0028-K ile TS EN ISO/IEC 17025:2012 standardına göre akredite edilmiştir.

TESTO Kalibrasyon Laboratuvarı accredited by TÜRKAK under registration number AB-0028-K for TS EN ISO/IEC 17025:2012 as Calibration Laboratory"

Türk Akreditasyon Kurumu(TÜRKAK) kalibrasyon sertifikalarının tanınırlığı konusunda Avrupa Akreditasyon Birliği(EA) ile Çok Taraflı Anlaşma ve Uluslararası Laboratuvar Akreditasyon Birliği(ILAC) ile karşılıklı tanıma anlaşması imzalamıştır.

Turkish Accreditation Agency (TURKAK) is a signatory to the European co-operation for Accreditation (EA) Multilateral Agreement (MLA) and to the International Laboratory Accreditation Cooperation (ILAC) Mutual Recognition Arrangement (MRA) for the recognition of calibration certificates

Ölçüm sonuçları, genişletilmiş ölçüm belirsizlikleri ve kalibrasyon metotları bu sertifikanın tamamlayıcı kısmı olan takip eden sayfalarda verilmiştir.

The measurements, the uncertainties with confidence probability and calibration methods are given on the following pages which are part of this certificate.



**Tarih**  
Date: 20.09.2018

**Kalibrasyonu Yapan**  
Calibrated by: Hakan KUZU

**Onaylayan**  
Approved: Denizcan ÖLMEZ

Bu sertifika, laboratuvarın yazılı izni olmadan kısmen kopyalanamaz çoğaltılamaz.  
İmzasız ve mühürsüz sertifikalar geçersizdir.  
This certificate shall not be reproduced other than in full except with the permission of the laboratory.  
Calibration certificates without signature and seal are not valid.



## ÖZGEÇMİŞ

Adı Soyadı : İlhan SEVEN  
Doğum Yeri ve Tarihi : Bulgaristan - 25.09.1986  
Yabancı Dili : İngilizce (İyi)

Eğitim Durumu (Kurum ve Yıl)  
Önlisans : Uludağ Üniversitesi – İklimlendirme Soğutma Programı  
2008  
Lisans : Uludağ Üniversitesi – Makine Mühendisliği 2012

Çalıştığı Kurum/Kurumlar : Enervis Enerji Servis San. Ve Tic. A.Ş (2014-...)  
Mekanik Proje (2013-2014)

İletişim (e-posta) : ilhanseven1@gmail.com

Yayınları :

**Seven, İ. 2017.** Isı Pompası ile Binalarda Enerji Verimliliği, 4. Ulusal Enerji Verimliliği Forumu ve Fuarı, 10-13 Ocak 2017, Bakırköy, İstanbul.

**Seven, İ. 2015.** Doğalgazlı Soğutma Sistemlerinin Verimi ve Otomotiv Sektörü Karşılaştırma, 2. Ulusal Enerji Verimliliği Forumu ve Fuarı, 13-14 Ocak 2015, Bakırköy, İstanbul.