

**T.C.  
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**SU SOĞUTMA GRUPLARINDA ENERJİ VERİMLİLİĞİNİN ARTTIRILMASI**

**YUSUF SIVAKCI**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ  
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI  
KONTRÜKSİYON PROGRAMI**

**DANIŞMAN  
DR.ÖĞR.ÜYESİ HANDAN ÇUBUK**

**İSTANBUL, 2019**

T.C.  
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**SU SOĞUTMA GRUPLARINDA ENERJİ VERİMLİLİĞİNİN ARTTIRILMASI**

Yusuf SIVAKCI tarafından hazırlanan tez çalışması 30.05.2019 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı'nda **YÜKSEK LİSANS TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

**Tez Danışmanı**

Dr. Öğr. Üyesi M. Handan ÇUBUK

Yıldız Teknik Üniversitesi

**Jüri Üyeleri**

Prof. Dr. Derya Burcu ÖZKAN

Yıldız Teknik Üniversitesi

\_\_\_\_\_

Dr. Öğr. Üyesi M. Handan ÇUBUK

Yıldız Teknik Üniversitesi

\_\_\_\_\_

Dr. Öğr. Üyesi M. Alper ÖZPINAR

İstanbul Ticaret Üniversitesi

\_\_\_\_\_

## ÖNSÖZ

---

Tezimi yöneten, tezimin oluşumunda büyük ilgi ve yardımlarını esirgemeyen, yapıcı katkılarda bulunan, bilgilendiren, yönlendiren çok değerli hocalarım Sayın Dr. Öğr. Üy. M.Handan ÇUBUK ve Prof Dr. Derya Burcu ÖZKAN'a, tez yazım süresinde psikolojik desteklerini esirgemeyen, sürekli motive eden Sn. Şebnem GÖKDENİZ'e, süreç boyunca beni yalnız bırakmayan sevgili aileme sonsuz teşekkür ederim.

Mayıs, 2019

Yusuf SIVAKCI

## İÇİNDEKİLER

|                                                           | Sayfa |
|-----------------------------------------------------------|-------|
| SİMGE LİSTESİ.....                                        | vi    |
| KISALTMA LİSTESİ .....                                    | vii   |
| ŞEKİL LİSTESİ .....                                       | vi    |
| ÇİZELGE LİSTESİ.....                                      | ix    |
| ÖZET .....                                                | x     |
| ABSTRACT .....                                            | xi    |
| BÖLÜM 1                                                   |       |
| GİRİŞ.....                                                | 1     |
| 1.1    Literatür Özeti .....                              | 1     |
| 1.2    Tezin Amacı .....                                  | 2     |
| 1.3    Hipotez.....                                       | 3     |
| BÖLÜM 2                                                   |       |
| SOĞUTMA SİSTEMLERİ .....                                  | 5     |
| 2.1    Soğutma Çevrimi .....                              | 5     |
| 2.1.1    Evaporatör .....                                 | 6     |
| 2.1.2    Soğutucu Akışkan .....                           | 7     |
| 2.1.3    Genleşme Valfi .....                             | 7     |
| 2.1.4    Kompresör .....                                  | 8     |
| 2.1.5    Kondenser.....                                   | 9     |
| 2.2    Kondenser Üzerine Yapılmış Çalışmalar .....        | 11    |
| BÖLÜM 3                                                   |       |
| ÇALIŞMA YÖNTEMİ VE BULGULAR .....                         | 17    |
| 3.1    Problem Tanımı ve Hipotezin Detaylandırılması..... | 17    |
| 3.2    Deney Tasarımı.....                                | 18    |
| 3.3    Veri Toplama, Ölçümleme, Analiz .....              | 21    |

|                                     |    |
|-------------------------------------|----|
| 3.4 Değerlendirme ve Tartışma ..... | 27 |
| BÖLÜM 4                             |    |
| SONUÇ VE ÖNERİLER .....             | 32 |
| KAYNAKLAR .....                     | 34 |
| ÖZGEÇMİŞ .....                      | 37 |

## SİMGE LİSTESİ

---

|           |                                                                   |
|-----------|-------------------------------------------------------------------|
| $A_k$     | Kompresörün Çektiği Akım                                          |
| $h_a$     | Atık Hava Entalpisi                                               |
| $h_{ka}$  | Kondenserden Geçmiş Havanın Entalpisi                             |
| $h_d$     | Dış Ortam Entalpi                                                 |
| $h_k$     | Karışım Havası Entalpisi                                          |
| $i$       | Enflasyondan Arındırılmış Faiz Oranı                              |
| $m_k$     | Kondenserden Geçen Havanın Kütlesel Atış Debisi                   |
| $N$       | Yatırımın Gider Ve Gelirlerinin Gerçekleştiği Toplam Dönem Sayısı |
| $P_k$     | Kompresörün Çektiği Güç                                           |
| $P_i$     | Kompresörün Birincil Çektiği Güç                                  |
| $R_t$     | Yıllık Getiri                                                     |
| $Ref$     | Soğutucu Akışkan                                                  |
| $rH$      | Bağıl Nem                                                         |
| $TL$      | Türk Lirası                                                       |
| $t$       | süre                                                              |
| $T_{adt}$ | Atık Hava K.T. Sıcaklığı                                          |
| $T_{awt}$ | Atık Hava Y.T. Sıcaklığı                                          |
| $T_{dt}$  | Dış Ortam K.T. Sıcaklığı                                          |
| $T_{kdt}$ | Kondenser Atış K.T Sıcaklığı                                      |
| $T_{kwt}$ | Kondenser Atış Y.T Sıcaklığı                                      |
| $T_{mdt}$ | Karışım Havası K.T Sıcaklığı                                      |
| $T_{mwt}$ | Karışım Havası Y.T Sıcaklığı                                      |
| $T_{wt}$  | Dış Ortam Y.T. Sıcaklığı                                          |

## KISALTMA LİSTESİ

---

|     |                               |
|-----|-------------------------------|
| COP | Performans etkinlik katsayısı |
| DEA | Veri Toplama Analzi           |
| DX  | Direkt Genleşmeli             |
| EER | Enerji Etkinlik Oranı         |
| FDG | Fluoro 2 Deoxy D-glucose      |
| GÖS | Geri Ödeme Süresi             |
| HPC | Yüksek Basınç Kontrolü        |
| LPA | Sıvı Basınç Yükseltme         |
| NBD | Net Bugünkü Değer             |
| TEG | Termoelektrik Jenaratör       |
| VSD | Değişken Hız Sürücüsü         |

## ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

|            |                                                                  |    |
|------------|------------------------------------------------------------------|----|
| Şekil 1.1  | Enerji üretiminde kullanılan kaynakların oranları .....          | 2  |
| Şekil 2.1  | Soğutma çevrimi.....                                             | 5  |
| Şekil 2.2  | S-T diyagramı .....                                              | 6  |
| Şekil 2.3  | Gövde borulu evaporatör .....                                    | 7  |
| Şekil 2.4  | Kanatlı borulu evaporatör.....                                   | 7  |
| Şekil 2.5  | Genleşme valfi.....                                              | 8  |
| Şekil 2.6  | Pistonlu tip kompresör .....                                     | 8  |
| Şekil 2.7  | Döner tip (rotary) kompresör .....                               | 9  |
| Şekil 2.8  | Hava soğutmalı kondenser .....                                   | 10 |
| Şekil 2.9  | Su soğutmalı kondenser .....                                     | 10 |
| Şekil 2.10 | Evaporatif kondenser .....                                       | 11 |
| Şekil 2.11 | F. W. Yu ve arkadaşlarının çalışma yaptığı chiller .....         | 12 |
| Şekil 2.12 | Nasuri ve arkadaşlarının tasarladığı ön soğutucu kondenser ..... | 13 |
| Şekil 3.1  | Kondenser şematik çizimi ve yüzey tanımları.....                 | 20 |
| Şekil 3.2  | Sistem tasarımının şematik gösterimi .....                       | 21 |
| Şekil 3.3  | Sistem uygulaması.....                                           | 21 |
| Şekil 3.4  | Soğutma çevriminin P-H diyagramı .....                           | 25 |
| Şekil 3.5  | Kompresör güç tüketim değişim diyagramı .....                    | 29 |
| Şekil 3.6  | Soğutma sistemi COP değişim diyagramı .....                      | 29 |
| Şekil 3.7  | Yatırım – Getiri Grafiği .....                                   | 31 |

## ÇİZELGE LİSTESİ

|                                                                                              | Sayfa |
|----------------------------------------------------------------------------------------------|-------|
| Çizelge 3.1 Kompresör kapasite Çizelgesi .....                                               | 18    |
| Çizelge 3.2 Kompresör elektrik tüketim Çizelgesi .....                                       | 18    |
| Çizelge 3.3 Klima santrali bilgileri .....                                                   | 19    |
| Çizelge 3.4 Dış ünite bilgileri.....                                                         | 20    |
| Çizelge 3.5 Ölçüm cihazlarının hassasiyetleri .....                                          | 22    |
| Çizelge 3.6 Ölçümleme Sonuçları .....                                                        | 23    |
| Çizelge 3.7 Sistemin hesaplanan ve Psikrometrik Diyagramdan okunan değerleri .....           | 23    |
| Çizelge 3.8 Düğüm noktaları entalpi değerleri. ....                                          | 25    |
| Çizelge 3.10 Hava ve soğutucu akışkan tarafından hesaplanan kapasitelerin kıyaslanması. .... | 27    |
| Çizelge 3.10 Sistemli durumda elektrik tüketim değerleri .....                               | 28    |
| Çizelge 3.12 Sistem olmadan elektrik tüketim değerleri.....                                  | 27    |
| Çizelge 3.12 Değişim oranları.....                                                           | 28    |
| Çizelge 3.13 Sistem için gerekli maliyet kalemleri .....                                     | 30    |
| Çizelge 3.15 Geri ödeme süresi .....                                                         | 31    |
| Çizelge 3.15 NBD hesaplaması .....                                                           | 31    |

## **SU SOĞUTMA GRUPLARINDA ENERJİ VERİMLİLİĞİNİN ARTTIRILMASI**

Yusuf SIVAKCI

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Yüksek Lisans Tezi

Tez Danışmanı: Dr. Öğr. Üyesi M. Handan ÇUBUK

Soğutma sistemlerinin işletilmesi, ticari ve endüstriyel tesislerde elektrik tüketiminin büyük bir bölümünü oluşturabilir. Bu tüketimdeki başlıca kaynak kompresörün tükettiği güçtür. Kompresörün tükettiği güç kondenserin çalışma şartına bağlı olarak değişir. Dış ortam sıcaklığındaki değişkenlik kompresörün tükettiği gücü direkt olarak etkiler. Bu çalışmada, hava soğutmalı kondenserle kurulmuş soğutma sisteminin performans katsayısını (COP) arttırmak için iklimlendirme sistemlerinde oluşan atık havanın nasıl kullanılabileceği araştırılmış ve %100 taze hava ile çalışan havalandırma sistemi ile soğutucu grubu incelenmiştir. Havalandırma sisteminden dışarıya salınan atık havanın kondenser ile temas etmesi sağlanarak soğutma sisteminin COP değişimi analiz edilmiştir. Elde edilen sonuçlar dış ortam sıcaklığına bağlı olarak COP değerinde %14,76 ile %3,46 arasında iyileşme olduğunu göstermiştir. Sistem tasarımının ekonomik analizi yapıldığında ise geri ödeme süresi 3,03 yıl olarak bulunmuştur. Bu çalışmanın önemi daha önceleri çalışma yapılan evaporatif kondensere alternatif oluşturabilecek yeni bir sistem olmasıdır. Bu çalışmadaki sistemin yatırım maliyeti oldukça düşüktür. İşletme esnasında bakım ve ek giderleri yoktur. Bu çalışma bu yönüyle işletmeye herhangi bir ek maliyet getirmeden soğutma sisteminin COP'sinin yükseltilebileceği göstermektedir.

**Anahtar Kelimeler:** COP, kompresör, kondenser, chiller, iklimlendirme.

**INCREASING ENERGY EFFICIENCY ON CHILLER SYSTEMS**

Yusuf SIVAKCI

Department of Mechanical Engineering

MSc. Thesis

Adviser: Dr. M. Handan ÇUBUK

The operation of cooling systems can constitute a large part of the electricity consumption in commercial and industrial facilities. The main source of this consumption is the power consumed by the compressor. The compressor consumes power depending on the working condition of the condenser. The variation in the outdoor temperature directly affects the power consumed by the compressor. In this study, it is investigated how waste air can be used in air conditioning systems to increase the coefficient of performance (COP) of the cooling system installed with air cooled condenser. Besides, 100% fresh air ventilation system and cooler group are examined. COP change of the cooling system was analyzed by ensuring that the exhaust air from the ventilation system was in contact with the condenser. The results showed that there was an improvement in COP between 14.76% and 3.46% depending on the outdoor temperature. When the economic analysis of the system design was made, the repayment period was found as 3.03 years. The importance of this study is that the evaporative condensers, which were previously studied, were a new system that could create an alternative. The investment cost of the system in this study is quite low. There is no maintenance and operation cost. This study shows that the COP of the cooling system can be upgraded without any additional cost to the operation.

**Keywords:** COP, compressor, condenser, chiller, air-conditioning.

---

**YILDIZ TECHNICAL UNIVERSITY**

**GRADUATE SCHOOL OF NATURAL AND APPLIED SCIENCES**

### GİRİŞ

#### 1.1 Literatür Özeti

Soğutma, soğutulmak istenilen alandaki ısının alınıp başka bir ortama taşınmak suretiyle ilgili alanın sıcaklığının ona komşu sıcaklıklarının altına düşürülmesidir [1]. Soğutmayı tarihte ilk olarak Çinliler kullanmıştır. Çinliler soğutma ihtiyaçlarını donmuş göllerden elde etmişlerdir. Donuk göllerin buzlarını kırıp kuyularda saklamışlar ve bu buzları yazın kullanarak soğutma ihtiyaçlarını karşılamışlardır [2].

Dr. William Cullen tarafından 1775 senesinde vakum ilkesine dayanan ilk mekanik soğutmalı buz yapma makinası yapılmıştır. Fakat bu makina sadece laboratuvar ortamında çalışma imkânı bulmuş ve geliştirilememiştir [2].

1834 yılında ticari buz yapma makineleri üretilmeye başlanmıştır. Amerikalı mühendis Jacop Perkins, Londra’da pratik buz yapma makinesi üretmeyi başarmıştır. Bu yöntemle buz ile soğutma ilgi gördüğü gibi maliyetli olması sebebi ile soğutma çevrimi üzerine yapılan çalışmalar artmıştır. Modern soğutmaya yönelik ilk buluş klimanın mucidi Willis Carrier tarafından 1902 yılında yapılmıştır [3].

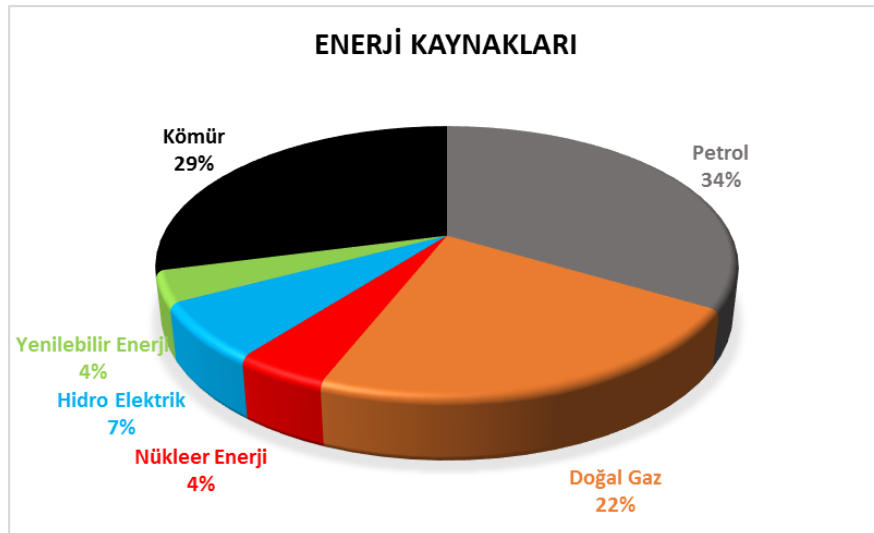
Mekanik soğutma sistemlerinin geliştirilmesi ile birlikte soğutucu akışkanlar üzerine çalışmalar da artmıştır. Soğutma konusunda gelişmeler arttıkça, soğutmanın endüstriyel ve günlük hayatta yer aldığı alanlar da artmıştır.

Soğutmanın kullanım alanının artması ile birlikte maliyeti ve çevre ile olan ilişkisi de tartışmalara konu olmuştur. Özellikle soğutucu akışkanların ozon tabakasına verdiği zararlar tartışmaları alevlendirmiştir. 1935’den itibaren kullanımda olan R22 gibi klor kökenli soğutucu akışkanların yerlerine alternatifler geliştirilmeye başlanmıştır. 1989’da R134A, 1990’lardan

itibaren R410A gibi klor içermeyen ve çevreye zarar vermeyen soğutucu akışkanlar geliştirilmiştir [2], [3].

## 1.2 Tezin Amacı

Soğutma sistemlerinin yaygınlaşması enerji ihtiyacını arttırmıştır. Enerji kaynaklarında her ne kadar çeşitlendirme ve yenilebilir enerjiye dayalı üretim artmış olsa da, petrol hala birincil kaynak olarak yerini korumaktadır (Şekil 1.1.). Enerji üretiminde fosil kaynakların tüm enerji kaynaklarına oranı %85'dir [4]. Bu durum enerji maliyetlerinin artmasına sebebiyet vermektedir. Soğutma sistemlerinin enerji ihtiyacı göz önüne alındığında performans katsayıları (COP) önem kazanmıştır. Özellikle sürekli soğutma ihtiyacı olan endüstriyel tesislerde COP her geçen gün daha önemli hale gelmektedir.



Şekil 1.1 Enerji üretiminde kullanılan kaynakların oranları [4]

Bu çalışmaya da konu olan ilaç üretim tesislerinde, nem – sıcaklık kontrolü önem kazanmıştır. Bu tarz işletmelerde iklimlendirme amaçlı olarak, soğutma ihtiyacı yaz – kış dönemi ayırt etmeksizin sürekli bulunmaktadır. %100 taze hava ile işletilen tesislerde ise soğutma kaynaklı enerji tüketiminde artış gözlemlenmektedir.

Çalışmanın yapıldığı ilaç üretim tesisi 950 m<sup>2</sup>'lik alan üzerine inşa edilmiştir. PET (Positron Emission Tomography) görüntüleme sistemleri için FDG (tanı amacıyla kullanılan bir radyofarmasötiktir) ilaçlarını üretir. İlgili tesis bu ilacın dışında başka ilaçlarda üretir. Her ilaç için tesiste farklı hijyen sınıflarına ait odalar bulunmaktadır. Çalışmaya konu olan üretim alanı 30 m<sup>2</sup> olup hijyen sınıfları ISO 6 , ISO 7 ve ISO 8'dir. Üretimde radyasyon yayılımı olduğu için

Üretim belirli zaman aralıklarında yapılmaktadır. Fakat bu durumun soğutma ihtiyacına herhangi bir etkisi olmamaktadır.

Tesisteki retim alanının iklimlendirilmesi %100 taze hava ile çalışan bir klima santrali ile gerçekleştirilir. Klima santralindeki soğutma evriminin COP değerleri dış ortam sıcaklığına bağlı olarak 3,25 ile 2,02 arasında değişmektedir. Aynı şekilde dış ortam sıcaklığına bağlı olarak elektrik tüketimleri 12,10 kW ile 9,90 kW arasında değişmektedir. Değerlerdeki iyileşme kondenzasyon sıcaklığını düşürerek yapılması hedeflenmektedir.

Literatürde atık hava ile kondenserin performansını arttırma amacı taşıyan, sistem modelleyen bir çalışmaya rastlanılmamıştır. Çalışmamıza yakın sayılabilecek evaporatif kondenser ve fan hızı kontrollü kondenser ile ilgili çalışmalar mevcuttur. Bu bağlamda çalışmamız literatüre zgn bir kaynak olacaktır. İlk defa bu çalışmada denenecek olan sistem, havalandırma santralinden dış ortama atılan atık havanın kondenser yüzeylerine çarpıtılması mantığına dayanmaktadır. Kondenser üzerinden geçen dış ortam sıcaklığının düşürülmesi hedeflenmekte ve bu tasarımın COP değerlerine etkisinin araştırılmaktadır.

Çalışma, atık havanın ısısından yararlanma üzerine kurgulanmasından dolayı işletmeye herhangi gibi ek maliyet getirmeyeceği öngörülmüştür. Evaporatif kondenser gibi sistemlerin işletmelere ilave maliyetler getirdiği düşünüldüğünde, bu sistem mevcut çalışmalara farklı bir bakış açısı getirecektir.

### **1.3 Hipotez**

Soğutma işi, soğutucu akışkan sayesinde soğutulmak istenilen mahalden ısının alınıp dış ortama atılmasıdır [1]. Bu süreçte elektrik tüketiminin olduğu ekipmanlar; evaporatörün ve kondenserin üzerindeki fanlar ile kompresördür. Bunların arasında kompresörün tükettiği güç elektrik tüketimini ve maliyeti etkileyen ana unsur olarak karşımıza çıkmaktadır. Kompresörün ihtiyaç duyduğu g evaporatör ve özellikle kondenserin çalışma şartlarına bağlı olarak artmakta veya azalmaktadır [5]. Dış ortam şartlarının iyileştirmesi sistemin tüketeceği elektrik gücüne direkt etki edecektir. Çalışma yapılan tesisteki üretim odalarında sıcaklık ve nem değerleri sabit tutulmaktadır (22 °C kuru termometre, 14,6 °C yaş termometre sıcaklığı). Bu değerlerin yukarısında bulunan dış ortam koşullarında, atık hava dış ortam sıcaklığını düşürmek için kullanılabilir. Özellikle 30 °C (kuru termometre) ve üzeri şartlarda, dış ortam sıcaklığının düşürülmesinde etkisi daha fazla olacaktır.

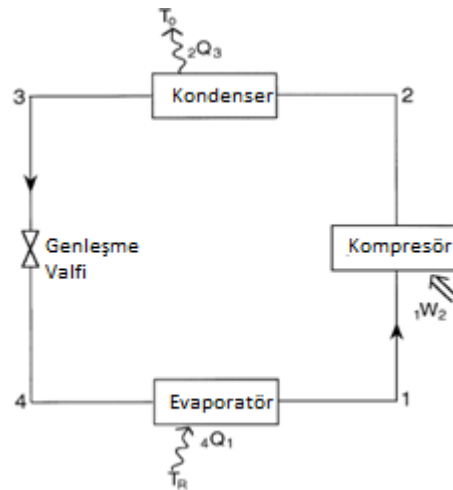
Dış ortam sıcaklığının düşürülmesi kondenzasyon sıcaklığının düşürülmesine olanak verir. Kondenserin üzerinden geçen dış ortam havasının atık hava ile karıştırılmasıyla dış ortam sıcaklığı düşürülür. Böylece kompresörün elektrik tüketiminde düşüş sağlanır. İlgili tesiste havalandırmanın %100 taze hava ile olması atık havadan tam kapasite yararlanılabileceğini göstermektedir. Daha düşük dış ortam şartlarında kompresörden alınan verim ve soğutma çevriminin COP'si artarken sistemin elektrik tüketimi azalacaktır.

## BÖLÜM 2

### SOĞUTMA SİSTEMLERİ

#### 2.1 Soğutma Çevrimi

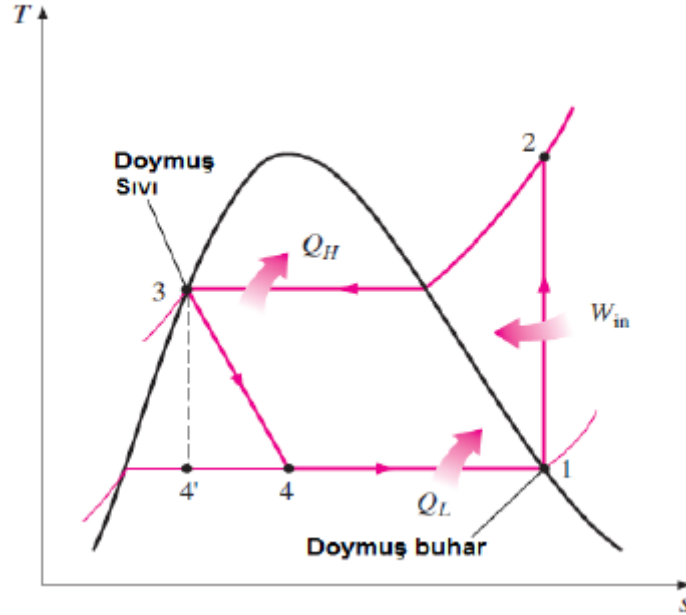
Soğutma sistemleri temel 5 ekipmandan meydana gelir, bunlar; evaporatör - kondenser - kompresör - genişletirici valf ve soğutucu akışkan [6]. Sistemin şeması Şekil 2.1’de görülebilir.



Şekil 2.1 Soğutma çevrimi [7]

Şekil 2.2’de Sıcaklık – Entropi değişimi gösterilmiştir. Bu grafikten takip edileceği üzere soğutma çevriminde, soğutucu akışkan kompresöre 1 noktasında doymuş buhar halinde giriş yapar ve izantropik olarak sıkıştırılır. Bu izantropik sıkıştırma esnasında, soğutucu akışkanın sıcaklığı çevre sıcaklığının oldukça üzerine çıkar. Soğutucu akışkan 2 noktasında kızgın buhar halinde kondensere girer. Sabit basınçta çevreye ısı vererek 3 noktasına doymuş sıvı olarak ulaşır. 3 noktasında soğutucu akışkanın sıcaklığı hala çevre sıcaklığının üzerindedir. Doymuş sıvı halde 3 noktasında bulunan soğutucu akışkan, genleşme vanasından (expansion valve) geçerek buharlaşma basıncına kadar basınç düşürülür. Bu basınç değişikliği esnasında

soğutucu akışkanın sıcaklığı soğutulmak istenen ortam sıcaklığının altına düşer. Soğutucu akışkan 4 noktasında buharlaşma basıncında olan sıvı – buhar karışımı olarak evaporatöre girer. Soğutulmak istenen mahalden ısı alarak buharlaşır ve doymuş buhar olarak evaporatörü terk eder. Bu noktadan sonra kompresöre ulaşarak çevrimini tamamlar [8].



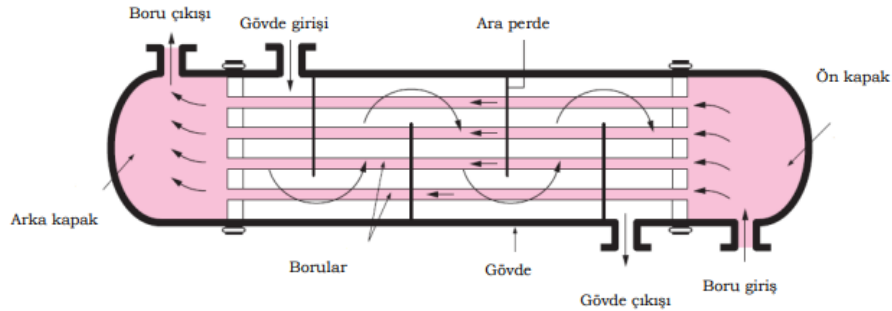
Şekil 2.2 S-T diyagramı [9]

### 2.1.1 Evaporatör

Evaporatör, sıvı-buhar karışımı olarak giren soğutucu akışkanın doymuş buhar çıkmasını etraftan ısı çekerek sağlayan bir ısı değiştiricisidir. Kullanım yeri ve ihtiyaca uygun olarak çok çeşitli evaporatörler üretilmiştir [10]. Başlıcaları;

- Çıplak Borulu Evaporatörler
- Levhalı Evaporatörler
- Kanatlı Borulu Evaporatörler
- Çift Borulu Evaporatörler
- Spiral Borulu Evaporatörler
- Havuz Tipi Evaporatörler
- Gövde Borulu Evaporatör

Gövde borulu (Şekil 2.3) ve kanatlı borulu evaporatörler (Şekil 2.4) en sık kullanılan evaporatör çeşitleridir [10].



Şekil 2.3 Gövde borulu evaporatör



Şekil 2.4 Kanatlı borulu evaporatör

### 2.1.2 Soğutucu Akışkan

İki fazlı soğutma çevrimleri için soğutucu akışkanlar; karşılaşılan sıcaklık, basınçlara uygunluk ve etkinlik temelinde seçilir. Amonyak genellikle gıda, buz pistleri vb. gibi düşük sıcaklıklı sistemler için kullanılır. Yakın zamana kadar, klorlu hidrokarbonlar soğutucu akışkan olarak kullanılmaktaydı. Dünyanın ozon tabakasına zararlı olması fark edildiği için, R-11 ( $\text{CCl}_3\text{F}$ ), R-12 ( $\text{CCl}_2\text{F}_2$ ) ve diğer benzer bileşikler, daha az zararlı soğutucu akışkan R-22 ( $\text{CHClF}_2$ ) ile birlikte ortak kullanılmaktaydı. Klor bazlı akışkanlar yerine R134A ve R410A gibi klor içermeyen soğutucu akışkanlar kullanılmaya başlanmıştır [7].

### 2.1.3 Genleşme Valfi

Genleşme valfi basit tasarımlı, içerisinden geçen akışı kontrol eden bir ekipmandır. İçerisinden geçen soğutucu akışkanın akışına müdahale ederek (kısmı veya açma) basıncını değiştirir.

Kondenserden gelen yüksek basınçlı ve doymuş sıvı olan soğutucu akışkanın basıncını düşürür. Basıncı düşen soğutucu akışkanın sıcaklığı da düşerek buharlaşma basıncına gelir [11].



Şekil 2.5 Genleşme valfi

#### 2.1.4 Kompresör

Kompresörler, soğutucu akışkanın soğutma sistemi içerisinde hareket etmesini sağlayan, basıncını yükselten mekanik elemanlardır. Soğutma çevriminde kullanılan kompresörler, pistonlu, rotary, scroll olarak ayrılmaktadır [12].

##### Pistonlu Kompresörler;

Pistonlu kompresörlerde (Şekil 2.6), piston geri doğru hareketine devam ettiğinde, silindir içindeki basınç düşer ve evaporatörden doymuş buhar halindeki soğutucu akışkan kompresör içine çekilir.

Piston ileri doğru hareket ettiğinde, gaz halindeki soğutucu akışkanı sıkıştırarak basıncını ve sıcaklığını artırır. Yüksek sıcaklık ve basınçtaki aşırı ısıtılmış gaz, kondensere gitmek üzere kompresörü terk eder [12].



Şekil 2.6 Pistonlu tip kompresör

##### Rotary kompresörler;

Döner vidalı kompresör, (Şekil 2.7) pozitif-deplasman mekanizması kullanan bir hava kompresörü gibi bir soğutma kompresörü türüdür. Gaz sıkıştırma işlemi sürekli bir süpürme

hareketi ile oluşur. Bundan dolayı pistonlu kompresörlerde olduğu gibi çok az titreşim oluşur [13].

Döner vidalı kompresörler, gazı sıkıştırmak için rotorlar olarak bilinen iki vidalı helisel vida kullanır. Gaz emme tarafından girer ve vidalar döndükçe dişler arasında hareket eder. Gaz vidaların ucundan çıkarken basıncı ve sıcaklığı yükselmiş olur. [14]



Şekil 2.7 Döner tip (rotary) kompresör

### **Scroll Kompresörler;**

Scroll kompresörler dönel, pozitif-deplasmanlı makineler olup, birisi sabit diğeri uydu şeklinde dönen iki spiral elemandan meydana gelmektedir. Aynı spiral elemanlardan biri ters - yüz edilir ve 180° döndürülerek diğeri ile iç içe geçirilir. Bu spiraller kompresörde sıkıştırma işlevini yerine getirir [15].

Sıkıştırma işleminde; alt ve üst spiraller birbirlerine geçince spiral kanatlarının yan yüzleri yarım ay şeklinde boşluklar meydana gelir. Spiral döndükçe boşlukların hacmi azalır ve buradaki gaz sıkışır. Düşük basınçtaki gaz bu yöntem ile sıkıştırılarak yüksek basınca ve sıcaklığa çıkartılmış olur [16].

### **2.1.5 Kondenser**

Kondenser soğutucu akışkanın ısını dışarıya atmasını sağlayarak yoğuşmasını sağlayan makinelerdir. Çoğunlukla alüminyum lameller içerisinde geçen bakır borulardan oluşmaktadır. Üzerinden geçen hava, su vb. bir etken ile ısı transferi gerçekleştirir ve yüksek basınçlı sıcak gazı soğutarak yoğuşturur. Bu süreç fan, pompa gibi ekipmanlarla güçlendirilerek yapılır. Kondenserin kapasitesi, ısı değiştiricinin yüzey alanına, üzerinden geçen akışkanın akış hızına, yoğuşma sıcaklığına ve çalışacağı yerdeki dış ortam şartlarına bağlıdır [17].

İklimlendirme sistemlerinde kullanılan kondenser türleri [18];

- Hava soğutmalı kondenser
- Su soğutmalı kondenser
- Evaporatif kondenserler'dir.

### **Hava Soğutmalı Kondenserler**

Hava soğutmalı kondenserler soğutkan sıcaklığını düşürmek ve soğutkanı yoğuşturmak için havayı kullanırlar. Kondenserin üzerinden geçen hava yardımıyla soğutucu akışkan sıcaklığı düşürülür ve faz değişimi sağlanır. Bu tip kondanseler dış ortamda bulunur [18].



Şekil 2.8 Hava soğutmalı kondenser

### **Su Soğutmalı Kondenserler**

Su soğutmalı kondenserler, suyun bol miktarda, ucuz maliyetli ve düşük sıcaklıklarda bulunabildiği yerlerde tercih edilir. Bu kondenserler büyük kapasitedeki soğutma sistemlerinde en çok tercih edilen tiptir. Kurulması görece yüksek maliyetli olmasına rağmen bu kondanseler daha verimlidir [19]. Bu tip kondenserler gövde borulu evaporatörlere benzerler (Şekil 2.9).

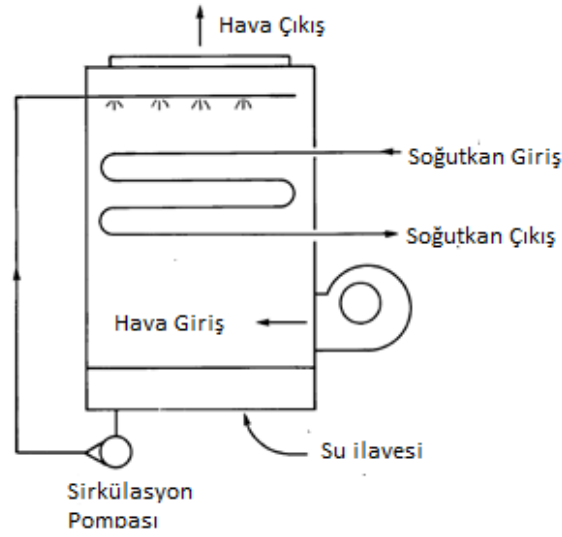


Şekil 2.9 Su soğutmalı kondenser

## Evaporatif Kondenserler

Evaporatif kondenserler suyun ve havanın soğutma etkisinden birlikte yararlanılarak kullanılan makinelerdir. Kondenserin yüzeyinden geçirilen havaya atomize haldeki su püskürtülür. Püskürtülen suyun bir kısmı buharlaşarak havadan ısı alır. Isı kaybeden hava daha düşük sıcaklık ile kondenserin üzerinden geçer. Böylece kondenserdeki yoğuşma sıcaklığı ve basıncı düşürülmüş olur [20].

Kondenserin alt seviyesinde su toplanma haznesini bulunur. Buharlaşmayan su burada toplanır. Bir pompa yardımı ile su devirdaim yapması sağlanır. Suda sürekli buharlaşma olacağından su toplanma haznesine sürekli su takviyesi yapılır (Şekil 2.10) [20].



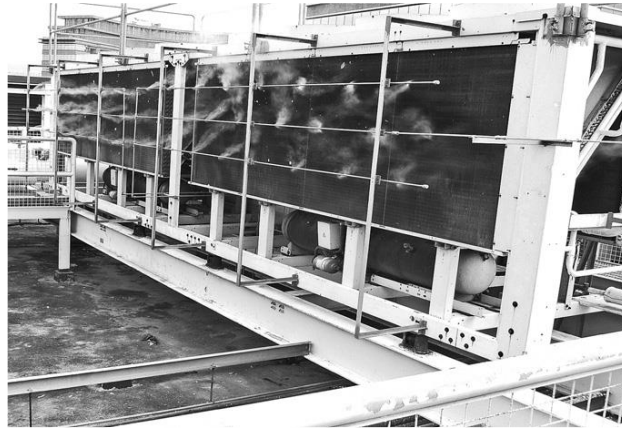
Şekil 2.10 Evaporatif kondenser [21]

### 2.1.6 Kondenser Üzerine Yapılmış Çalışmalar

Vakiloroaya ve arkadaşları [22] sıvı basınç yükseltme (LPA) teknolojisini kullanan bir sistem modellediler. Bu modelde sistemin daha düşük yoğuşma basıncında çalışmasını sağlamak için sıvı hattında bir soğutucu akışkan pompası kullanır. Sistemin uygulanması direkt genleşmeli çatı tip (direct expansion rooftop) üzerinde olmuştur. Çalışmanın sonucu kondenserde sıcaklık ve basıncın dalgalanmalarına izin verilmesi, sistemin daha az elektrik tükettiğini göstermiştir. LPA yaklaşımının dış ortam sıcaklığı düştüğünde daha etkili olduğunu gözlemlemiş ve sistemin ortalama %25,3 civarında elektrik tasarrufu (en fazla %43) yapabildiği sonucuna ulaşmışlardır.

F. W. Yu ve arkadaşları [23] hava soğutmalı bir chillerin soğutucunun performans katsayısını (COP) arttırmak için su sisinin etkinliğini araştırmışlardır. Chiller %100 yükte 282 kW kapasiteye ulaşır ve COP'si 2,8'dir. Su sisi kullanılarak dış ortam havasını soğutmuşlardır ve 5'er dakikalık aralıklar ile ölçüm yapmışlardır. Yapılan ölçümler sonucunda sistem normal modda çalıştığında COP artışı %0,36 – 8,86 aralığında, sistemde değişken hızlı modda çalıştığında ise COP artışı %0,34 – 10,19 aralığında olduğunu görmüşlerdir.

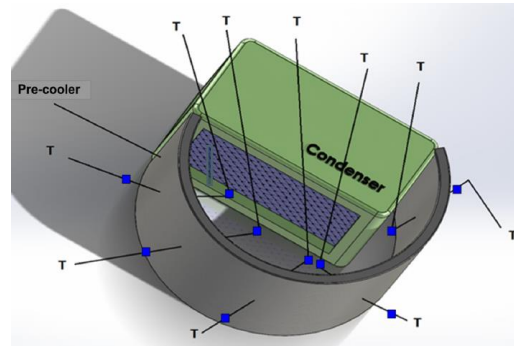
F.W. Yu ve arkadaşları [24] dış ortam kuru termometre sıcaklığının su sisi ile düşürülmesinin COP'ye olan etkisini araştırmışlardır. Ticari simülasyon yazılımı olan DOE-2E üzerinde modeller geliştirip analiz etmişlerdir. Uygulama öncesi yaptıkları teorik hesaplamalar sonucu elektrik tüketiminde %18 düşüş olacağını öngörmüşlerdir. Tropikal bir iklimde hizmet veren bir otelde yaptıkları uygulamada, yüksek basınç kontrolü (HPC) altında çalışan bir chiller ile ilgili olarak, su sisinin ön soğutma amacıyla kullanılmasını COP'yi %9,8'e kadar artırabileceğini görmüşlerdir. Kondenzasyon sıcaklığındaki dalgalanma sonucu otelin elektrik tüketiminin yıllık bazda %18 oranında azaldığı sonucuna ulaşmışlardır. Şekil 2.11 'de çalışma yapılan chiller görülebilir.



Şekil 2.11 F. W. Yu ve arkadaşlarının çalışma yaptığı chiller [23]

K. T. Chan ve F.W. Yu [25] Chiller üzerindeki fanların dış ortam sıcaklığına bağlı olarak devir hızlarının değiştirilmesi üzerine bir araştırma yapmışlardır. Araştırmayı ofis binasına hizmet eden bir santrifüjlü chiller üzerinden yapmışlardır. 15 °C, 20 °C, 30 °C ve 35 °C'de ölçümleme yaparak optimum fan hızlarını incelemişlerdir. Çalışma sonucunda dış ortam sıcaklığına bağlı olarak fan hızı optimizasyonun COP'de %11,37 ile %237,2 oranında artış sağladığı belirtilmiştir. Özellikle merkezi soğutma sistemlerinde değişen talepler sonucu hem ömür hem COP artışı gözlemlenmiştir. Fan hızlarının optimizasyonun fan ömrüne de etki edeceğini belirtmişlerdir.

Ibrahim Nasuri [26] ve arkadaşları ön soğutucu ile kondensere giren havayı soğutmuşlardır. Bunun için bir baz hava şartlandırma sistemi, klima odası, yalıtımlı kondens depolama tankı ve hava ön soğutucusundan meydana gelen bir düzenek oluşturmuşlardır. Evaporatörden çıkan soğuk kondens suyu tankta toplanır. Pompa suyu basınçlandırarak ön soğutucuya gönderir. Böylece soğutulmuş hava ile ısı değiştiren kondenser sayesinde COP'de %21,4 oranında artış sağlandığını görmüşlerdir. Kondenser ve ön soğutucu sistemi Şekil 2. 12'te görülebilir.



Şekil 2.12 Nasuri ve arkadaşlarının tasarladığı ön soğutucu kondenser [25]

F.W. Yu ve K. T. Chan [27] enerji performanslarını karşılaştırmayı kolaylaştırmak için veri toplama analizini (DEA) kullanmayı denemişlerdir. Beş set soğutma grubu, pompa ve soğutma suyu içeren kurumsal bir binaya hizmet veren bir sistem incelemişlerdir. DEA'da tanımlanan ölçek, teknik ve genel verimler, çıktı sistemi sistem performans katsayısı (COP) ile giriş yükü faktörü ve soğutulmuş su ile kondenser suyunun sıcaklıkları arasındaki korelasyon esas alınarak hesaplanmıştır. Değişken soğutma gücü talepleri, dış ortam sıcaklığının değişmesi COP'de değişimleri meydana getirmiştir. Mevcut sistemde, veriler sürekli toplanarak COP değişimlerini analiz etmişlerdir. DEA'nın sonuçları, mevcut işletme stratejisinin ortalama 0.85'lik bir teknik verim verdiğini ve sıcaklığa bağlı değişkenlerin ayarlanması ile COP'yi en yüksek performansta 3,87'den 4,56'ya yükseltebileceğini gözlemlemişlerdir. COP'de bu iyileşmenin sonucu olarak yılda 263 kWh ile 1772 kWh arasında elektrik tüketiminde azalma olduğunu ölçmüşlerdir.

Tianwei Wang ve arkadaşları [28] evaporatif kondenser kullanan bir iklimlendirme sisteminin COP'sini artırmaya yönelik deneysel bir araştırma yapmışlardır. Deney düzeneği kompresör, evaporatör, termal genişleme valfi ve kondenser olmak üzere dört ana bileşenden oluşmaktadır. Evaporatörü kondanserden daha yukarı bir noktaya yerleştirmişlerdir. Doğrudan buharlaşmalı soğutma sistemin COP üzerindeki etkisini değerlendirmek için bağıl nem, kuru

termometre sıcaklığı ve yaş termometre sıcaklığı gibi termal parametreleri ölçmüşlerdir. Sonuçlar, kondenser üzerinden geçen havanın kuru termometre sıcaklığı ile COP arasında ters orantılı bir ilişki olduğunu gözlemlemişlerdir. Kondenser üzerinden geçen havayı önceden soğutmak için soğutma pedi ve ısıtıcı konulmuştur. Kondanser üzerinden geçen havanın doyma sıcaklığı 2,4 °C'den 6,6 °C'ye yükselmiştir. Aynı zamanda, evaporatöre giren soğutucu akışkanın kütleli debisinin arttığını gözlemlemişlerdir. Evaporatörden geçen soğutucu akışkanın kütleli debisindeki artış COP'nin %6,1'den %18'e yükselmesini sağlamıştır. Bu durum kompresörde güç tüketiminin %14,3'e kadar azaldığını göstermiştir.

F.W. Yu ve ekibi [29] çalışan bir chillerde sabit fan hızı ile değişken fan hızı durumlarına göre COP artışlarını incelemişlerdir. Belirtilen iki modda çalışan chiller için rastgele çalışma modelleri geliştirmişlerdir: Normal mod – set edilmiş kondenser sıcaklığına bağlı olarak kondenser fanların açılması ve kapatılması göre; VSD modu – kondenser fanlarını değişken hızda kontrol edilmesi mantığına göre çalışır. 200 farklı çalışma noktalarında ölçümler yapılmıştır. Düşük soğutma yükünde COP normal ve VSD modlarında sırasıyla %110 ve %67'ye kadar yükselebildiğini gözlemlemişlerdir. COP'deki değişimin, yoğuşma sıcaklığına ve kondenserin üzerinde geçen hava akış hızına bağlı olduğunu göstermişlerdir.

Mohamad Ramadan ve arkadaşları [30] iklimlendirme sistemlerinden dış ortama atılan atık havadaki enerjiyi farklı amaç için kullanmışlardır. Kondenserden geçmiş havanın sıcaklığı ile HVAC sisteminin egzoz havasının sıcaklığı arasındaki farktan yararlanarak termoelektrik jeneratörle (TEG) elektrik enerjisi üretilebileceğini öngörmüşlerdir. Kondenserden geçmiş havayı ısı kaynağı olarak kabul etmişler, mahalden atılan egzoz havasını soğutucu olarak kullanmışlardır. Buradan hareket ederek matematiksel bir araç geliştirip farklı sınır koşulları için TEG'leri termal olarak simüle etmişlerdir. Ayrıca, egzoz hava akışının ve kondanserden geçmiş havanın hızı değiştiğinde yeni durumla üretilen gücü değerlendirmek için parametrik bir analiz gerçekleştirmişlerdir. 100 kW'lık soğutma yükü için, 40 x 40 cm<sup>2</sup> düz plakanın 90 W elektrik gücü üretebildiği göstermişlerdir.

Eduard Oró ve arkadaşları [31] iklimlendirme sistemlerinde ortamdaki sıcak havanın ısını almak için farklı bir sistem geliştirmişlerdir. Bunun için Avrupa'da bulunan veri merkezlerini incelemişler ve alanlarda %60'lık bir potansiyel iyileştirme olabileceğini görmüşlerdir. Bu amaçla veri merkezlerinin soğutulmasında kullanılan sistemlere, ısı pompasıyla ısı geri kazanım sistemlerini kurmayı öngörmüşlerdir. Bu sistem Avrupa Birliği'nin

termal enerji etkinliğinin arttırılması ile örtüşmektedir. Yapılan uygulama sonucunda %45 – %55 arasında tekrar kullanılabilen enerji elde etmişlerdir. Fakat yapılan ekonomik analizler sonucunda sistemin yatırım maliyetini karşılamadığı da ortaya çıkmıştır.

E. Hajidavalloo ve H.Eghtedari [32] hava soğutmalı kondenser ile evaporatif kondenseri kıyaslamışlardır. Bunun için split tip klimanın dış ünitesini kullanmışlardır. Önce soğutma pedsiz, sonra soğutma pedli olacak şekilde ölçüm almışlardır. Ölçümler dış ortam sıcaklığı 49°C'ye (kuru termometre) kadar yapılmıştır. Evaporatif kondenser kullanımı aynı şartlarda hava soğutmalı kondensere kıyasla %50 oranında COP artışı, sistemin tükettiğı elektrikte ise % 20 oranında düşüş olduğu sonucuna ulaşmışlardır. İlaveten dış ortam sıcaklığı arttıkça evaporatif kondenser COP'sinde düşme yaşandığını gözlemlemişlerdir.

Paisarn Naphon [33] kondenser üzerinden geçen dış ortam sıcaklığını düşürmeye çalışmıştır. Kondansere girmeden önce dış ortam havasını soğutmak için ısı borusu kullanılarak klima sistemi performansının iyileştirilmesine çalışmıştır. Yaptığı deneyde ısı borusu düz bakırdan imal edilmiştir. Boruların çapı 10 mm, uzunluğu 600 mm'dir. Boruların içerisinde R134A soğutucu akışkan dolaştırmıştır. Dolaşım ön soğutucu ile kondenser görevini görece soğuk su tank arasında olmuştur. Yer çekimi kuvvetinden yararlanılarak yapılan düzenekte ısınan gaz yukarıda bulunan soğuk su tankına gitmekte, soğuyan gaz yer çekimi etkisi ile ısı borularına ilerlemektedir. Bu düzenek ile yapmış olduğu deneylerde COP'de %6,4 ve EER değerinde %17,5 performans artışı gözlemlemiştir.

Mario Fiorentino ve Giuseppe Starace [34] evaporatif kondenserlerin verimliliğı üzerine çalışma yapmışlardır. Bunun için klima santrali, iklimlendirme kanalı ve dış üniteden oluşan bir düzenek meydana getirmişlerdir. Klima santrali ile iklimlendirme kanalı birbirine bağılı olup, hava içerisinde sürekli geçmektedir. Klima santralinin hava debisi 800 m<sup>3</sup>/h ve 3 kW soğutma ve 8 kW ısıtma kapasitesine sahiptir. Dış ortam sıcaklığını oda koşullarına getirebilecek şekilde ayarlanmıştır. Klima santralinden çıkan hava iklimlendirme kanalına yönlendirilir. Burada değışik bağılı nem oranlarına ve dış ortam sıcaklıklarına getirilir. Böylece dış ortam ve evaporatif kondenser için gerekli şartlar taklit edilmiş olur. Yapılan çalışmanın sonuçlarında bağılı nemin %6 oranında artmasının ısı transferini %30 oranında azalttığını tespit etmişlerdir. Aynı şekilde yaş termometre sıcaklığını 21 °C sabit tutulduğunda, bağılı nemin %6 oranında artması ısı transferini %16 oranında düşürdüğünü gözlemlemişlerdir.

Ghassem Heidarinejad [35] ve arkadaşları evaporatif kondenserlerde su püskürtme şartlarını incelemişlerdir. Su buharını farklı hava hızları, dış ortam sıcaklığı ve bağıl nemde analiz etmişlerdir. Analiz için Ansys Fluent 16.0 yazılımını tercih etmişlerdir. Su püskürtme memelerinin (nozzle) hava geçiş yönüne göre 5 farklı açıda olacak şekilde analizler etmişlerdir. Açılar sırasıyla 0° - 22,5° - 45° - 67,5° ve 90°'lerdir. Yaptıkları çalışma sonucu COP'de %10,6'ya varan artışın olduğunu gözlemlemişlerdir.

Amrat Kumar Dhamneya [36] ve arkadaşları sıcak ve kuru iklim koşullarında, verilen havanın nem seviyesi gerekli insan konforunu sağlamak için yeterli olmadığını gözlemlemişlerdir. Özellikle Hindistan'ın belli bölgelerini yılın dört ayı boyunca bu sıcak iklim koşulları etkilemektedir. Bu şartlar kompresöre aşırı yük binmesine sebebiyet verdiğini ve hava soğutmalı kondenserin performansında keskin bir düşüşe neden olduğunu tespit etmişlerdir. Geleneksel cam tipi klimanın kompresörü bu şartlar altında aşırı güç tüketmeye başlar. Bazı yüksek dış ortam sıcaklıklarında, yüksek basınçta gaz halindeki soğutucu akışkan hava soğutmalı kondenserde yoğuşma sürecini tamamlayamaz. Buradan hareketle dış ortam sıcaklığını düşürmek için kondenser ve evaporatör öncesi evaporatif pedler kullanılmasını planlamışlardır. Evaporatif ped kullanımı ile hem evaporatör tarafında evaporasyon yükünün azaltılması hem de kondenser tarafında kondenzasyon yükünün azaltılmasının sağlanabileceğini öngörmüşlerdir. Yaptıkları çalışmada GLASdek 7090 soğutma pedleri ile geleneksel cam tipi klima sistemini birleştirmişlerdir. Sistem uygulandıktan sonra en yüksek enerji tasarrufunu %7,39 ile Nisan ayında ve en düşük enerji tasarrufunu %5,18 ile Mart ayında elde etmişlerdir. Sistemin ekonomik analizi yapıldığında ise geri ödeme süresi 3,76 yıl olarak bulunmuştur.

### ÇALIŞMA YÖNTEMİ VE BULGULAR

#### 3.1 Problem Tanımı ve Hipotezin Detaylandırılması

İklimlendirme sistemlerinde kullanılan hava soğutmalı kondenser seçiminde dış ortam sıcaklığı 25 °C ve kondenzasyon sıcaklığı 40 °C olarak kabul edilir [37]. Tasarımcılar yerel bölgedeki dış ortam sıcaklığına göre, kondenser ve kompresör seçimlerinde değişiklik yaparlar. Özellikle dış ortam sıcaklığının arttığı dönemlerde kompresöre aşırı yük biner. Ayrıca yüksek basınçta ve gaz halindeki soğutucu akışkan hava soğutmalı kondenserde yoğuşma sürecini tamamlayamaz. Bu yüzden kompresör daha fazla elektrik tüketerek soğutucu akışkanın basıncını ve sıcaklığını artırır. Bu durum soğutma kapasitesinde düşüğe sebebiyet verir. Kondenserde ise sıcaklığı yükselmiş olan gaz soğumaya başlar. Fakat doymuş sıvı fazına geçmeden kondenseri gaz – sıvı karışımı olarak terk eder. Bu durum da soğutma kapasitesine olumsuz etki eder.

Ortam sıcaklığının 10 °C'lik artışının sebebiyet vereceği kondenzasyon sıcaklığının artışı, kompresörün elektrik tüketimini ve performans parametrelerini ciddi şekilde değiştirmektedir. Çizelge 3.1'de görüleceği üzere %12,00'lik kapasite düşüşü gerçekleşmektedir. Çizelge 3.2'de ise elektrik tüketimini %23,34 arttığı görülmektedir [38]. Diğer araştırmacıların yapmış olduğu tüm çalışmalar kondensere gire havanın sıcaklığını düşürmeye ve/veya kondenser üzerinden geçen hava debisinin kontrolüne yöneliktir. Yapılan çalışmalarda dış ortam sıcaklığının kontrol altına alınabilmesi için ilave ekipmanlar veya tesisatlar yapılmıştır. Bir grup araştırmacı ise dış ortama atılan ısıdan faydalanma üzerine çalışmalar yapmıştır.

Çizelge 3.1 Kompresör kapasite Çizelgesi [38]

| Kondenzasyon Sıcaklığı | Kapasite (kW)         |       |       |      |      |      |      |      |        |      |
|------------------------|-----------------------|-------|-------|------|------|------|------|------|--------|------|
|                        | Evaporasyon Sıcaklığı |       |       |      |      |      |      |      |        |      |
|                        | -20°C                 | -15°C | -10°C | -5°C | 0°C  | 5°C  | 7°C  | 10°C | 12,5°C | 15°C |
| 25°C                   | 20,7                  | 25,1  | 30,3  | 36,2 | 43,1 | 50,9 | 54,4 | 59,9 |        |      |
| 30°C                   |                       | 24    | 29    | 34,8 | 41,4 | 49   | 52,3 | 57,6 | 62,4   | 67,5 |
| 35°C                   |                       |       | 27,6  | 33,2 | 39,6 | 46,8 | 50   | 55,1 | 59,7   | 64,5 |
| 40°C                   |                       |       | 26,1  | 31,5 | 37,6 | 44,5 | 47,5 | 52,4 | 56,7   | 61,3 |
| 45°C                   |                       |       |       | 29,6 | 35,4 | 41,9 | 44,8 | 49,3 | 53,4   | 57,8 |
| 50°C                   |                       |       |       |      | 33   | 39,1 | 41,8 | 46,1 | 49,9   | 53,9 |
| 55°C                   |                       |       |       |      | 30,3 | 36   | 38,5 | 42,5 | 46     | 49,7 |
| 60°C                   |                       |       |       |      |      | 32,6 | 34,9 | 38,5 | 41,8   | 45,2 |
| 65°C                   |                       |       |       |      |      | 28,9 | 31   | 34,2 | 37,1   | 40,2 |

Çizelge 3.2 Kompresör elektrik tüketim Çizelgesi [38]

| Kondenzasyon Sıcaklığı | Elektrik Gücü (kW)    |       |       |       |       |       |       |       |        |       |
|------------------------|-----------------------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|--------|-------|
|                        | Evaporasyon Sıcaklığı |       |       |       |       |       |       |       |        |       |
|                        | -20°C                 | -15°C | -10°C | -5°C  | 0°C   | 5°C   | 7°C   | 10°C  | 12,5°C | 15°C  |
| 25°C                   | 6,95                  | 6,99  | 7,03  | 7,1   | 7,27  | 7,57  | 7,75  | 8,07  |        |       |
| 30°C                   | 7,71                  | 7,78  | 7,81  | 7,84  | 7,93  | 8,12  | 8,24  | 8,47  | 8,72   | 9,02  |
| 35°C                   | 8,51                  | 8,64  | 8,69  | 8,71  | 8,75  | 8,86  | 8,93  | 9,08  | 9,26   | 9,48  |
| 40°C                   | 9,36                  | 9,57  | 9,67  | 9,71  | 9,72  | 9,77  | 9,81  | 9,9   | 10     | 10,15 |
| 45°C                   |                       | 10,6  | 10,75 | 10,8  | 10,85 | 10,85 | 10,9  | 10,9  | 11     | 11,1  |
| 50°C                   |                       |       | 11,9  | 12,05 | 12,1  | 12,1  | 12,1  | 12,15 | 12,15  | 12,2  |
| 55°C                   |                       |       |       | 13,4  | 13,5  | 13,55 | 13,55 | 13,55 | 13,55  | 13,55 |
| 60°C                   |                       |       |       |       | 15,05 | 15,1  | 15,15 | 15,15 | 15,15  | 15,15 |
| 65°C                   |                       |       |       |       | 16,7  | 16,85 | 16,9  | 16,9  | 16,9   | 16,9  |

Bu çalışmada havalandırma sisteminden dışarıya atılan atık hava ile dış ortam sıcaklığının düşürülmesi hedeflenmiştir. Bu amaçla atmosfere atılan atık havanın kondenser yüzeylerine temas etmesi veya kondenser üzerinden geçen dış hava ile karışması sağlanacaktır. Bu yöntemle dış ortama atılan atık ısı, kondenserin etkinliğini artırılması için kullanılmış olacaktır. Araştırmanın sonuçları özellikle ilaç sanayi gibi %100 taze hava iklimlendirmesi ile çalışan sistemlerinin atık havalarından kazanç sağlanarak işletme maliyetlerinin düşürülmesine yardımcı olacaktır.

### 3.2 Deney Tasarımı

Uygulama %100 taze hava iklimlendirme ihtiyacı olan radyofarmasötik ilaç üreten tesiste olmuştur. Uygulama yapılan iklimlendirme sistemi, tesisin sadece FDG üretimi yapan alanlarına hizmet etmektedir. Üretim yapılan temiz alanların sınıfı ISO 6, ISO 7 ve ISO 8'dir [39].

Odalar hijyenik panellerle çevrilmiştir. Bu paneller yüksek yalıtımlı izolatörler (EPS) içeren HPL ile kaplı olup kompozit bir yapıya sahiptir. Havalandırma sisteminde bulunan kanallar galvenizdir. İzolasyonlu temiz odalarda hava giriş noktasında H14 hepa filtre vardır. Temiz odaların iklimlendirme şartları yaz- kış 22 °C ve %40 - %60 arası bağıl nemdir. Klima santral seçimi bu şartlara göre yapılmıştır. Klima santralinde F4 ve G7 filtre, ısıtma/soğutma bataryası, damla tutucu, elektrikli ısıtıcı hücreleri olup ısı geri kazanımı ünitesi yoktur. Santral ısıtma/soğutma bataryası direkt genleşmeli (dx - direct expansion) tiptir. Alüminyum folyolar 0,35 mm kalınlıkta, borular bakır malzeme olup 1/2" çapındadır.

Isıtma ve soğutma tek bir dış ünite ile sağlanmaktadır. Dış ünite 2 adet fan, kondenser ve kompresörden meydana gelmektedir. Kompresör scroll tiptir. Kondenser 0,20 mm kalınlıkta, alüminyum sac ve 5/16" bakır borudan oluşmaktadır. Santral bilgileri Çizelge 3.3'te ve dış ünite bilgileri Çizelge 3.4'te verilmiştir. Sistem İstanbul'da kurulmuş olup, soğutmanın COP değerlerine etkisini belirlemek için farklı dış ortam sıcaklıklarında ölçümler yapılmıştır. Bu çalışmada 3 farklı dış ortam şartı için detaylar ve hesaplamalar paylaşılmıştır. Bunlar;

1. Durum 35 °C (kuru termometre sıcaklığı)
2. Durum 30°C (kuru termometre sıcaklığı)
3. Durum 25 °C (kuru termometre sıcaklığı)

olarak belirlenmiştir. Sistemin gerekli en yüksek soğutma ihtiyacı 40 kW'tır. Sistemde dolaşan soğutucu akışkan R410A olup Copeland ZP180 KCE – TWD kompresör kullanılmıştır. Kompresörün kapasite, güç bilgileri sırasıyla Çizelge 3.1 ve Çizelge 3.2'de gösterilmiştir.

Çizelge 3.3 Klima santrali bilgileri

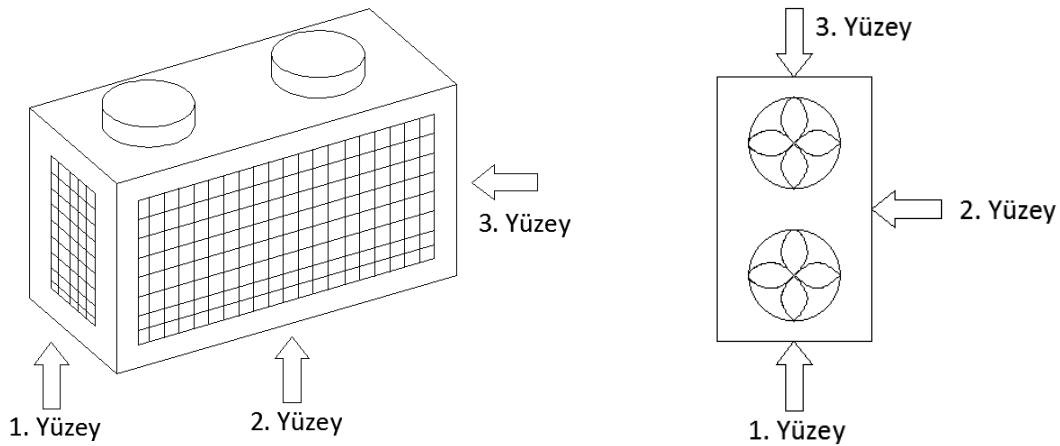
| Klima Santrali Bilgileri |               |         |      |       |
|--------------------------|---------------|---------|------|-------|
| Performans               | Soğutma       |         | kW   | 50,7  |
|                          | Isıtma        |         |      | 73,4  |
| Fan                      | Debi          | Besleme | m³/h | 2000  |
|                          |               | Egzoz   |      | 2000  |
|                          | Motor         | Besleme | kW   | 5,37  |
|                          |               | Egzoz   |      | 3     |
|                          | Harici Basınç | Besleme | Pa   | 800   |
|                          |               | Egzoz   |      | 600   |
| Filtre                   | Besleme       |         | -    | F7+F9 |
|                          | Egzoz         |         | -    | F9    |

Sistem, %100 taze hava ile çalışan santralin atık havasından faydalanmak üzerine kurulmuştur. Klima santralinin dış ortama aspiratör vasıtası ile attığı hava, dış ünitenin kondenserine kanal vasıtasıyla iletilir. Öyle ki dış ünitenin soğutma görevini yapabilmesi için üzerinden 16000 m<sup>3</sup>/h'e kadar hava geçmesi gerekmektedir. Bu yüzden dış ortamdan da hava geçişi sağlanabilmesi için kondenserin diğer iki yüzeyine dış ortam havası verilmiştir. Kondenserin tek yüzeyine sistemden verilen atık havanın şartları 2000 m<sup>3</sup>/h hava debisi, 22°C, %45 bağıl nemdir.

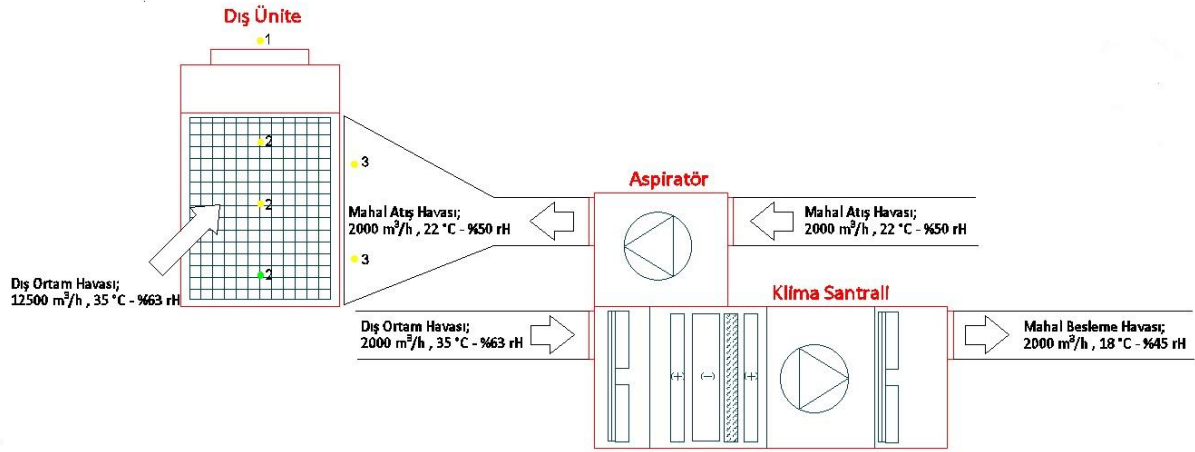
Çizelge 3.4 Dış ünite bilgileri

| Dış Ünite Bilgileri |         |                   |           |
|---------------------|---------|-------------------|-----------|
| Güç                 |         | kW                | 14,15     |
| Soğutma Kapasitesi  |         | kW                | 50        |
| Hava Debisi         |         | m <sup>3</sup> /h | 16000     |
| COP                 |         | -                 | 3,29      |
| Soğutucu Akışkan    |         | -                 | R410a     |
| Akım                |         | A                 | 29        |
| Çalışma Aralığı     | Soğutma | °C                | -5...48   |
|                     | Isıtma  | °C                | -20...+27 |

Kondenserin bu yüzeyinde (2. yüzey) atık hava sabit rejimde iken kondenserin diğer iki yüzeyine (1. ve 3. yüzey) dış ortam havası verilmektedir (Şekil 3.1.). Sistem bu şekilde dış ortam sıcaklığını düşürerek gerekli kondenzasyon sıcaklığını düşürecektir. Böylece soğutucu akışkanın atık ısıyı atabilmesi için ihtiyaç duyacağı sıkıştırma işi, dolayısı ile kompresörün tüketeceği elektrik gücünün düşmesi beklenmektedir. Şekil 3.2'de sistem tasarımı, Şekil 3.3'te uygulanan sistem gösterilmiştir.



Şekil 3.1 Kondenser şematik çizimi ve yüzey tanımları



Şekil 3.2 Sistem tasarımının şematik gösterimi

Sarı noktalar ölçüm yapılan yerleri göstermektedir. 1 numaralı noktadan kondenser atış havası ölçülmüştür. Ölçülen değerler kuru ve yaş termometre sıcaklıkları ile geçiş yapan havanın hızıdır. 2 numaralı noktalardan dış ortam değerleri ölçülmüştür. Bunlar kuru ve yaş termometre sıcaklıklarıdır. 3 numaralı noktadan ise havalandırma sistemi tarafından dışarıya atılan havanın değerleri ölçülmüştür. Bunlar sıra ile kuru ve yaş termometre sıcaklıkları, hava hızı değerleridir.



Şekil 3.3 Sistem uygulaması

### 3.3 Veri Toplama, Ölçümleme, Analiz

Veri toplamak ve ölçüm yapmak için şu cihazlar kullanılmıştır. Anemometre için CEM DT619, sıcaklık ölçümleri için Testo 625 ve akım ölçümleri için Testo 770-1 cihazları kullanılmıştır. Cihazların hassasiyetleri Çizelge 3.5.'te gösterilmiştir. 1. 2. ve 3. durum için yapılan ölçümlerde okunan değerler Çizelgesi 3.6'da verilmiştir. Ölçümlerin yanı sıra hesaplanarak bulunan

değerler kondensere giren karışım havasının özellikleri (3.1) ve (3.2) denklemleri ile belirlenmiştir. Kompresörün tükettiği güç için ise akım değeri ölçülmüştür. Akım üzerinde güç hesabı denklem (3.3) ile yapılmıştır.

Çizelge 3.5 Ölçüm cihazlarının hassasiyetleri

| Cihaz Adı   | Kullanım Amacı         | Hassasiyet       |
|-------------|------------------------|------------------|
| CEM DT619   | Hava Hızı Ölçmek       | %3 ± 0,2 m/s     |
| TESTO 625   | Sıcaklık ve Nem Ölçümü | 0,5 °C - 2,5% rH |
| TESTO 770-1 | Akım Ölçümü            | 0,1A             |

$$\text{Karışım KuruTermometre Sıcaklığı } T_{\text{mdt}} = \frac{m_d \cdot t_{dt} + m_a \cdot t_{adt}}{m_d + m_a} \quad (3.1)$$

$$\text{Karışım Yaş Termometre Sıcaklığı } T_{\text{mwt}} = \frac{m_d \cdot t_{wt} + m_a \cdot t_{awt}}{m_d + m_a} \quad (3.2)$$

$$P_k = \sqrt{3} \times I \times V \times \cos\phi \quad (3.3)$$

Kuru termometre sıcaklığının hesaplanması için hem atış havası hem dış ortam sıcaklıkları ölçülmüştür. Entalpiler ise dış ortam ve atış havalarının kuru ve yaş termometre sıcaklığı ölçülerek psikrometrik diagram üzerinden okunan değerdir.

1. Durum için hesaplanan;

$$T_{\text{mdt}} = \frac{12834 \text{ kg/h} \cdot 35^\circ\text{C} + 2400 \text{ kg/h} \cdot 22^\circ\text{C}}{12834 \text{ kg/h} + 2400 \text{ kg/h}} = 32,95^\circ\text{C}$$

$$T_{\text{mwt}} = \frac{12834 \text{ kg/h} \cdot 28,74^\circ\text{C} + 2400 \cdot 14,6^\circ\text{C}}{12834 \text{ kg/h} + 2400 \text{ kg/h}} = 26,31^\circ\text{C}$$

$$P_k = \sqrt{3} \times 20 \text{ A} \times 380 \text{ V} \times 0,80 \times 10^{-3} = 10,54 \text{ kW}$$

2. Durum için hesaplanan;

$$T_{\text{mdt}} = \frac{12900 \text{ kg/h} \cdot 30^\circ\text{C} + 2400 \text{ kg/h} \cdot 22^\circ\text{C}}{12900 \text{ kg/h} + 2400 \text{ kg/h}} = 28,75^\circ\text{C}$$

$$T_{\text{mwt}} = \frac{12900 \text{ kg/h} \cdot 24,66^\circ\text{C} + 2400 \cdot 14,6^\circ\text{C}}{12900 \text{ kg/h} + 2400 \text{ kg/h}} = 22,69^\circ\text{C}$$

$$P_k = \sqrt{3} \times 18,80 \text{ A} \times 380 \text{ V} \times 0,80 \times 10^{-3} = 9,90 \text{ kW}$$

### 3. Durum için hesaplanan;

$$T_{mdt} = \frac{12840 \text{ kg/h} * 25^{\circ}\text{C} + 2400 \text{ kg/h} * 22^{\circ}\text{C}}{12840 \text{ kg/h} + 2400 \text{ kg/h}} = 24,43^{\circ}\text{C}$$

$$T_{mwt} = \frac{12840 \text{ kg/h} * 20,20^{\circ}\text{C} + 2400 * 14,6^{\circ}\text{C}}{12840 \text{ kg/h} + 2400 \text{ kg/h}} = 19,31^{\circ}\text{C}$$

$$P_k = \sqrt{3} \times 18,2 \text{ A} \times 380 \text{ V} \times 0,80 \times 10^{-3} = 9,58 \text{ kW}$$

Çizelge 3.6 Ölçümleme Sonuçları

| Tanım                        | Simge     | Birim              | 1. Durum | 2. Durum | 3. Durum |
|------------------------------|-----------|--------------------|----------|----------|----------|
| Dış Ortam K.T. Sıcaklığı     | $T_{dt}$  | $^{\circ}\text{C}$ | 35       | 30       | 25       |
| Dış Ortam Y.T. Sıcaklığı     | $T_{wt}$  | $^{\circ}\text{C}$ | 28,5     | 24,2     | 20,2     |
| Atık Hava K.T. Sıcaklığı     | $T_{adt}$ | $^{\circ}\text{C}$ | 22       | 22       | 22       |
| Atık Hava Y.T. Sıcaklığı     | $T_{awt}$ | $^{\circ}\text{C}$ | 14,6     | 14,6     | 14,6     |
| Kondenser Atış Debisi        | $m_k$     | kg/h               | 15234    | 15300    | 15240    |
| Kondenser Atış K.T Sıcaklığı | $T_{kdt}$ | $^{\circ}\text{C}$ | 41,8     | 39,8     | 36,9     |
| Kondenser Atış Y.T Sıcaklığı | $T_{kwt}$ | $^{\circ}\text{C}$ | 28,7     | 25,3     | 21,7     |
| Kompresörün Çektiği Akım     | $A_k$     | A                  | 20,0     | 18,8     | 18,2     |

Çizelge 3.7 Sistemin hesaplanan ve Psikrometrik Diyagramdan okunan değerleri

| Tanım                        | Simge     | Birim              | 1. Durum | 2. Durum | 3. Durum |
|------------------------------|-----------|--------------------|----------|----------|----------|
| Dış Ortam Bağıl Nemi         | rH        | %                  | 63       | 65       | 65       |
| Dış Ortam Entalpi            | $h_d$     | kJ/kg              | 93,24    | 74,85    | 58,14    |
| Atık Hava Entalpisi          | $h_a$     | kJ/kg              | 40,82    | 40,82    | 40,82    |
| Karışım Havası K.T Sıcaklığı | $T_{mdt}$ | $^{\circ}\text{C}$ | 32,95    | 28,75    | 24,43    |
| Karışım Havası Y.T Sıcaklığı | $T_{mwt}$ | $^{\circ}\text{C}$ | 26,31    | 22,69    | 19,31    |
| Karışım Havası Entalpisi     | $h_k$     | kJ/kg              | 80,93    | 66,68    | 54,70    |
| Kondenser Atış Entalpisi     | $h_{ka}$  | kJ/kg              | 92,717   | 76,3     | 61,7     |
| Soğutucu Akışkan             | Ref       | -                  | R410A    | R410A    | R410A    |
| Kompresörün Çektiği Güç      | $P_k$     | kW                 | 10,54    | 9,90     | 9,58     |

Hava tarafında alınan ölçümlere göre yapılan kapasite hesapları denklem (3.4) ile kondenser kapasitesi hesaplanmıştır. Kompresörün çektiği güce ölçülen akımdan denklem (3.3) ile

ulaşılmıştır. Evaporatör kapasitesine ise, kondenser ve kompresör kapasite farkları üzerinden ulaşılmıştır.

$$Q = \dot{m} \times (h_2 - h_1) \quad (3.4)$$

1. Durum için;

$$Q = \dot{m} \times (h_2 - h_1)$$

$$Q_{\text{cond}} = 15234 \text{ kg/h} \times (92,72 \text{ kJ/kg} - 80,94 \text{ kJ/kg}) = 28272 \text{ kJ/h}$$

$$Q_{\text{cond}} = 28272 \text{ kJ/h} \times 0,277 \times 10^{-3} = 49,84 \text{ kW}$$

$$P_k = \sqrt{3} \times 20 \text{ A} \times 380 \text{ V} \times 0,80 \times 10^{-3} = 10,54 \text{ kW}$$

$$Q_{\text{evap}} = Q_{\text{cond}} - P_k$$

$$Q_{\text{evap}} = 49,84 \text{ kW} - 10,54 \text{ kW} = 39,30 \text{ kW}$$

2. Durum için;

$$Q = \dot{m} \times (h_2 - h_1)$$

$$Q_{\text{cond}} = 15300 \text{ kg/h} \times (76,30 \text{ kJ/kg} - 66,68 \text{ kJ/kg}) = 147186 \text{ kJ/h}$$

$$Q_{\text{cond}} = 147186 \text{ kJ/h} \times 0,277 \times 10^{-3} = 40,89 \text{ kW}$$

$$P_k = \sqrt{3} \times 18,80 \text{ A} \times 380 \text{ V} \times 0,80 \times 10^{-3} = 9,90 \text{ kW}$$

$$Q_{\text{evap}} = Q_{\text{cond}} - P_k$$

$$Q_{\text{evap}} = 40,89 \text{ kW} - 9,90 \text{ kW} = 30,99 \text{ kW}$$

3. Durum için;

$$Q = \dot{m} \times (h_2 - h_1)$$

$$Q_{\text{cond}} = 15240 \text{ kg/h} \times (61,70 \text{ kJ/kg} - 54,70 \text{ kJ/kg}) = 106680 \text{ kJ/h}$$

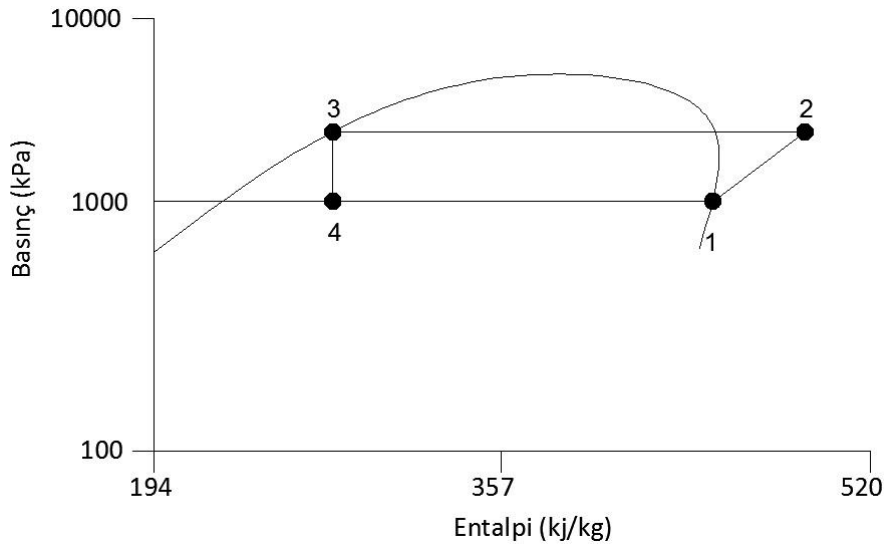
$$Q_{\text{cond}} = 106680 \text{ kJ/h} \times 0,277 \times 10^{-3} = 29,68 \text{ kW}$$

$$P_k = \sqrt{3} \times 18,2 \text{ A} \times 380 \text{ V} \times 0,80 \times 10^{-3} = 9,58 \text{ kW}$$

$$Q_{\text{evap}} = Q_{\text{cond}} - P_k$$

$$Q_{\text{evap}} = 29,68 \text{ kW} - 9,58 \text{ kW} = 20,10 \text{ kW}$$

Hava şartlarının incelenmesine ilave olarak soğutucu akışkanın entalpi değişimleri incelenmiştir. P-H diyagramı şekil 3.4 'te görülebilir.



Şekil 3.4 Soğuta çevriminin P-H diyagramı

Diyagramlardaki 1-2 noktaları arasında kompresör tarafından sıkıştırma işi gerçekleştirilir. 2-3 noktaları arasında kondenser tarafından yoğuşurma işi gerçekleştirilir. 3-4 noktaları arasında genleşme valfi tarafından basınç düşüşü gerçekleştirilir. 4-1 noktaları arasında evaporatör tarafından buharlaştırma işi gerçekleştirilir. PH diyagramlarındaki düğüm noktalarındaki entalpi değerleri her üç durum için Çizelge 3.8'te gösterilmiştir. Bu bilgilere istinaden kapasite hesapları ve soğutucu akışkan debi hesabı aşağıdaki şekilde yapılmıştır.

Çizelge 3.8 Düğüm noktaları entalpi değerleri.

|                     |                    | 1. Durum         | 2. Durum         | 3. Durum         |
|---------------------|--------------------|------------------|------------------|------------------|
| Düğüm               | Tanım              | Entalpi<br>kJ/kg | Entalpi<br>kJ/kg | Entalpi<br>kJ/kg |
| 1. Nokta            | Sıkıştırma Öncesi  | 424,47           | 424,47           | 424,47           |
| 2. Nokta            | Yoğuşurma Öncesi   | 463,26           | 470,27           | 501,80           |
| 3. Nokta            | Genleşme Öncesi    | 276,94           | 271,19           | 265,59           |
| 4. Nokta            | Buharlaşıma Öncesi | 276,94           | 271,19           | 265,59           |
| Akışkan Debisi kg/h |                    | 959,23           | 729,88           | 473,40           |

### 1. Durum için;

$$Q_{\text{evap}} = \dot{m} \times (h_1 - h_6)$$

$$\dot{m} = \frac{39,20 \text{ kW} \div 0,277 \times 10^{-3}}{(424,47 \text{ kJ/kg} - 276,94 \text{ kJ/kg})}$$

$$\dot{m} = 959,23 \text{ kg/h}$$

$$Q_{\text{kond}} = \dot{m} \times (h_2 - h_4)$$

$$Q_{\text{kond}} = 959,23 \text{ kg/h} \times (463,26 \text{ kJ/kg} - 276,94 \text{ kJ/kg}) = 178723,73 \text{ kJ/h}$$

$$Q_{\text{kond}} = 178723,73 \text{ kJ/h} \times 0,277 \times 10^{-3} = 49,51 \text{ kW}$$

$$Q_{\text{komp}} = \dot{m} \times (h_2 - h_1)$$

$$Q_{\text{komp}} = 959,23 \text{ kg/h} \times (463,26 \text{ kJ/kg} - 424,47 \text{ kJ/kg}) = 37179,75 \text{ kJ/h}$$

$$Q_{\text{komp}} = 37179,75 \text{ kJ/h} \times 0,277 \times 10^{-3} = 10,30 \text{ kW}$$

### 2. Durum için;

$$Q_{\text{evap}} = \dot{m} \times (h_1 - h_6)$$

$$\dot{m} = \frac{30,99 \text{ kW} \div 0,277 \times 10^{-3}}{(424,47 \text{ kJ/kg} - 271,19 \text{ kJ/kg})}$$

$$\dot{m} = 729,88 \text{ kg/h}$$

$$Q_{\text{kond}} = \dot{m} \times (h_2 - h_4)$$

$$Q_{\text{kond}} = 729,88 \text{ kg/h} \times (470,27 \text{ kJ/kg} - 271,19 \text{ kJ/kg}) = 145304,51 \text{ kJ/h}$$

$$Q_{\text{kond}} = 145304,51 \text{ kJ/h} \times 0,277 \times 10^{-3} = 40,24 \text{ kW}$$

$$Q_{\text{komp}} = \dot{m} \times (h_2 - h_1)$$

$$Q_{\text{komp}} = 729,88 \text{ kg/h} \times (470,27 \text{ kJ/kg} - 424,47 \text{ kJ/kg}) = 33428,50 \text{ kJ/h}$$

$$Q_{\text{komp}} = 33428,50 \text{ kJ/h} \times 0,277 \times 10^{-3} = 9,25 \text{ kW}$$

### 3. Durum için;

$$Q_{\text{evap}} = \dot{m} \times (h_1 - h_6)$$

$$\dot{m} = \frac{20,10 \text{ kW} \div 0,277 \times 10^{-3}}{(424,47 \text{ kJ/kg} - 271,19 \text{ kJ/kg})}$$

$$\dot{m} = 473,40 \text{ kg/h}$$

$$Q_{\text{kond}} = \dot{m} \times (h_2 - h_4)$$

$$Q_{\text{kond}} = 473,40 \text{ kg/h} \times (501,80 \text{ kJ/kg} - 265,59 \text{ kJ/kg}) = 111821,81 \text{ kJ/h}$$

$$Q_{\text{kond}} = 111821,81 \text{ kJ/h} \times 0,277 \times 10^{-3} = 30,97 \text{ kW}$$

$$Q_{komp} = \dot{m} \times (h_2 - h_1)$$

$$Q_{komp} = 473,40 \text{ kg/h} \times (501,80 \text{ kJ/kg} - 424,47 \text{ kJ/kg}) = 36608,02 \text{ kJ/h}$$

$$Q_{komp} = 36608,02 \text{ kJ/h} \times 0,277 \times 10^{-3} = 10,14 \text{ kW}$$

Hem soğutucu akışkan tarafından hem hava tarafından hesaplanan kapasitelerin sonuçlarının kıyaslanması Çizelge 3.9’da gösterilmiştir.

Çizelge 3.9 Hava ve soğutucu akışkan tarafından hesaplanan kapasitelerin kıyaslanması.

|                            | 1. Durum    |                | 2. Durum    |                | 3. Durum    |                |
|----------------------------|-------------|----------------|-------------|----------------|-------------|----------------|
|                            | Hava Tarafı | Akışkan Tarafı | Hava Tarafı | Akışkan Tarafı | Hava Tarafı | Akışkan Tarafı |
| Evaporatör Kapasitesi (kW) | 39,32       | 39,32          | 30,99       | 30,99          | 20,10       | 20,10          |
| Kondenser Kapasitesi (kW)  | 49,86       | 49,66          | 40,89       | 40,24          | 29,62       | 30,97          |
| Kompresör Kapasitesi (kW)  | 10,54       | 10,34          | 9,90        | 9,25           | 9,58        | 10,14          |

### 3.4 Değerlendirme ve Tartışma

Kondenserin tek yüzeyine atık hava üfleme sistemi ile kondensere giren havanın sıcaklığı çeşitli derecelerde düşürmüştür. Sistem özellikle dış ortam sıcaklığının yüksek olduğu durumlarda etkili olmuş ve COP değeri artmıştır. Sistemin bir diğer avantajı ise kış şartlarında evaporatör görevi gören kondenserin donmasını ve donmadan ötürü oluşan bataryadaki tıkanmaları engellemesidir.

Sistem ilk kurulduğunda enerji tüketimleri Çizelge 3.10’da paylaşılmıştır.

Çizelge 3.10 Sistem olmadan elektrik tüketim değerleri

| Tanım                    | Simge    | Birim | 1. Durum | 2. Durum | 3. Durum |
|--------------------------|----------|-------|----------|----------|----------|
| Dış Ortam K.T. Sıcaklığı | $T_{dt}$ | °C    | 35,0     | 30,0     | 25,0     |
| Gerekli Güç Değeri       | $P_i$    | kW    | 12,10    | 10,90    | 9,90     |

Dış ortamda test edilen bu sistemin sonuçları, sistem olmadığı duruma kıyasla daha düşük elektrik tüketimine sahiptir. Sonuçlar Çizelge 3.11’de gösterilmiştir.

Çizelge 3.11 Sistemli durumda elektrik tüketim değerleri

| Tanım                    | Simge           | Birim | 1. Durum | 2. Durum | 3. Durum |
|--------------------------|-----------------|-------|----------|----------|----------|
| Dış Ortam K.T. Sıcaklığı | T <sub>dt</sub> | °C    | 35,0     | 30,0     | 25,0     |
| Ölçülen Güç              | P <sub>k</sub>  | kW    | 10,54    | 9,90     | 9,58     |

Soğutma kapasitesi ve tüketim bilgileri bilinen sistemin COP değeri denklem (3.5) ile belirlenmiştir.

$$COP = \frac{Q_{soğ}}{P_k} \quad (3.5)$$

Sistemin çalışır olduğu durumlardaki COP değerleri;

1. Durum

2. Durum

3. Durum

$$COP = \frac{39,32 \text{ kW}}{10,54 \text{ kW}} = 3,73$$

$$COP = \frac{30,99 \text{ kW}}{9,90 \text{ kW}} = 3,13$$

$$COP = \frac{20,10 \text{ kW}}{9,58 \text{ kW}} = 2,09$$

Sistemin olmadığı durumlarda COP değerleri

1. Durum

2. Durum

3. Durum

$$COP = \frac{39,32 \text{ kW}}{12,10 \text{ kW}} = 3,25$$

$$COP = \frac{30,99 \text{ kW}}{10,90 \text{ kW}} = 2,84$$

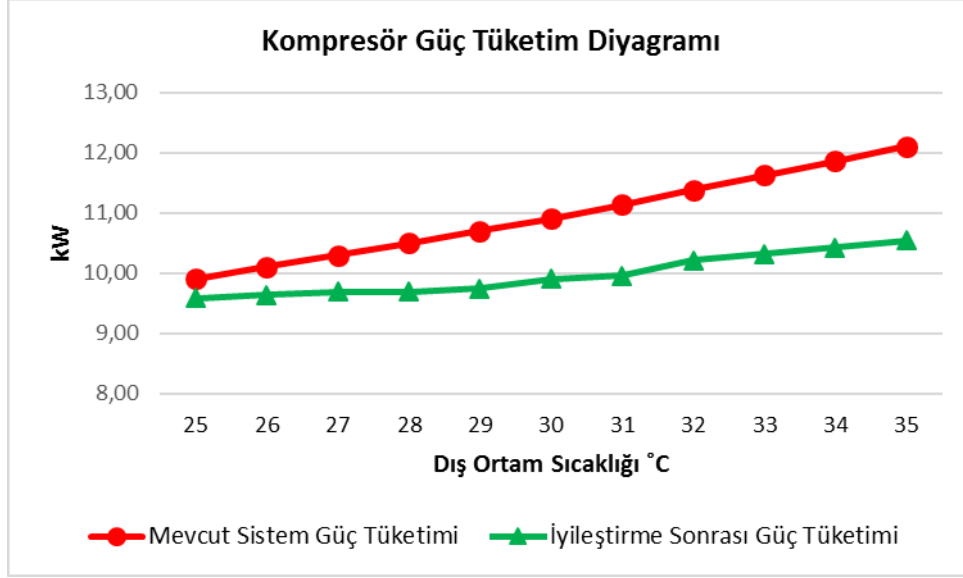
$$COP = \frac{20,04 \text{ kW}}{9,90 \text{ kW}} = 2,02$$

Çizelge 3.12’de görüleceği üzere COP değerleri ve güç tüketimlerinde %3,46 ile %14,76 arasında iyileşme meydana gelmiştir. Söz konusu değerler sadece kompresörün çekeceği güç temellidir. Toplam elektrik tüketiminde ise soğutma sistemlerinde en fazla güç tüketen ekipman kompresör olduğundan elektrik tüketiminde ciddi düşüş olduğu gözlenmiştir.

Çizelge 3.12 Değişim oranları

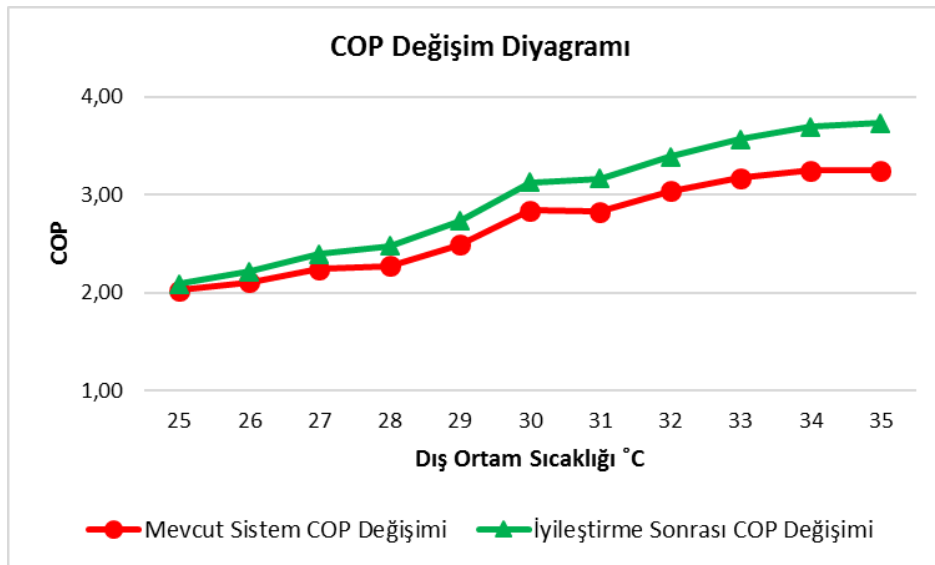
| Tanım                    | Simge           | Birim | 1. Durum | 2. Durum | 3. Durum |
|--------------------------|-----------------|-------|----------|----------|----------|
| Dış Ortam K.T. Sıcaklığı | T <sub>dt</sub> | °C    | 35,0     | 30       | 25       |
| Sistemli Durum COP       |                 |       | 3,73     | 3,13     | 2,09     |
| Sistem Olmayan Durum COP |                 |       | 3,25     | 2,84     | 2,02     |
| İyileşme yüzdesi COP     |                 | %     | 14,76    | 10,21    | 3,46     |

Ölçümler 25 °C – 35 °C arasında alınmaya devam edilmiştir. Yukarıda belirtilen hesaplamalar ve ölçümler sonucu aşağıdaki grafiklere ulaşılmıştır. Şekil 3.5'te kompresörün güç tüketimleri dış ortam sıcaklık bazında gösterilmiştir. Dış ortam sıcaklığı artarken sistemin olumlu etkisinin arttığı açık şekilde gözlemlenmektedir. Bununla birlikte dış ortam sıcaklığı düştüğü zaman etkisi sınırlı kalmaktadır.



Şekil 3.5 Kompresör güç tüketim değişim diyagramı

COP değişimi de tüketilen güç ile paralellik göstermektedir. Dış ortam sıcaklığı arttığı durumlarda COP değerinde hatırı sayılır oranda gelişme olduğu görülmüştür. Aynı şekilde güç tüketimi ile doğru orantılı olarak dış ortam sıcaklığı düştükçe COP'de iyileşme miktarı %4'lere kadar gerilemektedir (Şekil 3.6).



Şekil 3.6 Soğutma sistemi COP değişim diyagramı

2018 yılı içerisinde, 23°C ve üzeri sıcaklıkların yoğun olarak yaşandığı Haziran-Temmuz-Ağustos-Eylül ayları baz alınarak ekonomik analiz yapılmıştır. Bu bağlamda 2018 yılı için toplamda 2982 saatin 2654 saatinde kazanç sağlandığı görülmüştür. Hesaplamalarda gündüz ve gece için ortalama sıcaklıklar alınmıştır. Ölçümlerden elde edilen değerlerden oluşturulan veri tabanı kullanılarak kazanç hesabı yapılmıştır. Kazanç hesabı için denklem (3.6) kullanılmıştır. Ekonomik Analiz yapılırken elektrik maliyetleri 2018 yılı için alınmış ve kabul edilmiştir [40]. Ömür ise 10 yıl olarak kabul edilmiştir. Toplam yatırım maliyeti 2810 TL'dir. Maliyet detayları Çizelge 3.13'te gösterilmiştir.

Çizelge 3.13 Sistem için gerekli maliyet kalemleri

| Tanım              | Tutar (TL)         |
|--------------------|--------------------|
| Kanal Maliyeti     | 720,00 TL          |
| Bina Tadilatı      | 450,00 TL          |
| Prosesle Bağlantı  | 850,00 TL          |
| İzolasyon Maliyeti | 790,00 TL          |
| <b>Toplam</b>      | <b>2.810,00 TL</b> |

$$\text{Tasarruf} = (P_k - P_i) \times t \times 0,4641 \text{ TL} / \text{kWh} \quad (3.6)$$

Burada;

Tasaruf: TL / kWh

$P_k - P_i$  : kWh

t: h / yıl

0,4641 ₺ / kWh : 2018 elektrik tüketim bedeli [39]

Yukarıda açıklandığı üzere yapılan hesaplama sonucu sistemin yıllık getirisi 925 TL olup geri ödeme süresi denklem (3.7)'ye göre yapılmış olup 3,03 yıl olarak bulunmuştur. (Çizelge 3.14). Yılın diğer aylarındaki olası sıcaklık artışları düşünüldüğünde, sistemin getireceği tasarruf hesaplanandan daha yüksek olacaktır.

$$\text{GÖS} = \frac{\text{Yatırım Maliyeti}}{\text{Net Tasarruf}} \quad (3.7)$$

$$\text{GÖS} = \frac{2810 \text{ TL}}{925 \text{ TL}} = 3,03$$

Çizelge 3.14 Geri ödeme süresi

|                                |             |
|--------------------------------|-------------|
| Toplam Yıllık Yatırım Maliyeti | 2810,00 TL  |
| Toplam Yıllık Kazanç Miktarı   | 925,00 TL   |
| <b>Geri Ödeme Süresi (yıl)</b> | <b>3,03</b> |

Ekonomik analiz için 2018 verileri baz alınmıştır. Bir yıllık zaman dilimi için hesaplanan toplam getiri 925 TL olmuştur. Sistemde gider anlamında herhangi bir ek masraf bulunmamaktadır. Buradan hareketle ( $R_t$ ) yıllık getiri, ( $i$ ) enflasyondan arındırılmış iskonto oranı olmak üzere net bugünkü değer (NBD) hesaplaması denklem (3.8)'ye göre yapılmıştır. Çizelge 3.15'te NBD hesaplamasının sonuçları gösterilmiştir.

$$NBD = \sum_{t=0}^N \frac{R_t}{(1+i)^n} \quad (3.8)$$

Burada;

R:  $\sum Fayda - \sum Masraf$

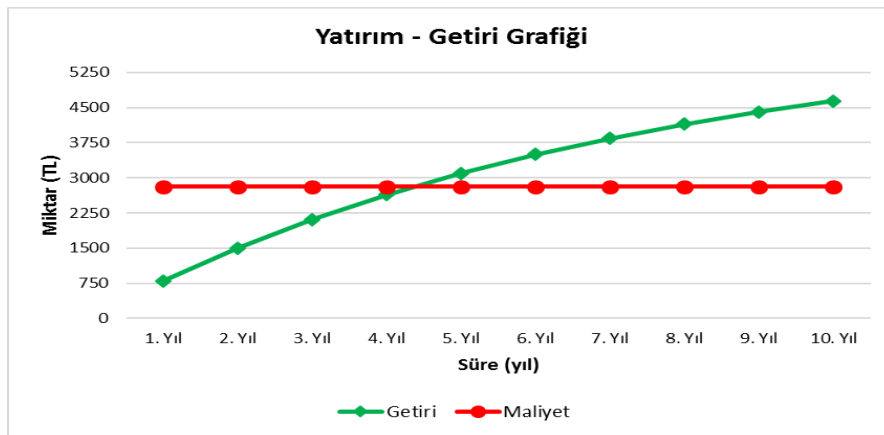
i: %15

n: Süre (yıl)

Çizelge 3.15 NBD hesaplaması

| Yıl              | 0. Yıl | 1. Yıl | 2. Yıl | 3. Yıl | 4. Yıl | 5. Yıl | 6. Yıl | 7. Yıl | 8. Yıl | 9. Yıl | 10. Yıl | Toplam      |
|------------------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|---------|-------------|
| Nakit Akışı (TL) | -2810  | 925    | 925    | 925    | 925    | 925    | 925    | 925    | 925    | 925    | 925     | <b>6440</b> |
| NBD (TL)         | -      | 804    | 699    | 608    | 529    | 460    | 400    | 348    | 302    | 263    | 229     | <b>4642</b> |

Şekil 3.7'de yatırım ile getirin grafiği gösterilmiştir. Bu grafiğe göre paranın zaman değeri göz önünde bulundurarak hesaplanan geri ödeme süresi 4 yıl 4 ay olmaktadır.



Şekil 3.7 Yatırım – Getiri Grafiği

## BÖLÜM 4

### SONUÇ VE ÖNERİLER

Enerji maliyetlerinin artması, iklimlendirme sistemlerinin verimliliğini arttırılmasını zorunlu hale getirmiştir. Hava soğutmalı kondenser, soğutma sistemlerinin bir parçası olarak iklimlendirme sektöründe yaygın olarak kullanılmaktadır. Dış ortam hava sıcaklığının artmasının, hava soğutmalı kondenserli soğutma sistemlerinde performansı olumsuz etkilediği ve elektrik tüketimini artırdığı bir gerçektir. Elektrik tüketimini düşürebilecek yeni bir sistem önerisi olarak yapılmış olan bu çalışma, enerji tasarruf çalışmalarına yeni bir bakış açısı getirebilecektir.

Bu çalışmada iklimlendirme sistemlerinde dışarıya atılan iklimlendirilmiş havadan faydalanarak hava soğutmalı kondenser sistemlerinde COP artışı hedeflenmiştir. Bu kapsamda dışarıya atılan 22 °C' lik (kuru termometre sıcaklığı) atık havadan faydalanarak ek enerji harcanmadan kazanç elde edilmiştir. Bu atık ısı, dış ortam havası ile karışık olarak kondenserin yüzeyinden geçirilmiş ve daha düşük dış ortam sıcaklığı etkisi yaratılmıştır. Bu amaçla 25 °C ile 35 °C arasında yapılan ölçümlerde COP'de %14,76 ile %3,46 arasında iyileşme sağladığı görülmüştür. Bu artış 4 aylık dönem için 2000 kWh tasarruf sağlamıştır.

Önerilen sistemin kurulum maliyeti Çizelge 3.13'te görüleceği gibi çok düşük olup ek işletme maliyeti yoktur. Sistemde herhangi bir mekanik ekipman olmadığı için bakım maliyeti de olmamıştır. Evaporatif kondenser sistemleri ile karşılaştırıldığında düşük maliyet ve düşük işletme gideri ile avantajlı durumdadır. Evaporatif kondenserlerin yatırım maliyetleri yüksek iken bu sistemde klima santrali ile dış ünite/chiller'in birbirine yakın olması yeterlidir. Evaporatif kondenserlerde işletmeye su şartlandırma ve su tüketimi gibi maliyet kalemleri getirmektedir. Bu çalışmadaki sistemde bu iki maliyet kalemi de yoktur. Bu sistemde COP'nin

dış ortam sıcaklığı yükseldikçe arttığı görülmektedir. Bundan dolayı dış ortam sıcaklığının yüksek olduğu bölgelerde bu sistem tasarımının daha yüksek verim getireceği görülmüştür.

Sistemin getirmiş olduğu bir diğer sonuç ise atık hava ile temiz havayı birbirine karıştırmamasıdır. Bu çalışmada olduğu gibi çeşitli sebeplerde ısı geri dönüşüm ünitesi kullanılmayan tesislerde alternatif bir enerji tasarruf yöntemidir.

## KAYNAKLAR

---

- [1] Wikipedia, Soğutma, <https://tr.wikipedia.org/wiki/Soğutma>, 13 Şubat 2019
- [2] Foodelphi, Soğutmanın Tarihçesi, <https://www.foodelphi.com/tag/sogutmanin-tarihcesi/>, 13 Şubat 2019
- [3] Wikipedia, Air Conditioning, [https://en.wikipedia.org/wiki/Air\\_conditioning](https://en.wikipedia.org/wiki/Air_conditioning), 13 Şubat 2019
- [4] BP, (2017). BP Statistical Review of World Energy June 2017, Yayın No:1, Londra
- [5] Bayır E., Küçüka S., (2011). "Scroll ve Pistonlu Tip Soğutma Kompresörlerinin Kapasite ve Verimlerinin Çalışma Şartları ile Değişimi", MMO Tesisat Mühendisliği Dergisi, 120:18-34
- [6] Özkol, N., (1999). Uygulamalı Soğutma Tekniği, 115, 5. Baskı, MMO
- [7] ASHREA, (2005). 2005 ASHREA Fundamentals, The McGraw-Hill, New York
- [8] Tuzcu, H. ve Güngör, (2013). "Süpermarket Soğutma Sistemleri ve Enerji Verimliliğinin Artırılması Amaçlı İzmir'de Bir Süpermarket Soğutma Sisteminin İncelenmesi", 11. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi 17-20 Nisan 2013, İzmir
- [9] Çengel, A.,Y., ve Boles, A., M., (2015). Thermodynamic An Engineering Approach, 8. Baskı, Mc Graw Hill, New York
- [10] Wikipedia, Buharlaştırıcı, <https://tr.wikipedia.org/wiki/Buharlaştırıcı>, 13 Şubat 2019
- [11] İldeş, İ.B., (2013). Karlanma Şartlarında Çalışan Kanatlı Boru Evaporatörlerinin Performansının Deneysel Olarak İncelenmesi, Yüksek Lisan Tezi, Selçuk Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Konya
- [12] Tesisat, Soğutma Çevriminde Kullanılan Kompresörler, <https://www.tesisat.org/sogutma-cevriminde-kullanilan-kompresorler.html>, 15 Şubat 2019
- [13] Wikipedia, Rotary-screw compressor, [https://en.wikipedia.org/wiki/Rotary-screw\\_compressor](https://en.wikipedia.org/wiki/Rotary-screw_compressor), 13 Şubat 2019
- [14] Kidnay, J.A., Parrish, W.R., McCartney, D.G., (2006). Fundamentals of Gas Processing, 2. Baskı, Taylor & Francis Group, Florida

- [15] Çakır, U., (2011). Isı Pompalarının Kondenser Ve Evaporatörde Kullanılan Akışkana Göre Ekserjetik olarak Karşılaştırılması, Doktora Tezi, Atatürk Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Erzurum
- [16] Alarko Carrier, (2005.) Alarko Carrier Teknik Bülten, Sayı 3, İstanbul
- [17] ASHREA, (2004). 2004 HVAC System Design Handbook, The McGraw-Hill, New York
- [18] Wikipedia, Condenser (heat transfer),
- [19] [https://en.wikipedia.org/wiki/Condenser\\_\(heat\\_transfer\)](https://en.wikipedia.org/wiki/Condenser_(heat_transfer)), 15 Şubat 2019
- [20] Tesisat, Kondenser Çeşitleri ve Çalışma Prensipleri, <https://www.thesisat.org/kondenser-cesitleri-calisma-prensibi.html>, 15 Şubat 2019
- [21] ASHREA (2002). 2002 Refrigeration, The McGraw-Hill, New York.
- [22] Vakıloroaya V., Samali B., Pishghadam K., (2014). "Investigation of Energy-Efficient Strategy For Direct Expansion Air-Cooled Air Conditioning Systems", Application Thermal Engineering. 66:84-93
- [23] Yu, F., W., Ho, W., T., Chan, K., T., Sit, R., K., Y., (2018). "Theoretical And Experimental Analyses Of Mist Precooling For An Air-Cooled Chiller", Applied Thermal Engineering, 130:112-119
- [24] Yu, F., W., Chan, K., T., (2011). "Improved Energy Performance Of Air Cooled Chiller System With Mist Pre-Cooling Mist Improvement On Air-Cooled Chillers", Applied Thermal Engineering, 35:1815-1823
- [25] Yu, F., W., Chan, K., T., (2008). "Optimizing Condenser Fan Control For Air-Cooled Centrifugal Chillers" International Journal Of Thermal Sciences 47:942–95
- [26] Nasiru, I., I., AL-Farayedhi, A., A., Gandhidasan, P., (2017). "Experimental Investigation Of A Vapor Compression System With Condenser Air Pre-Cooling By Condensate, Applied Thermal Engineering 110:1255-1263
- [27] Yu, F., W., Chan, K., T., (2012). "Chiller system performance benchmark by data envelopment analysis" International Journal Of Thermal Sciences 35:1815-1823
- [28] Wang, T., Shenga, C., Nannana, A.G.A., (2014). "Experimental Investigation Of Air Conditioning System Using evaporative Cooling Condenser" Energy and Building 81:435-443
- [29] Yu, F., W., Chan, K., T., (2018). " Logistic regression-based optimal control for aircooled chiller", International Journal of Refrigeration, 85:200-212
- [30] Ramadan, M., Samir, Ali., Bazzi, H., Khaled, M., (2017) New Hybrid System Combining TEG, Condenser Hot Air And Exhaust Airflow Of All-Air HVAC Systems, 10:154-160
- [31] Oró, E., Taddeo, P., Jaume, S., (2019). "Waste Heat Recovery From Urban Air Cooled Data Centres To Increase Energy Efficiency Of District Heating Networks" Sustainable Cities and Society, 45:522–542
- [32] Hajidavalloo, E., Eghtedari, H., (2010). "Performance Improvement To Fair-Cooled refrigeration System By Using Evaporatively Cooled Air Condenser" International Journal of Refrigeration, 33:982-988

- [33] Naphon, P., (2010). "On the performance of air conditioner with heat pipe for cooling air in the condenser" *Energy Conversion and Management*, 51:2362-2366
- [34] Fiorentino, M., Starace, G., (2017) "Experimental Investigations on Evaporative Condensers Performance", AiCARR 50th International Congress; Beyond Nzeb Buildings, 10-11 Mayıs 2017, Matera, Italya
- [35] Heidarinejad, G., Reza M. A. M., Pasdarshahri, H., (2019) "Enhancing COP Of An Air-Cooled Chiller With Integrating A Water Mist System To Its Condenser: Investigating The Effect Of Spray Nozzle Orientation", *International Journal of Thermal Sciences*, 137:508-525
- [36] Dhemneya, A. K., Rajput., S.P.S., Singh, A., (2018). "Theoretical performance analysis of window air conditioner combined with evaporative cooling for better indoor thermal comfort and energy saving", *Journal of Building Engineering*, 17:52-64
- [37] Acül, Hasan, (2008). "Kanatlı Borulu Tip Hava Soğutmalı Kondenser Ve Sistem Enerji Verimliliğine Etkileri", 1. Soğutma Teknolojileri Kongresi 6-8 Kasım 2008, İzmir
- [38] Emerson Climate Technologies, Copeland Selection Software Version 7.16, Şubat 2018
- [39] ISO 14644-1, (2015). *Cleanrooms and Associated Controlled Environment*, ISO, 2. Baskı, Geneva.
- [40] Enerji Enstitüsü, Elektrik Fiyatları, <https://enerjienstitusu.org/elektrik-fiyatlari/>, 13 Şubat 2019

## ÖZGEÇMİŞ

---

**Ad-Soyad :** Yusuf SIVAKCI

**Doğum Tarihi ve Yeri :** 1987 - Bakırköy

**E-posta :** ysivakci@gmail.com

### ÖĞRENİM DURUMU

| Derece    | Alan                   | Okul/Üniversite            | Mezuniyet Yılı |
|-----------|------------------------|----------------------------|----------------|
| Y. Lisans | Makine Mühendisliği    | Yıldız Teknik Üniversitesi | 2019           |
| Y. Lisans | İşletme Yönetimi (MBA) | Bahçeşehir Üniversitesi    | 2018           |
| Lisans    | Makine Mühendisliği    | Trakya Üniversitesi        | 2009           |