



**CO₂ MİKTARINA BAĞLI MODÜLASYON
KONTROLÜ YAPABİLEN KLİMA SANTRALİNİN
DENEYSEL ANALİZİ**

Murat KORKMAZ

**2021
DOKTORA TEZİ
ENERJİ SİSTEMLERİ MÜHENDİSLİĞİ**

**Tez Danışmanı
Doç. Dr. Metin KAYA**

**CO₂ MİKTARINA BAĞLI MODÜLASYON KONTROLÜ YAPABİLEN
KLİMA SANTRALİNİN DENEYSSEL ANALİZİ**

Murat KORKMAZ

**T.C
Karabük Üniversitesi
Lisansüstü Eğitim Enstitüsü
Enerji Sistemleri Mühendisliği Anabilim Dalında
Doktora Tezi
Olarak Hazırlanmıştır**

**Tez Danışmanı
Doç. Dr. Metin KAYA**

**KARABÜK
Haziran 2021**

Murat KORKMAZ tarafından hazırlanan “CO₂ MİKTARINA BAĞLI MODÜLASYON KONTROLÜ YAPABİLEN KLİMA SANTRALİNİN DENEYSEL ANALİZİ” başlıklı bu tezin Doktora Tezi olarak uygun olduğunu onaylarım.

Doç. Dr. Metin KAYA

Tez Danışmanı, Enerji Sistemleri Mühendisliği Anabilim Dalı

Bu çalışma, jürimiz tarafından oy birliği ile Enerji Sistemleri Mühendisliği Anabilim Dalında Doktora tezi olarak kabul edilmiştir. 25/06/2021

Ünvanı, Adı SOYADI (Kurumu)

İmzası

Başkan : Prof. Dr. Emrah DENİZ (KBÜ)

Üye : Prof. Dr. İlhan CEYLAN (KBÜ)

Üye : Doç. Dr. Metin KAYA (KBÜ)

Üye : Doç.Dr. Volkan KIRMACI (BÜ)

Üye : Doç.Dr. Ali Etem GÜREL (DÜ)

KBÜ Lisanüstü Eğitim Enstitüsü Yönetim Kurulu, bu tez ile, Doktora derecesini onamıştır.

Prof. Dr. Hasan SOLMAZ

Lisanüstü Eğitim Enstitüsü Müdürü

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

Murat KORKMAZ

ÖZET

Doktora Tezi

CO₂ MİKTARINA BAĞLI MODÜLASYON KONTROLÜ YAPABİLEN KLİMA SANTRALİNİN DENEYSEL ANALİZİ

Murat KORKMAZ

Karabük Üniversitesi

Lisanüstü Eğitim Enstitüsü

Enerji Sistemleri Mühendisliği Anabilim Dalı

Tez Danışmanı:

Doç. Dr. Metin KAYA

Haziran 2021, 71 sayfa

İnsanlar günümüzde yaşamlarının büyük bir bölümünü kapalı mekânlarda geçirmektedirler. Bu yüzden insanların yaşam şartları düşünüldüğünde, kapalı ortamlardaki iç hava kalitesinin önemi her geçen gün artmaktadır. Kapalı ortamlardaki iç hava kalitesini etkileyen unsurların başında CO₂ miktarı gelmektedir. Bu çalışmada, plakalı ısı geri kazanımlı, %100 taze havalı ve karışım havalı çalışan bir klima santrali ile üniversitenin bir dersliğinde farklı öğrenci sayıları belirlenerek CO₂ miktarındaki değişimler incelenmiştir. Aynı zamanda klima santralinin karışım damperi oranı değiştirilerek enerji tüketimindeki değişiklikler, klima santralinde kullanılan plakalı ısı geri kazanım ünitesinin verimliliği, yaz şartlarında klima santralinde kullanılan dış ünitenin enerji etkinlik oranı (EER) değerleri ve kış aylarında sistemin ısıtma verimleri hesaplanmıştır. Derslikte farklı öğrenci sayılarında (0,10,15,35,50,70) klima santrali çalıştırılmadığında, %100 taze havalı çalıştırıldığında ve %60 taze havalı çalıştırıldığında CO₂ miktarı ölçümleri alınmıştır. Deneyle tamamlandığında klima

santrali çalıştırılmadığında derslikte 70 öğrenci olduğunda CO₂ miktarı 1350 ppm, 50 öğrenci olduğunda ise CO₂ miktarı 1081 ppm ölçülmüştür. Klima santrali %100 taze hava ile çalıştırıldığında derslikte 70 öğrenci olduğunda CO₂ miktarı 765 ppm, 50 öğrenci derslikte iken CO₂ miktarı 682 ppm ölçülmüştür. Aynı zamanda klima santrali %60 taze havalı çalıştırıldığında 70 öğrenci derslikte iken CO₂ miktarı 889 ppm, 50 öğrenci derslikte olduğunda ise CO₂ miktarı 851 ppm ölçülmüştür. Deneyleerde en az enerji tüketimi, derslikte öğrenci olmadığında ve klima santrali %60 taze hava ile çalıştığında 13,1 kWh olarak hesaplanmıştır. Deneyleerde en fazla enerji tüketimi ise derslikte 70 öğrenci olduğunda ve klima santrali %100 taze hava ile çalıştırıldığında 15,8 kWh olarak hesaplanmıştır. Yapılan deney şartları ışığında klima santralindeki ısı geri kazanım enerji verimliliği ortalaması % 45,97 olarak bulunmuştur. Klima santralinde 35 öğrenci sınıfta olduğu şartlarda ekserji verimliliği %47, 50 öğrenci olduğunda ekserji verimliliği %45 ve 70 öğrenci olduğunda ise ekserji verimliliği %43 hesaplanmıştır. Aynı zamanda klima santralinin ısıtma verimi %55,5 ve yaz şartlarında sistemin EER ise 6,7 hesaplanmıştır.

Anahtar Sözcükler : Plakalı ısı geri kazanım, klima santrali, karbondioksit, enerji tasarrufu

Bilim Kodu : 92808

ABSTRACT

Ph. D. Thesis

EXPERIMENTAL ANALYSIS OF THE AIR HANDLING UNIT CAPABLE OF MODULATION CONTROL BASED ON CO₂

Murat KORKMAZ

**Karabük University
Institute of Graduate Programs
Department of Energy Systems Engineering**

Thesis Advisor:

Assist Prof. Dr. Metin KAYA

June 2021, 71 pages

People spend most of their lives indoors today. Therefore the importance of indoor air quality increases with each passing day, particularly when the current quality of life expectations are taken into consideration. One of the factors affecting indoor air quality is the amount of CO₂ in the air. In this study, by using an air handling unit(AHU) with plate heat recovery, the correlation of CO₂ concentration variations based on the number of students (0,10,15,35,70) present in a classroom of the university were evaluated. When there were different numbers of students in the classroom, changes in energy consumption were found by changing the mixing damper ratio of the air handling unit. In addition, the efficiency of the plate heat recovery unit used in the air handling unit, the EER values of the outdoor unit used in the air handling unit in summer conditions and the heating efficiency of the system in winter months are calculated. In the measurements, the measured CO₂ concentration was at its highest as 1350 ppm while the AHU was not active and 70 students were in the classroom.

The CO₂ concentration was 1081 ppm when 50 students were in the classroom. When the AHU was operated with 100% fresh air, the CO₂ concentrations were 765 ppm and 682 ppm in the experiments with 70 and 50 students, respectively. Besides, when the AHU was operated with 60% fresh air, the measured CO₂ concentration in the classroom was 889 ppm for 70 students, and 851 ppm for 50 students. In the experiments, the lowest energy consumption was calculated as 13.1 kWh when there was no student in the classroom, and the AHU was operated with 60% fresh air. In the experiments, the highest energy consumption was calculated as 15.8 kWh when there were 70 students in the classroom, and the AHU was operated with 100% fresh air. In the light of the experimental conditions, the average heat recovery energy efficiency in the air handling unit was measured as 45.97%. In the AHU, the exergy efficiency is 47% when 35 students are in the classroom, 45% when there are 50 students, and 43% when there are 70 students. The heating efficiency of the air handling unit is 55% and the EER of the system in summer conditions has calculated 6.7.

Key Word : Plate heat recovery, air conditioning unit, carbon dioxide, energy consumption

Science Code : 92808

TEŞEKKÜR

Doktora tez alıŐmam sűresince planlanlama, araŐtırıma ve yűrűtűlmesi aŐamasında desteęin esirgemeyen, bilgi ve deneyimlerinden yararlandıęım, yűnlendirmeleriyle alıŐmamı akademik anlamda űkillendiren deęerli hocam Do. Dr. Metin KAYA'ya teŐekkűrlerimi sunarım.

Deney setinin kurulması aŐamasında deneyimlerini aktarıp yardımcı olan, arkadaŐım Erhan BUDAK'a teŐekkűr ederim.

Sevgili eŐim Esra Kirazlı KORKMAZ'a biricik kızım Alya KORKMAZ'a ve aileme kalbi duygularla her zaman yanımda olduklarını hissettirdikleri için teŐekkűr ederim.

İÇİNDEKİLER

	<u>Sayfa</u>
KABUL.....	ii
ÖZET.....	iv
ABSTRACT.....	vi
TEŞEKKÜR.....	viii
İÇİNDEKİLER	ix
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	xii
ÇİZELGELER DİZİNİ	xiv
SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ	xv
BÖLÜM 1	1
GİRİŞ	1
BÖLÜM 2	4
LİTERATÜR TARAMASI.....	4
BÖLÜM 3	20
KLİMA SANTRALLERİ	20
3.1. KLİMA SANTRALLERİ ÜNİTELERİ.....	20
3.1.1. Karışım Havası Üniteleri	21
3.1.2. Filtreler	21
3.1.3. Isıtıcılar	22
3.1.3.1. Konumuna Göre Isıtıcılar	22
3.1.1.2. Isı Kaynağına Göre Isıtıcılar	22
3.1.4. Soğutucu	24
3.1.5. Nemlendirici	24
3.1.6. Damla Tutucu	24
3.1.7. Fanlar	24
3.1.8. Susturucular	25

	<u>Sayfa</u>
3.2. MERKEZİ KLİMA SANTRALLERİ.....	25
3.2.1. Tamamen Havalı Sistemler.....	25
3.2.2. Tamamen Sulu Sistemler.....	26
3.2.3. Sulu - Havalı Sistemler.....	27
3.3. KLİMA SANTRALLERİ ISI GERİ KAZANIM UYGULAMALARI.....	27
3.3.1. Havadan Havaya Isı Değiştirici Cihazları	29
3.3.1.1. Plakalı Isı Geri Kazanım Cihazları	29
3.3.1.2. Tamburlu (Döner veya Rotory) Tip Isı Geri Kazanım Cihazları....	31
3.3.1.3. Isı Borusu	33
3.3.2. Sudan Havaya Isı Geri Kazanım.....	34
BÖLÜM 4	36
MATERYAL VE METOT	36
4.1. DENEY SETİNDEDE KULLANILAN ÖLÇÜM CİHAZLARI	39
4.2. TEST EDİLEN KLİMA SANTRALI	43
4.3. METOT	44
4.4. DENEY SONUÇLARININ ANALİZİ	45
4.4.1. Klima Santralinin Hava Hacimsel Debisinin Hesaplanması	45
4.4.2. Plakalı Isı Geri Kazanım Veriminin Hesabı	46
4.4.3. Psikrometrik Analiz	48
4.4.4. Isıtma Kapasitelerinin Hesaplanması	50
4.4.5. Fanın Gücü Hesabı	51
4.4.6. Soğutma Kapasitesi ve EER Hesabı	51
4.4.7. Belirsizlik Analizi	52
BÖLÜM 5	53
DENEY SONUÇLARI VE TARTIŞMA.....	53

	<u>Sayfa</u>
BÖLÜM 6	61
SONUÇLAR VE ÖNERİLER	61
KAYNAKLAR	64
ÖZGEÇMİŞ	71

ŞEKİLLER DİZİNİ

	<u>Sayfa</u>
Şekil 3.1. Ünite dizilişlerine göre klima santralleri.....	21
Şekil 3.2. Tamamen havalı klima santrali şeması	26
Şekil 3.3. Tamamen sulu sistem şeması	26
Şekil 3.4. Sulu - havalı sistem şeması	27
Şekil 3.5. Plakalı ısı değiştiricinin kesiti.	29
Şekil 3.6. Plakalı ısı geri kazanım cihazının yerleşimi.....	30
Şekil 3.7. Plakalı ısı geri kazanımda filtre yerleşimi.....	30
Şekil 3.8. Klima santralinde çapraz akışlı plakalı ısı geri kazanım ünitesi.....	31
Şekil 3.9. Tamburlu tip ısı geri kazanım ünitesi	31
Şekil 3.10. Tamburlu tip ısı geri kazanım ünitesinde süpürme bölgesi	32
Şekil 3.11. Karşıt ve paralel havalı rotorlu tip ısı geri kazanım uygulamaları.....	32
Şekil 3.12. Isı borusu.....	33
Şekil 3.13. Dik tip ısı borulu klima santrali	34
Şekil 3.14. At nalı tip ısı borulu nem alma santrali	34
Şekil 3.15. Sudan hava ısı geri kazanım santrali.....	35
Şekil 4.1. Klima santrali ünitesi	37
Şekil 4.2. a) Klima santrali ünitesi, b) Derslik.	37
Şekil 4.3. a) CO ₂ sensorü, b) Plakalı ısı geri kazanım cihazı, c) Klima santrali ünitesi, d) Karışım ünitesi.....	38
Şekil 4.4. Sıcaklık nem ölçer sensörü.....	39
Şekil 4.5. CO ₂ sensörü.....	40
Şekil 4.6. VAV (Değişken debili hava ölçüm cihazı)	40

Sayfa

Şekil 4.7. Dijital potansiyometre	41
Şekil 4.8. Üç yönlü vana (Servomotoru).....	41
Şekil 4.9. Anemometre	42
Şekil 4.10. Veri toplama cihazı	42
Şekil 4.11. Üç fazlı sayaç	43
Şekil 4.12. Klima santrali otomasyon şeması.....	44
Şekil 4.13. Ashrae'ye göre plakalı eşanjör verimlilik.....	46
Şekil 4.14. Plakalı ısı geri kazanım verimlilik	46
Şekil 4.15. Klingenburg seçim programı	48
Şekil 4.16. Karışım havası ünitesi.....	48
Şekil 4.17. Karışım havası psikometrik diyagramı	49
Şekil 5.1. Sınıfta öğrenci olmadığında, klima santralinde CO ₂ (ppm) değişiminin ve karıştırma damperinin çalıştığı zamanın gösterimi	54
Şekil 5.2. Sınıfta 10 öğrenci olduğunda, klima santralinde CO ₂ (ppm) değişiminin ve karıştırma damperinin çalıştığı zamanın gösterimi	55
Şekil 5.3. Sınıfta 15 öğrenci olduğunda, klima santralinde CO ₂ (ppm) değişiminin ve karıştırma damperinin çalıştığı zamanın gösterimi	56
Şekil 5.4. Sınıfta 35 öğrenci olduğunda, klima santralinde CO ₂ (ppm) değişiminin ve karıştırma damperinin çalıştığı zamanın gösterimi	56
Şekil 5.5. Sınıfta 50 öğrenci olduğunda, klima santralinde CO ₂ (ppm) değişiminin ve karıştırma damperinin çalıştığı zamanın gösterimi	57
Şekil 5.6. Sınıfta 70 öğrenci olduğunda, klima santralinde CO ₂ (ppm) değişiminin ve karıştırma damperinin çalıştığı zamanın gösterimi	58
Şekil 5.7. Sınıfta 70 öğrenci olduğunda, karışım damperinin devreye girdiğinde sıcaklık değişiminin gösterimi	58
Şekil 5.8. Klima santrali devrede olduğu durumda derslikteki farklı sayıdaki öğrenciler için enerji tüketim miktarları	59
Şekil 5.9. Farklı öğrenci sayılarında klima santrali ekserji verimi.....	60

ÇİZELGELER DİZİNİ

	<u>Sayfa</u>
Çizelge 4.1. Deney sisteminde kullanılan ölçüm aletlerinin özellikleri	39
Çizelge 4.2. Plakalı ısı geri kazanım klima santrali teknik özellikleri.....	43
Çizelge 4.3. EN14511 standardına göre test toleransları	45

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

SİMGELER

- \dot{V}_n : Kanaldan geçen havanın hacimsel debisi, [m³/h]
 A : Kanalın alanı, [m²]
 V : Havanın hızı, [m/s]
 \dot{V} : Klima santralinde havanın hacimsel debisi, [m³/h]
 \dot{Q}_I : Toplam ısıtma kapasitesi, [kWh]
 ρ : Havanın yoğunluğu, [kg/m³]
 C_p : Havanın sabit basınçta ısı kapasitesi, [kcal/kg°C]
 $t_{üf}$: Mahale giren havanın sıcaklığı, [°C]
 $t_{ıgkç}$: Plakalı ısı geri kazanım çıkış sıcaklığı, [°C]
 \dot{n} : Klima santralinin ısıtma kapasitesi verimi,
 \dot{Q}_K : Klima santralinde fanların harcadığı enerji, [kWh]
 \dot{Q}_{KAZ} : Kazanın harcadığı enerji, [kWh]
 \dot{Q}_{ISGK} : Plakalı Isı geri kazanım ünitesinden elde edilen kazanç, [kWh]
 q : Kazanın tükettiği doğalgaz miktarı, [m³/h]
 C_v : Doğalgazın alt ısıl değeri, [9,59 kW/h]
 $h_{üf}$: Mahale giren havanın entalpisi, [kJ/kg]
 $h_{ıgkç}$: Plakalı ısı geri kazanım çıkış entalpisi, [kJ/kg]
 T_{eff} : Sıcaklık verimliliği, [°C]
 T_{ig} : Mahal hava giriş sıcaklığı, [°C]
 T_{dg} : Dış hava giriş sıcaklığı, [°C]
 $T_{dç}$: Dış hava çıkış sıcaklığı, [°C]
 h_{eff} : Enerji verimliliği, [kJ/kg]
 h_{ig} : Mahal havası giriş entalpisi, [kJ/kg]
 h_{dg} : Dış hava giriş entalpisi, [kJ/kg]
 $h_{dç}$: Dış havası çıkış entalpisi, [kJ/kg]

- \dot{P}_L : Fan gücü, [kW]
 ΔP_t : Toplam basınç farkı, [mmSS]
 η : Fan verimi,
 X_m : Ölçüm değerlerinin aritmetik ortalaması,
 X_i : Ölçüm değerleri,
 A : Hassasiyet değeri,
 N : Toplam ölçüm sayısı,
 S : Standart sapma,
 V : Varyans değeri,
 U : Belirsizlik analizi,

KISALTMALAR

- ASHRAE : American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers (ABD Isıtma, Soğutma ve İklimlendirme Mühendisleri Derneği)
EN : European Norm (Avrupa Normu)
ISGKH : Isı geri kazanımlı havalandırma
IAQ : İç kava kalitesi (Indoor air quality)
EGKH : Enerji geri kazanımlı havalandırma
EER : Energy Efficiency Ratio (Enerji Etkinlik Oranı)
AHU : Air handling unit (Klima santrali)
HVAC : Isıtma, Havalandırma, İklimlendirme (Heating, Ventilating and Air Conditioning)
VRF : Değişken debili soğutucu akışkan sistemi (Variable Refrigerant Flow)

BÖLÜM 1

GİRİŞ

İnsanlar zamanlarının büyük bir bölümünü (%80-%90) evler, okullar, ofis binaları ve alışveriş merkezi gibi kapalı alanlarda geçirdikleri bilinmektedir [1,2]. Bu yüzden kapalı ortamdaki hava kalitesi değerleri, dış ortam hava kalitesi değerlerine göre daha düşüktür [3,4]. Bundan dolayı kapalı ortamdaki havanın konfor şartları kişi sayısı ile ve ortamda bulunan cihazların kullanımı ile doğru orantılı olarak zamanla azalmaktadır.

Kapalı ortamlardaki iç hava kalitesi (IAQ) ile ilgili net bir tanımlama veya sınırlama yapmak mümkün görülmemektedir. Fakat ABD Isıtma, Soğutma ve İklimlendirme Mühendisleri Derneğinin (ASHRAE'nin) farklı tarihlerde geliştirdiği standartlarda herkes tarafından kabul edilebilir iç hava kalitesinin tanımı yapılmıştır [5,6,7]. Bununla birlikte genel olarak kapalı ortamda yaşayan insanlar iç hava kalitesinin kirlenmesinde önemli bir rol üstlenmektedir. İnsanlar nefes alıp verirken karbondioksit "CO₂" gazını ortama yaymaktadırlar. Bu nedenle, insanların zamanlarının çoğunu iç mekanlarda geçirdiği göz önüne alındığında, havalandırma yaşam kalitesinde önemli bir role sahiptir [8]. Son yıllarda özellikle binalarda CO₂ miktarının ölçülmesi ile iç ortamdaki hava değişim oranlarının belirlenmesinde önemli bir yöntem olmaya başlamıştır [9]. CO₂ havada bulunan bir gaz grubudur ve genellikle milyonda kısım (ppm) olarak adlandırılmaktadır. CO₂ miktarı iç ortam şartlarında 1000 ppm üzerinde ölçüldüğünde yetersiz havalandırma şartlarının olduğunu göstermektedir [10]. CO₂ yetersiz olduğu durumlarda, binalarda iç ortam havalandırmasının yetersiz olması ile birlikte insanlar üzerinde genellikle bir çok sağlık sorunu ve konsantrasyon eksikliği gibi şikayetlerin olduğu görülmektedir [11,12,13].

Son yıllardaki gelişmeler incelendiğinde, havalandırma sistemlerinde mahallerin doluluk oranının fazla olduğu binalarda, iç hava kalitesinin belirlenen şartlara ulaşmasında CO₂ sensörlerinin kullanılmasının faydalı olduğu görülmektedir [14]. Özellikle bazı binalarda iç hava kalitesinin kötü olmasının nedeni CO₂ miktarının fazla olmasına bağlanmıştır [15]. Dünya Sağlık Örgütü'nün (WHO) 2012 verilerine göre; Avrupa'da iç hava kalitesinin yetersiz olduğu durumdan kaynaklı ölüm sayısı 99.000 olduğu belirtilmiştir [16]. Bu nedenle kapalı ortamlarda özellikle iç hava kalitesinin istenilen şartlarda tutulması ve bu sayede ölüm oranlarının azaltılması için klima santralleri kullanılmalıdır. Fakat klima santrallerinin ilk kurulum maliyetleri ve elektrik tüketim miktarları yüksektir. Bu yüzden klima santrallerinin enerji tüketim miktarlarını azaltmak için son yıllarda birçok yeni tasarımlar yapılmaktadır.

Son yıllarda klima santrallerinde, karışım havalı yerine, %100 taze havalı ile çalıştıklarında harcadıkları enerji yükünü azaltmak için ısı geri kazanımlı havalandırma (ISGKH) kullanılmaktadır. Klima santrallerinde bulunan ISGKH ile atmosferden alınan taze havanın, egzoz havasıyla etkileşimi ile ön ısıtma veya soğutma işlemleri yapılmaktadır. Bu sayede taze hava sıcaklığının, iç ortam (mahal) şartlarına yaklaştırılmasını sağlanmaktadır. Santrallerde kullanılan ısı değiştiricilerin özelliklerine göre taze hava ile egzoz havası arasında nem alışverişi meydana gelmektedir. Nem transferinin klima santrallerinde yüksek enerji tüketimine neden olduğu bilinmektedir. Nem alma ya da nemlendirme işlemlerinin kapasitelerinin azalması ve kısmen ortadan kaldırılması ile klima santrallerinden %40-90 oranında enerji tasarrufu sağlanabilir [17,18]. Isı geri kazanım cihazlarının (ISGK) verimlerinde ortaya çıkan değişikliği en fazla dönüş havasıyla taze hava sıcaklıkları arasındaki fark oluşturmaktadır. ISGK cihazında dönüş havası ile taze hava arasındaki sıcaklık farkı arttıkça verim de artmaktadır. ISGK cihazlarının klima santrallerinde kullanılması ile cihaz içerisinde oluşacak statik basınç düşümleri artmakta ve bundan dolayı fan motorlarından çekilen güç değerleri yükselmektedir [19]. Klima santrallerinde, ısıtma, soğutma, havalandırma ve iklimlendirme (HVAC), değişken debili soğutucu akışkan sistemi (VRF) v.b gibi cihazlarına değişik ısı geri kazanım cihazları bağlanmaktadır. Bunlar genelde havadan havaya olan ısı geri kazanım üniteleri olarak; plakalı ısı geri kazanım üniteleri, tamburlu (döner veya rotory) tip ısı eşanjörü ve ısı borusudur. Ayrıca sudan havaya ısı geri kazanım uygulamaları da bulunmaktadır. Plakalı ısı geri

kazanım ünitelerinde iki kanat birleştirmeleri sızdırmazlık durumuna göre tek, ikili ve üçlü olmak üzere silikon yardımıyla üçlü kenetler ile bağlanabilir [20,21]. Döner tip ısı eşanjörleri ise ısının daha çok depolanarak transfer edildiği bir eşanjör tipidir [22]. Isı borusu ünitesi ise buharlaşma işlemi ile ortaya çıkan gizli ısıyı düşük sıcaklık farklarıyla istenilen uzunluktaki mesafelere aktarılabilen basit bir ısı transfer ünitesidir [23]. Plakalı ısı geri kazanım üniteleri yanmaya karşı dirençli alüminyum malzemelerden üretilmektedir. Aynı zamanda ısı geri kazanım ünitelerinde kullanılan kanat malzemelerinin tiplerindeki farklılıklara göre, nem alma ve gizli ısı taşıyabilme nitelikleri sağlanabilmektedir. Bu yüzden bu tip ısı değiştiricilerin kullanılmasının en önemli amacı, klima santrallerinde yatırım maliyetini ve enerji tüketimini azaltmaktır [24].

Bu çalışmada, derslikte kurulan klima santrali ile sıcaklık, nem ve CO₂ miktarındaki değişimleri otomasyon yazılımına entegre edilerek, klima santrali belirlenen ortam şartlarında çalışması amaçlanmaktadır. Çalışmada, plakalı ısı geri kazanımlı klima santraline bağlı CO₂ sensörü ile üniversitede derslik olarak kullanılan sınıfın farklı öğrenci sayılarında CO₂ miktarındaki değişim oranları incelenmiştir. Ayrıca çalışmada, derslikte farklı öğrenci sayıları olduğunda klima santrali önce %100 taze havalı çalıştırılarak ortamdaki CO₂ miktarındaki değişimler ve santralin enerji tüketimi ölçülmüştür. Daha sonra ise derslikte öğrenci sayıları değiştirilerek, klima santralinin karışım damperi oransal motorları %40 karışım havalı - %60 taze havalı olarak ayarlanarak ortamdaki CO₂ miktarındaki değişimler ve santraldeki enerji tüketimi değerleri incelenmiştir. Çalışmada, klima santralinde kullanılan plakalı ısı geri kazanım ünitesinin verimliliği ve aynı zamanda sıcaklık verimliliği hesaplanmıştır. Ayrıca sistemde ısıtma ve soğutma durumu esas alınarak sıcak sulu ısıtma sistemi ve klima santrali verimleri ile ekserji verimleri hesaplanmış ve şekillerde sunulularak detaylı tartışılmıştır.

BÖLÜM 2

LİTERATÜR TARAMASI

Literatür taramasında klima santralleri kullanılarak, kapalı ortamların iç hava kalitesi incelenmesi, CO₂ ölçümlerinin yapılması, sistemlerin performans hesaplamalarının yapılması ve enerji tasarrufu yöntemleri ile ilgili farklı bir çok çalışma incelenmiştir. İncelenen çalışmalar ışığında klima santralleri üzerinde CO₂ sensörü bağlı ölçüm yapan cihazların bulunmadığı görülmüştür. Fakat kapalı ortamlardaki iç hava kalitesini farklı ölçüm aletleri kullanarak araştıran, klima santrallerinin ısıtma-soğutma performanslarını hesaplayan çalışmalar bulunmaktadır. Bu çalışmalar aşağıda sunulmuştur.

Angrisani vd. (2016) yaptıkları çalışmada, klima santralinin (HVAC) iyileştirilmesi için deneysel çalışmalar yapmışlardır. Yapılan çalışmada üç farklı sistem konfigürasyonunun deneysel analizi yapılarak, HVAC sisteminde kurulu olan ısı eşanjörü, soğutma havası ve nemlendiricinin etkinliğinin bir fonksiyonu olarak değerlendirilmiştir. Çalışmada HVAC sisteminde CO₂ emisyonlarının azaltılmasında ısı eşanjörü ve nemlendiricinin etkinliğinin artırılmasının etkili olduğu belirtilmiştir [25].

Bayer vd. (2000) yaptıkları çalışmada, okullardaki iç hava kalitesi sorunlarının nedenlerini araştırmışlardır. Yapılan çalışma neticesinde okullardaki iç hava kalitesi sorunlarının çözülmesi için, sınıfların sürekli havalandırılmasının sağlanması, ortamdaki bağıl nem ve sıcaklık değerlerinin standartlara uygun olarak ayarlanması yapılarak ısıtma, soğutma ve havalandırma sistemlerinden faydanılması gerektiğini belirtmişlerdir. Ayrıca bu sistemler çalışırken içeri girecek havada bulunan katı partiküllerin filtreler tarafından engellenmesi gerektiğini vurgulamışlardır [26].

Godvin ve Batterman (2006) yaptıkları çalışmada, Michigan okullarındaki iç hava kalitesi çalışmasını yapmışlardır. Yaptıkları çalışmada 64 adet ilk ve orta okuldaki iç

hava kalitesini etkileyen parametreleri araştırmışlardır. Araştırmalarında her derslikte bioaerosoller, uğucu organik bileşikler, CO₂, bağıl nem ve sıcaklık seviyelerini haftalık izlemişlerdir. Çalışmanın sonucunda; biręok derslikte havalandırma seviyelerinin dūřuk ve CO₂ seviyelerinin ise 1000 ile 3000 ppm arasında çıktığını belirtmişlerdir [27].

Moglia vd. (2006) yaptıkları çalışmada, ABD'deki okullarda IAQ programlarının uygulanması ve yaygınlaştırılmasını araştırmışlardır. Yaptıkları ankette 0 ile 100 arasında değişen bir i hava kalitesi uygulama indeksi belirlemişlerdir. Anket sonuçlarından aldıkları veriler ışığında okullardaki iç hava kalitesini dūzenlemeyi geliştirmeyi hedeflemişlerdir. Araştırmalar sonucunda; ABD'deki okulların % 42'sinin iç hava kalitesi programına sahip olduklarını ve bu oranın gittikçe artığını, aynı zamanda okullar arasında i hava kalitesi uygulama indeksinin farklılık gōsterdięini belirtmişlerdir. Yine anket sonuçlarını değerlendirdiklerinde iç hava kalitesi programına sahip okullarda sağlık řikāyetleri ile devamsızlığın daha az olduğu ve çalışma ortamının daha çok sevildiğini belirtmişlerdir [28].

Yan vd. (2006) yaptıkları çalışmada, binalarda iç hava kalitesini ve termal performansını eř zamanlı analiz etmek için bir modelleme aracı geliştirmişlerdir. Bu modellenen cihaz ile i ortamın biręok parametresi; sıcaklığı, nemi, ortamı kirletici maddeler (Organik uğucu bileşikler, CO₂ ve partiküller), ısıtma ve soğutma yūkū gibi hesapları yapabilmektedirler. Modelleme cihazını sonraki çalışmalarda da kullanılabilmesi için cihaza ait akış şemalarını sunmuşlar ve cihazı HVAC sistemlerinde binaların iç hava kalitesini analiz edebilen ve ısıl performanslarını hesaplayabilen duruma getirmişlerdir [29].

Noh vd. (2007) yaptıkları çalışmada, konferans salonunda karışım havalandırılmalı ve dōrt yōnlū klima santrali ile termal konforu ve i hava kalitesi değiştirildiğindeki soğutma yūkū hesaplamalarını gerçekleştirmişlerdir. Termal konforu ve i hava kalitesini kontrol etmek için sayısal model geliştirmişlerdir. Bununla birlikte konferans salonunun önceden belirlenen ortalama kiři (PMU) ve CO₂ yoğunlukları ۆlulerek sayısal sonuçlarla karşılaştırmışlardır. Hem sayısal modellemeden hemde klima santralinden alınan değerlerin karşılaştırılmasında ۆnemli bir benzerlik

görülmüş olup, sayısal modelin termal konfor ve iç hava kalitesini analiz edecek şartara sahip olduğunu vurgulamışlardır [30].

Fischer ve Bayer (2002) yaptıkları çalışmada, okul binalarındaki nem kontrolleri ile ilgili araştırma yapmışlardır. Yapılan çalışmada okullarda öğrenci miktarının fazla olması sonucunda dersliklerin belirli oranda dış havaya ihtiyacı olduğu vurgulanmıştır. Ilıman ve sıcak iklime sahip okulların bulunduğu bölgelerde paket tipi soğutma üniteleri ile yetersiz miktarda dış hava ortama verildiğinde nem kontrolünün sağlanabilmesinin güç olduğunu belirtmişlerdir. Aynı zamanda ASHRAE 62-1999 standardına göre okullardaki bağıl nem seviyesi belirlenen değerlerin üstüne çıktığında yapı elemanlarında küf ve mantarın oluşmaya başladığını söylemişlerdir [31].

Mi vd. (2006) yaptıkları çalışmada, doğal havalandırma yapılan 10 okulda kış şartlarında Shanghai’de (Şangay) bir anket çalışması yapmışlardır. Anketi genelde 13-14 yaş grubundaki öğrencilerin bulunduğu 30 sınıfta uygulamışlardır. Anketler uygulanırken derslikteki ortam şartları, sıcaklık ortalaması 17°C, bağıl nem ortalaması %56, hava değişim sayıları ortalaması 9,1 olarak belirlenmiştir. Dersliklerdeki anket uygulamaları esnasında %45’inde CO₂ yoğunlukları 1000 ppm’in üstünde çıkmıştır. Yapılan çalışmaların sonucunda derslikte ve dış ortamda havada bulunan gazların ölçümleri ile birlikte katılımcıların %8,9’unda doktor teşhisli astım belirtileri bulmuşlardır [32].

Wong ve Huang (2004) yaptıkları çalışmada, insanların yaşadığı yatak odalarında hem yerel klima kullanarak hemde doğal havalandırma yöntemiyle iç hava kalitesinin Singapur iklim şartlarında karşılaştırmışlardır. Yaptıkları çalışmaların sonucunda klimalı klimalı yatak odasında gece hiç pencere açılmadığında CO₂ miktarının doğal havalandırma yatak odasında yapılan ölçümlerden yüksek çıktığını belirtmişlerdir. Bundan dolayı hasta bina sendromu etkilerinin yerel klimalı yatak odalarında daha çok görülebileceğini vurgulamışlardır [33].

Bulgurcu vd. (2005) yaptıkları çalışmada, iç hava kalitesinin problemleri ve çözüm yolları için Balıkesir ve Antalya illerinde bulunan belirli ilköğretim okulları ile yüksek okullarda CO₂ miktarı, bağıl nem ve sıcaklık ölçümlerini araştırmışlardır.

Yapılan araştırmalar sonucunda Ülkemizde yapılan yeni okullarda veya mevcut okullarda iç hava kalitesini artırmak için mekanik havalandırma, lokal havalandırma, hava temizliyecileri v.b gibi çözümlerin yapılması gerektiğini belirtmişlerdir [34].

Gürdallar (2003) yaptığı çalışmada, ısıtma, soğutma ve havalandırma sistemlerinde yapılan temizliğin, hijyen ve iç hava kalitesi üzerine etkilerini araştırmıştır. Yapılan araştırmalar sonucunda ortamların iç hava kalitesi ve hijyen şartlarını sağlayan cihazlarda kirliliğin önemli bir etki olduğunu vurgulamıştır. Bundan dolayı cihazları işletmeye almadan veya işletmeye alındıktan sonra sistematik olarak periyodik bakımlarının yapılması gerektiğini belirtmiştir [35].

Coşgun vd. (2005) yaptıkları çalışmada, Antalya ilinde bulunan iki ilköğretim okulu ile bir teknik lisede iç hava kalitesinde kullanılan CO₂ miktarı, bağıl nem ve sıcaklık ölçümlerini kapsayan bir araştırma yapmışlardır. Yapılan çalışmada alınan ölçümler neticesinde okullarda iç hava kalitesinin farklı nedenlerden dolayı önemli olduğunu belirtmişlerdir. Özellikle okul binaları arasındaki mimari farklılıklar ve imkanların aynı olmaması iç hava kalitesi açısından önemli değişiklikleri ortaya çıkardığını vurgulamışlardır. Okullarda mekanik ve lokal havalandırmanın yetersiz olduğu kış aylarında, sınıflarda oksijen miktarının azlığı, bağıl nem miktarının artması ile öğrencilerin uykusunun geldiği, öğretmenin veriminin düştüğü, öğrencilerin hasta olmasından dolayı devamsızlık yaptıklarına vurgu yapmışlardır. Aynı zamanda okullardaki iç hava kalitesini iyileştirmenin basit çözümleri ile ilgili gözlemlerini belirtmişlerdir [36].

Theo vd. (2016) yaptıkları çalışmada, bina uygulamalarına uyumlu yeni bir kurutuculu klima santralinin deneysel çalışmasını yapmışlardır. Çalışmada potasyum format (CHKO₂) kurutucu çalışma sıvısı ile çalışan birleşik kurutuculu klima sisteminin (IDSC), nem giderici, rejeneratör ve IDSC'nin performansını değerlendirmek için bir dizi test yapılmıştır. Çalışma sonunda yeni IDCS konseptinin uygulanabilir olduğunu ve bina uygulamaları için sıvı kurutuculu iklimlendirme teknolojisi alanında ilerleme sağladığını göstermiştir. Fakat nem giderici ve rejeneratör arasındaki kütle dengesizliğinin ana sorununu çözmek için daha fazla çalışma yapılması gerektiği ifade edilmiştir [37].

Jadhav vd. (2015) yaptıkları çalışmada, Hint iklim bölgeleri için ısı borulu ısı değiştirici kullanılan klima sisteminin teorik enerji tasarrufu analizi çalışmasını yapmışlardır. Klima sisteminde enerji tasarrufunun, girdi parametrelerindeki değişime göre değiştiğini belirtmiştir. HPHX'in en büyük avantajının, çalışması için herhangi bir harici güce ihtiyaç duymaması olduğunu belirtmişlerdir. Ancak daha fazla analiz yapmak için yeni sistemler kurularak, HPHX çalışma sıvısı, basınç düşüşü hesaplamaları, ek fan güç tüketimi ve geri ödeme süresi gibi parametrelerle deneysel araştırmaların yapılmasını vurgulamışlardır [38].

Zhu vd. (2015) yaptıkları çalışmada, değişken soğutucu akışkan akışı (VRF) ve değişken hava hacmi (VAV) kombine klima sisteminin çevrimiçi optimum kontrolüyle enerji tasarrufu sağlanması çalışmasını yapmışlardır. Kombine klima santrali ana bileşenleri basitleştirilerek, ilk olarak sistem performansının tahmin edilebilmesi için bir maliyet fonksiyonu oluşturmuşlardır. Daha sonra optimal kontrol setlerini aramak için genetik algoritma oluşturmuşlar ve simülasyon platformuna dayalı iki durum çalışmasıyla test etmiş ve değerlendirmişlerdir. Çalışmanın sonunda; optimum stratejinin, kabul edilebilir termal konforu korurken kombine klima sisteminin enerji tüketimini etkili bir şekilde azaltabileceğini belirlemişlerdir [39].

Zhang vd. (2012) yaptıkları çalışmada, klima sistemlerinin enerji verimliliğini analiz etmek için yeni bir konsept çalışması yapmışlardır. Çalışmada ısı kaynaklarının ve nem kaynaklarının ideal şekilde işlenmesine dayalı olarak soğutma ve nem alma için ideal iklimlendirme sistemini kurmuşlardır. Ardından, ideal sistem ile gerçek sistem arasındaki farkı ve verimlilik düşüşünü adım adım gösteren konfor şartlarıyla sistemleri karşılaştırmışlardır. İdeal sistem ile gerçek sistem arasındaki oluşabilecek boşlukları üç ana hata üzerinde belirlemişlerdir. Bu hatalar, ısı kaynaklarının işleme yöntemi, iletim sıcaklık farkı ve ısı değişim sıcaklık farkı ve ulaşımın enerji tüketimi olarak ortaya koymuşlardır. Sonuç olarak ideal sistemin, gerçek sistemi oluştururken enerji verimliliğini ve sistemin eksikliklerini iyileştirmede faydalı olduğunu öne sürmüşlerdir [40].

Zhao vd. (2011) yaptıkları çalışmada, bir ofis binasında sıcaklık ve nemden bağımsız kontrollü klima sisteminin performansı çalışmasını yapmışlardır. İç ortam sıcaklığını

ve nemi ayrı ayrı kontrol eden sıcaklık ve nemden bağımsız kontrol (THIC) sistemi, genel sistem performansı ve düşük dereceli enerji kaynaklarının kullanımında göze çarpan iyileştirme nedeniyle mevcut geleneksel HVAC sistemlerine çekici bir alternatif olabileceğini ortaya koymuşlardır. THIC sisteminin etkinliğini doğrulamak için, Çin'in Shenzhen şehrinde bir ofis binasında bir pilot proje uygulamışlardır. Sistemde, tüm bina için sağlanan dış ortam havasının gizli yükünün tamamını gidermek için iç sıcaklığı serpantin üniteleri ve radyant paneller ile kontrol ederek, ısı pompaları ile çalıştırılan sıvı kurutuculu taze klima santrallerinden yararlanmışlar ve chiller'den 17,5°C sıcaklıktaki soğutulmuş su pompalanarak kuru fana dağıtmışlardır. Çalışma, sistemin çok sıcak ve nemli havalarda dahi konfor şartlarının sağlanabildiğini gösteren deney verilerini ortaya koymuşlardır. Yapılan çalışmada THIC sisteminin, geleneksel klima sistemlerine göre yıllık daha az enerji tüketimi harcadıkları belirtmişlerdir [41].

Sarbu and Adam (2014) yaptıkları çalışmada, konvansiyonel iklimlendirme sistemlerinin soğutma modunda enerji verimliliğinin ve ofis binalarında konfor güvencesinin deneysel ve sayısal araştırmaları ile ilgili çalışma yapmışlardır. Çalışmada, üç konfigürasyona sahip geleneksel bir havalandırma ve klima (VAC) sisteminin enerji verimliliğinin karşılaştırmışlardır. VAC sistemi konfigürasyonları: (1) hava işleme ünitesi (AHU) ve fan-coil üniteleri (FCU'lar); (2) hava işleme ünitesi (AHU); ve (3) ısı geri kazanım ünitesi (HRU) ve fan-coil üniteleri (FCU'lar). Yapılan çalışmanın sonunda, ofis binalarındaki optimum verimli VAC sisteminin, hava su buharı soğutmalı bir chiller sistemli AHU ve FCU'ların 8°C soğutulmuş su sıcaklığına ulaşıldığını belirtmişlerdir. Bu sistem için, tüketimin sadece kontrolsüz parametrelere (güneş radyasyonu miktarı ve dış hava sıcaklığı) bağlı olduğu optimum kontrol ile elektrik tüketimini en aza indirmek için matematiksel bir model geliştirilmişlerdir. Deneysel ofiste termal konfor değerlendirmesi, ASHRAE Termal Konfor programı kullanılarak PMV-PPD modeline göre yapmışlardır. Ayrıca, AHU & FCUs sistemi için bir TRNSYS enerji tüketimi simülasyon modeli ve PMV PPD endeksleri geliştirilmişler ve deneysel olarak doğrulamışlardır. Elde edilen sonuçlar ışığında AHU & FCUs sisteminin termal konforda bir artış sağladığını göstermişlerdir [42].

Shiming Deng (2009) yaptığı çalışmada, direk genleşmeli (DX) klima (A/C) sisteminde iç hava sıcaklığı ve nemin çok değişkenli kontrolü ile ilgili çalışma

yapmıştır. Çalışmada çoklu girdi geliştirme üzerine bir araştırma yapmıştır. Deneysel bir DX klima (A/C) sisteminde hem kompresör hem de besleme fanının hızlarını değiştirerek iç hava sıcaklığını ve nemini aynı anda kontrol etmek için çoklu çıkış (MIMO) kontrol stratejisi geliştirmiştir. MIMO tabanlı kontrolör, deneysel DX klima (A/C) sisteminin doğrusallaştırılmış dinamik modeline dayalı olarak tasarlanmış olup, MIMO tabanlı denetleyicinin tasarımında Doğrusal Kuadratik Gauss (LQG) tekniği kullanılmıştır. MIMO kontrolörünün kontrol performansını değerlendirmek için hem parazit reddetme yeteneği hem de komut takip etme yeteneği açısından kontrol edilebilirlik testleri gerçekleştirmiştir. Yalnızca hava sıcaklığını veya bağıl nemi etkili bir şekilde kontrol edebilen geleneksel açma-kapama kontrol yöntemini veya tek girişli tek çıkışlı (SISO) kontrol stratejisini kullanan önceki ilgili çalışmalarla karşılaştırıldığında, MIMO kontrolörü aynı anda iç hava sıcaklığını ve nemini kontrol edebilir yeterli kontrol hassasiyeti ve doğruluğu sağladığını ortaya koymuştur. Yapılan deneylerin sonucunda, geliştirilen MIMO kontrol stratejisinin uygulaması, gelecekte işletim performanslarını ve enerji verimliliğini artırmak için diğer HVAC sistemleri içinde kullanılabileceğini, belirtmiştir [43].

Leo Samuel v.d (2013) yaptıkları çalışmada, binanın mekanik iklimlendirmesine pasif alternatifler üzerine araştırmalar yapmışlardır. Çalışmada, gece radyasyonu, jeotermal, havalandırma, buharlaştırıcı, hidrojeotermal, derin okyanus/göl, ısı yalıtımı ve gölgelendirme gibi çeşitli pasif soğutma seçeneklerini, avantajları, sınırlamaları, çalışma prensipleri ve iklimsel bağımlılıkları birlikte gözden geçirmişlerdir. Pasif soğutma sistemlerinin performansını hesaplamak için kullanılan matematiksel denklemler, sistem performansını etkileyen tasarım ve çevresel parametrelerle birlikte tartışılmışlardır. Pasif soğutma sistemlerinde faz değişim malzemeleri, ısıl kütle ve radyan soğutmanın faydalarını da incelemişlerdir. Deneysel verileri ve sayısal tahminleri içeren çalışmalarında, uygun pasif soğutma stratejisini benimsemeleri için bina mimarlarına ve altyapı geliştiricilerine seçenekler sunmuşlardır. Ek olarak, bina sakinlerinin sağlığı için iç hava kalitesi ile ilgili konuları da açıklamışlardır. Yapılan çalışma sonucunda; Pasif soğutma sistemlerinin tasarımı, büyük ölçüde saha özelliklerine bağlı, pasif soğutma sistemleri, enerji fazla harcayan mekanik soğutma sistemlerine uygun alternatif olduğu gibi görüşleri belirtmişlerdir [44].

Parameshwaran v.d (2010) yaptıkları çalışmada, modern binalar için enerji verimliliği için PCM tabanlı değişken hava hacimli klima sistemi üzerinde araştırma yapmışlardır. Bu çalışmada, yeni bir kombine değişken hava hacmi (VAV) tabanlı soğutulmuş su klima (A/C) sistemi ve termal enerji depolama (TES) sisteminin uygulanmasıyla iklimlendirme sistemleri için gelişmiş enerji tasarrufu sağlamayı amaçlamışlardır. Bu sistemde kullanılan faz değişim malzemesi (PCM), soğutma ve havalandırma için harcanan toplam enerjinin korunmasına doğrudan yardımcı olan iyi şarj etme ve boşaltma özelliklerine sahip olduğunu ortaya koymuşlardır. Mevcut sistemde, enerji tasarrufu kapasitesini kanıtlamak için talep kontrollü havalandırma (DCV) ve ekonomizör döngü havalandırması (ECV) ile birlikte DCV altında yaz ve kış iklim koşullarında deneysel olarak araştırmışlardır. Yapılan çalışmaların sonunda geleneksel soğutulmuş sulu (A/C) sistemi ile diğer sistemler karşılaştırıldığında; sistem DCV ve kombine DCV-ECV modlarında çalıştırıldığında %28 ile %47, VAV – TES sistemiyle çalıştırıldığında %38 ile %42 enerji tasarrufu sağladığını belirtmişlerdir [45].

Bey pazarlı v.d (2016) yaptıkları çalışmada, iklimlendirme sistemlerinde enerji verimliliği ve konfor artışı için alternatif bir yöntemin analizi üzerinde çalışmışlardır. Çalışmada klasik iklimlendirme sistemlerine yardımcı olarak, uyguladıkları sistemde taze hava ve resirkülasyon havası kullanmışlardır. Diğer sistemlerden farklı olarak iklimlendirme karışım havalı olarak oda içerisinde yapmışlardır ve belirlenen taze havayı da karşılamışlardır. Ortama tavandan ve kanallarda sızıntıyı önlemek için negatif plenyum teknolojisini kullanmışlardır. Yapılan çalışma sonunda uygulanan metot ile ortam konforuna rahatlıkla ulaşıldığını ve yaklaşık %34'lük enerji tasarrufu yapıldığını bulmuşlardır [46].

Geri dönüş havalı iklimlendirme sistemleri ile ilgili yaptıkları çalışmada, Güngör v.d enerji ve ekserji analizi yapmışlardır. Çalışmada sürekli açık sistemler için ekserji ve enerji konularını detaylı bir şekilde incelemişlerdir. Bu sayede geri dönüş havalı iklimlendirme santrali içerisinde gerçekleşen enerji transferiyle harcanan enerjinin ne kadar miktarının faydalı işe dönüştürüleceğini vurgulamışlardır [47].

Gürel v.d (2018) yaptıkları çalışmada, klima santrallerindeki yoğuşan suyun geri kazanımı için alternatif yöntemler adlı çalışma yapmışlardır. Yapılan bu çalışmada

yoğuşan suyun tekrar kullanılmasına dair klima santrallerinde üç değişik sistemi incelemişlerdir. Birinci sistem %100 taze havalı klima santralinden kazanılan yoğuşma suyunun, karışım havalı çalışan klima santrali serpantininin ön soğutucu olarak kullanılmasını, ikinci sistemde hem %100 taze havalı hemde karışım havalı çalışan klima santralindeki soğutucu serpantini yoğuşma suyunun, soğutma kuleli chiller cihazı üzerinde besleme suyu şeklinde kullanılması ve son sistemde ise ikinci sistemden farklı olarak, hava soğutmalı kondenserli chiller cihazının kullanımını incelemişlerdir. Farklı üç sistemin incelenmesi sonucunda %100 taze havayla çalışan klima santralinde hesaplamalar ışığında 80 kW'lık gizli ısının, tasarlanan sistemler ışığında duyulur ısı olarak kullanılabilir görüşüne varmışlardır [48].

Eades (2018) yaptığı çalışmada, laboratuvar ortamındaki HVAC sisteminin hava işleme ünitesi kondesatı kullanarak enerji ve su geri kazanım çalışması yapmıştır. Çalışmada, laboratuvar HVAC sistemlerinde enerji ve su tüketimini azaltmanın yollarını incelemiştir. Klima santrali (AHU) yoğuşmasından elde edilen azaltılmış içme suyu tüketimine yönelik mevcut araştırmalara yönelik verileri eklemiştir. Aynı zamanda enerji geri kazanımı potansiyelini araştırmış ve doğrulamıştır. Daha sonra hem enerji hem de su geri kazanım modları için AHU kondensat kullanımını analiz etmiştir. Çalışmanın sonunda dış hava entalpisine, yoğuşma üretimine ve enerji geri kazanım moduna dayalı olarak enerji ve su tasarrufunu en üst düzeye çıkaran bir optimizasyon şeması sunmuştur [49].

Anisimov v.d (2015) yaptıkları çalışmada, iklimlendirme sistemindeki dolaylı buharlaştırmalı hava soğutucusu ve ısı geri kazanım eşanjörünün yaz ve kış çalışması sırasında performans çalışmasını incelemişlerdir. Çalışmada yaz koşullarında dolaylı buharlaştırmalı hava soğutucu ve kış mevsiminde tipik bir ısı geri kazanım ünitesi olarak çalışan ısı geri kazanım eşanjörünün sayısal analizi sunmuşlardır. Sayısal simülasyonu, yaz ve kış sezonunda operasyonu simüle edebilen özgün matematiksel model ile yapmışlardır. Elde edilen sonuçlar, yıl boyu çalışma sırasında dikkate alınan eşanjörde meydana gelen ısı ve kütle transfer sürecinin analizine izin vermişlerdir. Sonuçlar aynı zamanda eşanjörün en yüksek verimliliğinin elde edilmesi ve kış mevsiminde güvenli çalışma koşullarının elde edilmesi (eşanjörün donmasının önlenmesi) ile bağlantılı en önemli sorunların analizine de izin vermişlerdir. Yeni

eşanjörün seçilen faktörlerle (yani elde edilen soğutma kapasitesi, termal verimlilik ve nispi etkinlik) etkinliğinin analizinde makalede sunmuşlardır [50].

Wang v.d (2016) yaptıkları çalışmada, bir ısı borulu ısı eşanjörü klima sisteminin ikincil ısı geri kazanım verimliliği üzerine bir çalışma yapmışlardır. Çalışmada İkincil ısı geri kazanımını gerçekleştirmek için ısı borulu ısı eşanjörünü (HPHE) kullanan bir ısı borusu klima (AC) sistemi önermişlerdir. Referans olarak Hefei şehrinin meteorolojik parametresi ($31^{\circ}53'N$ ve $117^{\circ}15'E$) ile ikincil ısı geri kazanım HPHEAC sistemi ile ortak ısı geri kazanım HPHEAC sistemi arasında tüketilen enerjiyi teorik olarak analiz etmişlerdir. Deneysel verilerin analizi sonucunda, HPHEAC sisteminin ortalama ısı geri kazanım veriminin kışın% 21.08, yazın ise% 39.2 olduğunu ortaya koymuşlardır. Sonuç olarak, ikincil ısı geri kazanım HPHEAC sisteminin belirli bir enerji tasarrufu avantajına sahip olduğunu göstermişlerdir [51].

Zhang v.d (2018) yaptıkları çalışmada, klima sistemlerinde kaplin sıvısı olarak sıvı kurutucu kullanarak toplam ısı geri kazanım cihazlarının analizi ve optimizasyonunu araştırmışlardır. Bu çalışmada, karşı akış yolu veya çapraz akış yolu ile sıvı kurutuculu toplam ısı geri kazanımı (LDTHR) cihazlarını analiz etmişlerdir. Temiz hava ve dönüş havasının giriş durumları, iki türe ayırarak analiz etmişlerdir: Sonuç olarak, çift aşamalı çapraz akışlı bir cihazın entalpi ve nem verimliliğinin, karşı akış cihazınıninkine yakın olduğunu ve karşı akış cihazına bir alternatif olan pratik bir yöntem olduğunu ortaya koymuşlardır [52].

Martinaitis v.d (2016) yaptıkları çalışmada, bir devlet kurumu kullanılarak klima santralleri için ısı geri kazanım eşanjörünün ekserji verimliliği değerlendirmesini yapmışlardır. Çalışmada devlet kurumunda koentalpi kullanarak ekserji akışlarının hesaplanmasını içeren, bir havalandırma ısı geri kazanım eşanjörünün (HRE) ekserji analizi için bir algoritma önermişlerdir. Ekserji verimliliklerinin değerlerini geliştirilen algoritmanın uygulanmasından türetilen sayısal örneklerle tartışmışlardır. Fonksiyonel ekserji verimliliği, HRE'de yer alan süreçlerin ekserji verimliliğini artırma olanaklarını genişletmenin yanı sıra, her geçen gün önemi artan HVAC sistemlerinde ekserji-optimal tasarım ve enerji dönüşüm süreçlerinin kontrolünde de kullanılabileceğini vurgulamışlardır [53].

Noussan v.d (2017) yaptıkları çalışmada, veri analizinden elde edilen bilgilerle bir klima santralının operasyonel performansının araştırılmasını yapmışlardır. Bu makalede, büyük bir üniversite sınıfına hizmet veren bir klima santralının (AHU) operasyon verileri analizi ile bazı sonuçları sunmuşlardır. Enerji tüketiminin ana faktörlerini vurgulamışlar ve sistemin enerji dengesinde sınıf doluluğunun önemli bir öneme sahip olduğunu görmüşlerdir. Geçmiş işletim verilerinin kullanılabilirliğini, AHU'nun fiili çalışması ile nominal parametrelerden beklenen performans arasında bir karşılaştırma yapılmasına izin verileceğini belirlemişlerdir. Isı geri kazanım ünitesinin farklı yıllar boyunca işletim analizini dikkate alarak bir arıza tespiti örneği önermişlerdir [54].

Altundağ (2015) yaptığı çalışmada, bir hastanede ameliyathane klima santrali ısıtma hattının ekserji analizini araştırmıştır. Hijyenik klima santralini ameliyathane için özel olarak 3500 m³/h debide tasarlamıştır. Binanın ısıtmasını kazan, kullanım sıcak suyu boiler, mahal ısıtma fan-coiller ve klima santrali desteği ile hijyenik alan ve mahal ısıtmasını sağlamıştır. Çalışmada, klima santrali giriş çıkış su ve hava sıcaklıklarının belirlendiği termodinamik hesaplamalara göre ameliyathane odası için ekserji analizini yapmıştır. Hesaplamalar sonucunda, ekserji kayıpları ve ekserji verimleri kazan ve klima santrali için; 554,28 kW, 3,11 kW ve %21,29 ile %20,22 olarak bulunmuştur. Çıkan sonuçların ışığında sistemin ekserji kayıplarını azaltmak ve ekserji verimliliğini artırmak için bir dizi öneride bulunulmuştur [55].

Özer (2017) çalışmasında, ameliyathane klima santrali tasarımının, termodinamik testlerini ve analizlerini yapmıştır. Deneysel çalışmada ameliyathane odalarının havalandırma tesisatını araştırmıştır. Standartlara uygun kabuller ile ameliyathane klima santrali tasarımında bulunan, tüm ekipmanların hesapları ve seçimlerini yapmıştır. Yapılan hesaplamalar sonucunda farklı dış hava koşullarının soğutma kapasitesine etkisini ve teorik hesaba doğruluğunu görebilmek için deney düzeneğini hazırlamıştır. Çalışmada, hava tarafı ve akışkan tarafı soğutma kapasitesini karşılaştırmıştır. Deneysel analizlerin sonucunda her iki ölçümün birbiriyle ve teorik hesapla örtüşüğünü göstermiştir [56].

Özdeş (2019) yaptığı çalışmada, iç ortam hava kalitesi bakımından farklı yerleşim birimlerinde CO₂ düzeylerinin belirlenmesi ve incelenmesi çalışmasını yapmıştır. Çalışmada farklı mahallerin, konutların, işyerlerinin ve kamu kuruluşlarının olduğu Şanlıurfa ilinin Hilvan ilçesinde yapmıştır. CO₂ ölçümlerini belirtilen farklı mahallerde haftalık ve günlük 2 defa farklı saat dilimlerinde ölçümler yapmıştır. Yapılan ölçümler doğrultusunda CO₂ miktarları konutların mutfak ve oturma odasında yüksek çıkmıştır. Aynı zamanda kamu kurum ve kuruluşlarında ise sabah saatlerinde CO₂ miktarları yüksek çıktığını belirtilmiştir. İç ortamlarda CO₂ miktarı kış aylarında, ilk bahar aylarına oranla daha yüksek ölçümlere ulaşmıştır. Yapılan çalışmada iç ortam hava kalitesinin artırılmasına yönelik çalışmaların yapılması gerektiği vurgulanmıştır [57].

Tokgayev (2020) yaptığı çalışmada, örnek bir bina için HVAC sistemlerin analizi çalışmasını yapmıştır. Çalışmada İstanbul ilinde bir otel binasında bulunan üç farklı HVAC sistemlerinin ekonomik maliyetleri ve enerji tüketimlerinin kıyaslamalarını yapmıştır. Çalışmada HVAC sistemleri olarak, üç farklı sistem kullanmıştır. Çalışmada sırasıyla, ilgili standartlara göre ısı yalıtımı ve taze hava değişimleri hesaplamış, Carrier HAP bilgisayar programı yardımı ile cihaz boyutları belirlemiştir. Son olarak , üretici kataloglarından cihaz seçimlerini yapmış ve model bina üzerinde yıllık simülasyonu gerçekleştirmiştir. Yapılan çalışmaların sonucunda; ekonomik değerlendirmeler ışığında Chiller ve Kazan (B sistem) destekli sistem en ucuz maliyetle, Absorpsiyonlu ısı pompası (A sistem) sistemi en pahalı maliyetle kurulduğunu belirtmiştir. İşletme giderleri değerlendirildiğinde; VRF ve Kazan (A sistem) destekli sistem en yüksek maliyetli, Absorpsiyonlu ısı pompası sistemi ise en uygun maliyetli olarak bulmuştur. Sistemlerin enerji tüketimleri ve emisyon değerlerini karşılaştırdığında ise, sistem A ve B'nin birbirlerine yakın olduğunu, sistem C'nin diğerlerine göre belirgin miktarda azaldığını göstermiştir [14].

Öztürk (2018) yaptığı çalışmada, HVAC ünitelerinde kullanılan ısı borulu ısı geri kazanım ünitesi performansının deneysel ve teorik incelenmesi çalışmasını yapmıştır. Deneysel çalışmada, farklı nano parçacıkları içeren nano akışkanlar ile saf su kullanılan havadan havaya ısı borulu bir ısı geri kazanım sistemlerindeki ısı performanslarının değişimini incelemiştir. Deney ünitesinde 15 adet fitilsiz ısı borusu

kurmuştur. Isı borularının boyu 100 cm, iç çapı 10.5 mm ve dış çapı 12 mm olarak tasarlanmıştır. Deneyde kullanılan ısı borularının evaporatör, kondenser ve adyabatik bölgeleride sırasıyla 450 mm, 400 mm ve 150 mm'lik kısmını oluşturmuştur. Beş farklı soğuk hava debisini deneylerde oluşturmuş ve evaporatör yüzeyindeki farklı iki ısıtıcı güç için çalışmalar yapmıştır. Deney sonuçlarında, çalışma sıvısı olarak Fly ash nano akışkanı kullanıldığında; 3 kW'lık ısıtma gücü, 1.9 m/s'lik sıcak hava hızı ve 61 g/s'lik hava debisi ile ısı veriminin %68 olduğu belirtilmiştir [58].

Sözen (2018) yaptığı çalışmada, iklimlendirme sistemlerinde hastane uygulamaları ve örnek uygulama çalışmasını yapmıştır. Çalışmada hastane mahallerinin nasıl iklimlendirme yapılacağı hakkında bilgiler vermiştir. Oda içerisinde hava karışımına izin verilmeyen kritik bölümlerde (ameliyathane ve yoğun bakım) klima santrali ve tüm havalı sistemlerin psikometrik diyagrama göre yapılmasını anlatmıştır. Çalışmada HVAC sistemleri için steril ve hijyen kavramlarının buldukları ortamda nasıl uygulanması gerektiğini detaylandırmıştır. İklimlendirme ekipmanlarındaki bakım, hijyen ve sterilliklerin korunması hastanelerde ne kadar önemli olduğunun vurgusunu yapmıştır [59].

Akkaya (2019) yaptığı çalışmada, iklimlendirme sistemlerinde enerji ekonomisi çalışmasını yapmıştır. Çalışmada iklimlendirme cihazlarında enerji ekonomisinin önemini ortaya koymuştur. Ulusal ve uluslararası yönetmelikleri inceleyerek iklimlendirme cihazları için güncel mevzuatları araştırmıştır. Çalışmada bir hastanede bulunan soğutma grupları ve fan coil cihazlarının yerine sezonsal enerji verimliliklerine (SEER) ait cihazlar kullanıldıkları zamandaki yıllık işletme maliyetlerini karşılaştırmıştır. Soğutma gruplarında yapılan hesaplamalar karşılaştırıldığında, yüksek verimde cihaz kullanıldığında ilk yatırım maliyetini yıllık enerji tasarrufu ile 4 yılda amorti edeceğini hesaplamıştır. Fan coil cihazlarında yapılan hesaplamalar sonucunda enerji verimliliği yüksek olan EC motorlu fan, AC motorlu fana göre ilk yatırım maliyetini 9 yılda amorti edeceğini Net Bugünkü Değer yöntemiyle hesaplamıştır [60].

Turan (2020) yaptığı çalışmada, değişken debili soğutucu akışkan (VRF) ve fan coil (FCU) sistemlerinin karşılaştırılması çalışmasını yapmıştır. Çalışmada bir mağazanın

ısı kayıp kazanç yüklerini, Transfer Fonksiyon Metodu (TFM) yöntemine göre değerlendirme ve analiz yapan Hourly Analysis Program'ı (HAP) kullanılarak hesaplamıştır. Yapılan hesaplamalara göre, soğutma yükü ve ısıtma yükü değerleri için VRF ve FCU sistem ekipmanlarını seçmiştir. Deney çalışmaları sonucunda, VRF sistemlerinin FCU sistemlerine göre, yatırım maliyeti %24,6 işletme giderleri %32,5 ve enerji tüketimi %33,7 daha avantajlı olduğunu ortaya koymuştur [61].

Dursun (2019) yaptığı çalışmada, VRF ve fan-coil sistemlerinin bir eğitim binasında karşılaştırmalı incelenmesi çalışmasını yapmıştır. Çalışmada, 7000 m² kapalı alana sahip bir eğitim binasında ısıtma soğutma ihtiyacını karşılayan VRF ve fan-coil sistemlerini ayrı ayrı projelendirmiştir. Sistemlerin yatırım maliyetleri, yaz ve kış ayları için işletme maliyetleri, ve iki sistemin konfor, gürültü, işletme, montaj ve devreye alma konularını inceleyerek sistemleri ele almıştır. Çalışmanın sonunda, iklimlendirme sistem seçimlerinde ısı yalıtımının ve enerji maliyetlerinde binanın mimari özelliklerinin önemli olduğunu vurgulamıştır [62].

Arzık (2019) yaptığı çalışmada, değişken debili iklimlendirme sisteminin (VRF) bir otel projesinde uygulanması ve performans değerlendirmesi çalışmasını yapmıştır. Çalışmada İzmir ilinde bulunan bir otelin iklimlendirmesini sağlayan VRF sistemini kapsamlı projelendirerek teknik incelemeler ve değerlendirmeler yapmıştır. Çalışma sonunda uygulama aşamaları gözlemlenerek VRF sisteminin performans değerlendirmesini yapmıştır [63].

Türkmen (2016) yaptığı çalışmada, VRF sisteminin ofis binası uygulaması durumunda sistemin enerji, ekserji ve termoekonomik analizinin çalışmasını yapmıştır. Çalışmada VRF iklimlendirme sisteminin değişik çalışma şartlarında, entropi oluşumları ve ekserji kayıplarını hesaplamıştır. Çalışma ile VRF sistemlerinde kullanılan soğutucu akışkanlar için en verimli çalışma koşulları ve en düşük ekserji kayıplarını belirlemiştir. Yapılan analizler sonucunda, VRF sisteminin en verimli çalışma koşulunun aynı zamanlı ısıtma ve soğutma yaptığı durumlarda olduğunu söylemiştir. Daha sonra ise ekserji verimi ve ekserji eksensiz maliyete soğutucu akışkan ve soğutucu akışkan debisinin etkisini ortaya koymuştur [64].

Firouzfard (2014) yaptığı çalışmada, bir fan-coil ünitesinin performansının deneysel ve sayısal olarak analizi çalışması yapmıştır. Çalışmada Üntes firmasında bulunan fan coil ünitesindeki havanın akış yapısını deneysel incelemiştir. Çalışmasında Flow Vision HPC Version 3.08 yazılımını hava akış simülasyonları için kullanılmıştır. Testlerinde ölçüm değerlerinde alınan verileri karşılaştırılarak sayısal simülasyonları doğrulamıştır. Çalışma sonunda, batarya yüzeyindeki homojen hava hızı dağılımının elde edilebilmesi için yüksek fan hızında, batarya ve fan arasındaki aralığın değiştirilmesiyle sağlandığını ifade etmiştir [65].

Budak (2017) yaptığı çalışmada, rotorlu tip ısı geri kazanım cihazının deneysel analizi çalışması yapmıştır. Çalışmada Eurovent belgeli bir seçim programında belirlediği sıcaklık ayarlarına bağlı alınan ısı değerleri için rotorlu tip ısı geri kazanım cihazını laboratuvar ortamında oluşturmuştur. Deney çalışmalarında rotorlu tip ısı geri kazanım cihazının ısı pompalı çatı tipi klima santraline etkilerini araştırmıştır. Deneyler sonucunda çatı tipi klima santralindeki ısı geri kazanım ünitesinin ısıtma ve soğutma şartlarındaki termodinamik hesaplamalarını yaparak deney sonuçları ile karşılaştırmıştır [66].

Kuş (2007) yaptığı çalışmada, Şanlıurfa ilindeki yükseköğretim kurumları dersliklerinde iç hava kalitesinin incelenmesi ve modellenmesi çalışmasını yapmıştır. Çalışmada iç hava kalitesini etkileyen sıcaklık, bağıl nem, CO₂ miktarı ve değişik partikülleri ele almıştır. Yaz ve kış deney şartlarında farklı üniversite yerleşkelerinde eş zamanlı deneyler yaparak ölçümler almıştır. Yapılan deney sonuçlarında kış şartlarında öğrenci sayılarındaki artmadan dolayı CO₂ miktarının arttığını söylemiştir. Yazın ise hiçbir iklimlendirme sistemi kullanılmadığı için iç ortam sıcaklıklarının çok yüksek, bağıl nem miktarının ise düşük olduğunu belirtmiştir. Bununla birlikte dersliklerde iç hava kalitesinin artırılması ile ilgili öneriler sunmuştur [75].

Literatür taraması sonucunda genellikle klima santralleri kullanılarak farklı çalışmaların yapıldığı görülmektedir. Fakat üniversite v.b eğitim kurumlarında, dersliklerin iç hava kalitesinin iyileştirilmesinde ilk kurulum maliyetleri yüksek olduğundan klima santralleri kullanımının yaygın olmadığı görülmektedir. Bununla birlikte klima santralleri ile ortamın şartlandırılması için genellikle sıcaklık ve bağıl

nem değerleri sabit kabul edilmektedir. Bu çalışmada, üniversite dersliklerinin iç hava kalitesinin iyileştirilmesi için klima santrali üzerine bağlanan CO₂ sensörlerini ortamın sıcaklık ve bağıl nem değerleri ile entegre ederek, klima santrallerinin daha az enerji tükettikleri gösterilmektedir.

BÖLÜM 3

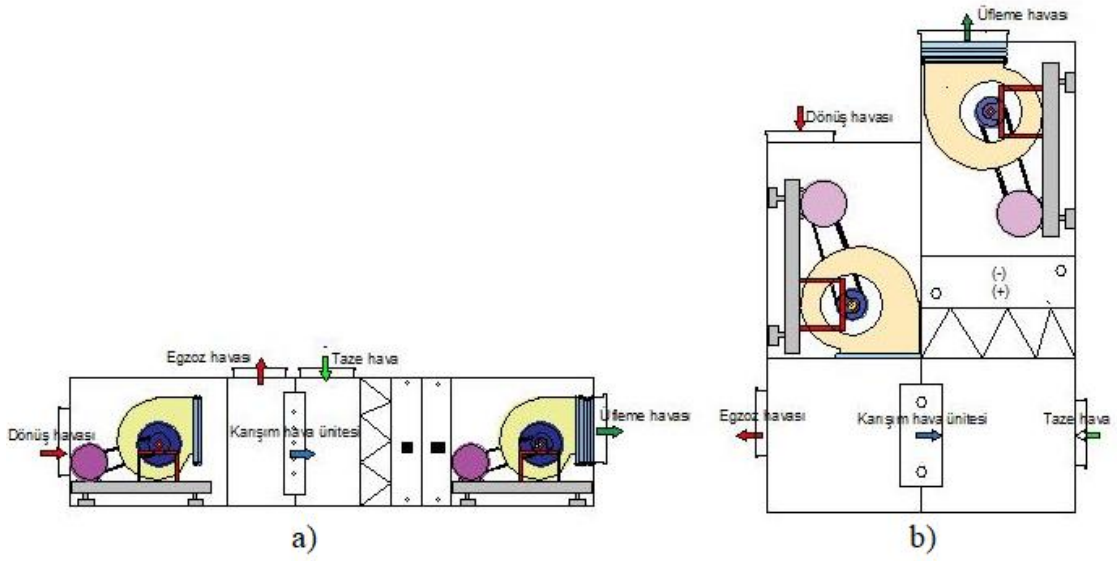
KLİMA SANTRALLERİ

Klima santralleri, genellikle hava şartlandırma sistemleri olarak bilinmektedir. Klima santrallerinin kullanım amaçları, kapalı bir ortamdaki havanın nemini ve sıcaklığını belirlenen konfor şartlarında sabit tutulmasını sağlamaktır. Belirlenen bu süreçler; ısıtma, soğutma, nem alma ve nemlendirme olarak bilinen dört termodinamik hava şartlandırma fonksiyonları ile tanımlanmaktadır. Bunun dışında kapalı mahallerde yaşayan bireylerin ihtiyacı olan temiz havayı sağlamak yada dönüş havası ve temiz havada bulunan gazları ve aynı zamanda havadaki katı partiküllerin mahale gitmesini önlemek içinde klima santralleri kullanılmaktadır [67].

Klima santralleri iki ana grupta, konfor ve endüstriyel amaçlı sistemler olmak üzere sınıflandırılabilir. İnsanların yaşadıkları ortamdaki uygun hava şartlarının sağlanabildiği sistemlerde konfor amaçlı klima santralleri kullanılmaktadır. Üretilen ürünlerin uygun hava koşullarında üretilebilmesi için ise endüstriyel tip klima santralleri kullanılmaktadır. Özellikle endüstriyel klima santralleri genellikle seramik fabrikaları, petrol-kimya tesislerinde, gıda endüstrisinde, iplik üretim tesisleri, v.b alanlarda tercih edilmektedir. Bunlarla birlikte, ameliyathanelerde, ilaç üretim tesislerinde, müzelerde ve laboratuvarlarda kullanılan klima santralleri de önemli bir konuma sahiptirler [67].

3.1. KLİMA SANTRALİ ÜNİTELERİ

Klima santralleri ünitelerini dizilişlerine göre Şekil 3.1.'de gösterildiği gibi a) yatay tip klima santralleri ve b) düşey tip klima santralleri olmak üzere iki bölümde imal edilebilmektedirler.



Şekil 3.1. Klima santrallerinin ünite dizilişlerine göre gösterimi.

3.1.1. Karışım Hava Üniteleri

Klima santrallerinde karışım üniteleri, değişken fiziki şartlardaki havayı karıştırarak yeni konfor şartlarında uygun havaya dönüştüren hücrelerdir. Hava karışım odaları genellikle iklimlendirme santrallerinde taze hava ile mahal dönüş havasını karıştırarak sistem havasını oluşturmada kullanılmaktadır. Ayrıca ortam girişlerine bağlanan karışım hava hücreleri ise aynı santralden beslenen komşu iki mahale değişik özelliklerde havanın gitmesini sağlamaktadır. Hava karışım üniteleri; enerji tasarruf amaçlı ve çok amaçlı olarak da kullanılmaktadır.

3.1.2. Filtreler

Toz filtreleri genellikle atmosfer havası ile çevrim havasını temizlenmek için karışım ünitesinin arkasına monte edilir. Filtreler kullanım amaçlarına göre;

Panel filtreler: Sentetik elyaf malzemeden oluşan galvanizli sac çerçeveli imal edilmektedirler. Genellikle ön filtre olarak tüm iklimlendirme sistemlerinde kullanılırlar.

Torba filtreler: Sentetik elyaf malzemeden yapılmakta ve çok kademeli filtrelerdir. Olumsuz durumlarda dahi yüksek verimle çalıştırılmaya uygundur.

Hepa filtreler: Hastaneler, gıda ve ilaç üretim yerleri için özel tasarlan ekipmanlardır.

3.1.3. Isıtıcılar

Isıtıcılar, konumuna göre ve kullanıldığı ısı kaynağına göre olmak üzere iki kısımda incelenmektedir.

3.1.3.1. Konumuna Göre Isıtıcılar

Klima santralleri üzerinde ısıtıcılar konumlarına göre ön ısıtıcı ve son ısıtıcı olarak bağlantıları yapılmaktadır.

Ön Isıtıcılar

Ön ısıtıcılar genellikle klima santrallerinde kış aylarında atmosfer havasını ön ısıtma yapmak için kullanılır. Klima santrallerinde dışarıdan alınan atmosfer havasının nemi düşük olduğunda, hava nemlendirici ünitesine girmeden önce dış havanın nemini artırmak için ön ısıtma yapılmaktadır. Fakat dış ortam havasının nemi ve sıcaklığı yeterince yüksek ise ön ısıtıcının çalıştırılmasına gerek yoktur.

Son Isıtıcılar

Son ısıtıcılar klima santralinde istenilen mahal havasının sıcaklığını ayarlamak için kullanılırlar. Klima santrallerinde nemlendirici ünitesinden sonra monte edilirler ve mahale verilen havanın ısı ihtiyacını karşılamak için kullanılırlar.

3.1.3.2. Isı Kaynağına Göre Isıtıcılar

Isı kaynağına göre ısıtıcılar dört kısımdan oluşmaktadır. Bunlar; Sıcak sulu ve buharlı ısıtıcılar, Elektrikli hava ısıtıcıları, gazlı hava ısıtıcıları ve soğutma makineli hava ısıtıcılarıdır.

Sıcak Sulu ve Buharlı Isıtıcılar

Sıcak sulu ve buharlı ısıtıcılar genellikle aynı malzemelerden yapılmakla birlikte, borular bakırdan, kanatçıklar ise alüminyum olarak imal edilmektedirler.

Elektrikli Hava Isıtıcıları

Isıtıcı türleri içerisinde en pratik ve kolay ısıtma yapabilen cihazlardır. Elektrikli ısıtıcılar genellikle küçük kapasiteli klima santrallerinde ve sıcak sulu ve buharlı ısıtıcıların kullanımının uygun olmadığı durumlarda kullanılmaktadır. Elektrikli ısıtıcılar klima santrallerine bir ünite içerisinde hazırlanarak monte edilmektedir. Elektrikli ısıtıcılar imalat şekillerine göre dairesel, kare ve dikdörtgen kesitli olmakla birlikte, kesitin içerisine çubuk ve plaka şeklinde monte edilerek yapılmaktadırlar. Kanal içerisinden geçen havanın daha çabuk ısıtılması açısından ısı aktarım yüzeyinin büyüklüğü önemlidir.

Gazlı Hava Isıtıcıları

Gazlı ısıtıcılar sistem havasını doğrudan gaz yakıt kullanarak ısıtmaktadır. Bu ısıtıcılarda hava ısıtmak için kullanılan brülör kısmında bulunan malzemeler ısıya dayanıklı olmasına dikkat edilmelidir. Bu sistemlerde tam yanmanın oluşması için kazan dairesinin iyi havalandırılması ve yeterli miktarda hava bacalarının yapılması gerekmektedir. Sistemde tam yanma işlemi gerçekleştiğinde klima santralinin verimi artacaktır. Gazlı hava ısıtıcılarında hava sızdırmazlığının sağlanabilmesi için ısı dönüştürücülerinin sisteme dikkatli bağlanması gerekmektedir. Isı dönüştürücülerin sızdırmazlığı sağlanmaz ise sistem havasına ısıtıcı gaz karışabilir ve insan sağlığına zarar verebilir.

Soğutma Makineli Hava Isıtıcıları

Düşük kapasiteli sistemlerde soğutma makineli hava soğutucular kullanmak daha ekonomiktir. Klima santrallerinde soğutma makinesinin yoğuşturucu (kondenser) bölümü kanalın içine, aynı sıcak sulu ve buharlaştırıcı ısıtıcı tiplerinde olduğu gibi monte edilir. Klima santralinin dışına yerleştirilen buharlaştırıcı (evaporatör) bulunduğu ortamdan çektiği ısıyı kanal içinde bulunan yoğuşturucu ünitesine aktararak sistem havasını soğutma makineli hava ısıtıcısının gücü kadar ısıtmış olur.

3.1.4. Soğutucu

Soğutucu ünitelerinin genel olarak kanal içine yerleşimleri, sıcak sulu ısıtıcı ve buharlı hava ısıtıcısı gibidir. Soğutucular, yapısal olarak ısıtıcılara benzerlik gösterir. Klima santrallerinde su, soğutucu akışkan yerine kullanıldığı için borulardan akan suyun hızı, ısıtıcılara oranla biraz fazla seçilmelidir.

3.1.5. Nemlendirici

Klima santrallerinde mahale verilen havanın konfor şartlarında alt bağıl nem miktarı %35-40 olması istenmektedir. Bundan dolayı mahale verilen havanın bağıl nem miktarı istenilen alt değerlerin altında ise havanın nemlendirilmesi, istenilen üstünde ise havanın neminin alınması gerekmektedir. Nemlendirme odaları genellikle havanın nemlendirilmesi veya neminin alınması işlemlerinde kullanıldığı gibi, telstil, deri sanayi ve tütün gibi sektörlerde de ihtiyaç duyulan nemli havayı sağlamak içinde kullanılırlar. İklimlendirme santrallerinden nemlendirme odasından geçmekte olan sistem havası dört farklı şekilde nemlendirilir. Bunlar; Su püskürtmeli nemlendirme(atomiser nemlendirme), ultrasonik nemlendirme, sulu sistem nemlendirme ve buharlı nemlendiricilerdir.

3.1.6. Damla Tutucu

Damla tutucular klima santrallerine nemlendirme odasından sonra monte edilirler. Damla tutucu nemlendirme veya yıkama ile havanın içerisine girmeyen su damlacıklarını çıkış havasına girmeden engellemektir. Damla tutucular DN EN ISO 846 standardına göre ve VDI 6022 PART1 gerekliliklerine tamamen uyumlu olmalıdır.

3.1.7. Fanlar

Fanlar hava ve benzeri gazları 30000 N/m² (Pascal) basınca kadar sisteme aktarabilen cihazlardır. Fanların üzerinde gövde, kanat çarkı ve tahrik motoru olmak üzere üç bölüm bulunmaktadır. Fanlar ortamdaki havayı dışarı atıyorsa, “aspiratör” dışardaki havayı mahale üflüyorsa, “vantilatör” olarak adlandırılır. Ayrıca kullanım alanlarına

göre hava fanları üç farklı tipte imal edilmektedirler. Bunlar; Salyangoz (Radial) fanlar, eksenel (axial) fanlar ve dik akımlı fanlardır.

3.1.8. Susturucular

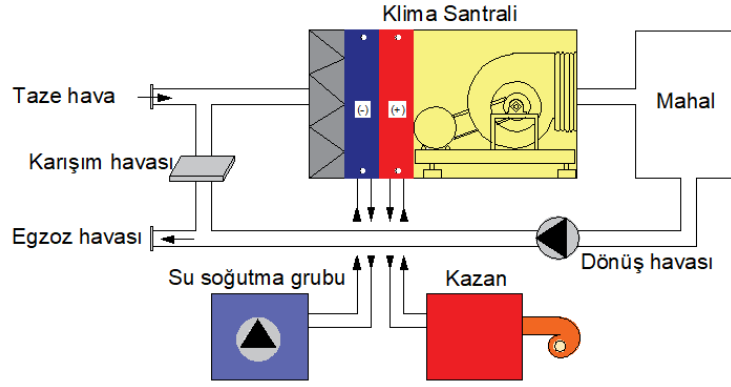
Klima santrallerinden oluşacak ve mahale giden ses ve gürültüleri en az seviyeye düşürmek için kullanılan cihazlardır.

3.2. MERKEZİ KLİMA SANTRALLERİ

Merkezi klima santralleri büyük binaların iklimlendirilmesinde kullanılmaktadır. Santrallerde boru veya kanallardan hava, su yada soğutucu akışkan dolaştırılarak soğutma, ısıtma, nem kontrolü ve havalandırma işlemleri yapılmaktadır. Merkezi iklimlendirme sistemleri kendi arasında üç ana sistemde; Tamamen havalı sistemler, Tamamen sulu sistemler, Sulu ve Havalı sistemler olarak incelenmektedir.

3.2.1. Tamamen Havalı Sistemler

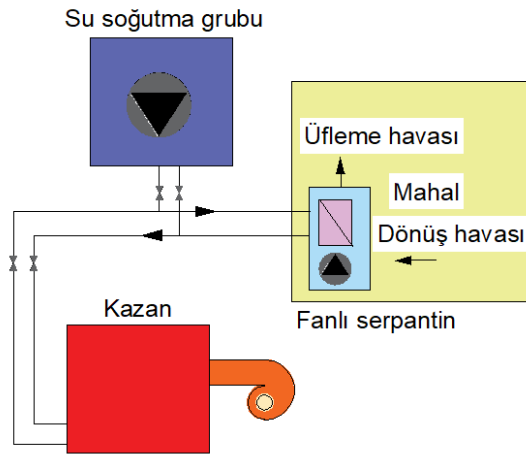
Klima santrali içerisinde dolaşan havanın, konfor şartlarına getirilerek kanallar aracılığıyla iklimlendirilecek oramlara gönderilmesidir. Merkezi iklimlendirme sistemlerinde kullanılan tamamen havalı klima santrallerinde, karışım ünitesi, aspiratör, filtre, vantilatör, ısıtıcı batarya, soğutucu batarya ve nemlendirme odasından oluşmaktadır. Klima santralinde dolaşan havanın soğutulması, serpantinde dolaşan soğuk su veya doğrudan soğutucu akışkan dolaştırılarak sağlanmaktadır. Tamamen havalı sistemler genellikle büyük mahallerin iklimlendirilmesinde kullanılmaktadır. Ayrıca bu sistemler kendi arasında üç alt gruba ayrılmaktadır. Bunlar; Yeniden ısıtım terminalli, iki kanallı ve değişken hava debili sistemlerdir.



Şekil 3.2. Tamamen havalı klima santrali şeması.

3.2.2. Tamamen Sulu Sistemler

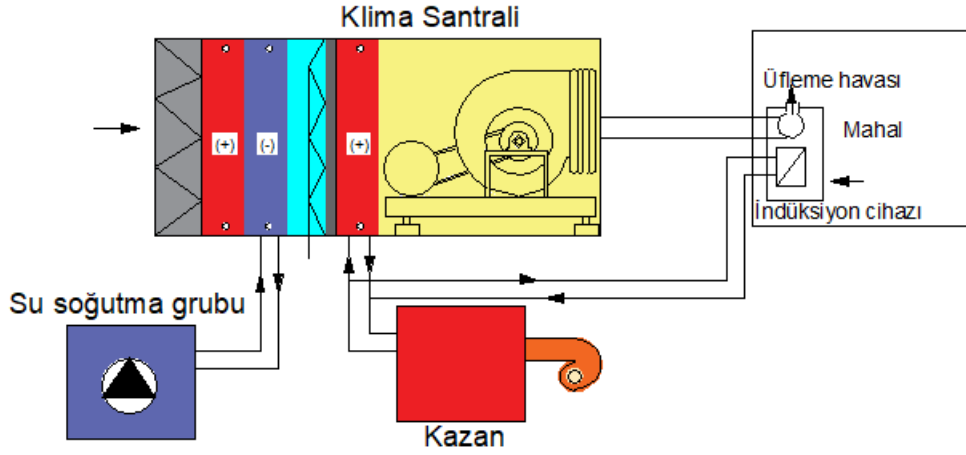
Otellerde, hastanelerde, apartmanlarda, çok odalı binalarda ve ofis binalarında tamamen sulu sistemler yaygın olarak kullanılmaktadır. Odaların soğutulması ise girişlerine hava şartlandırma cihazı (fan coil) bağlanarak yapılmaktadır. Tamamen sulu sistemlerde her bir odanın sıcaklığını termostatlar aracılığıyla kontrolleri sağlanarak, fanlı serpantinlerde dolaşan su chiller soğutma grubunda pompalar vasıtasıyla tesisata gönderilmektedir. Tamamen sulu sistemler; iki borulu, üç borulu, dört borulu ve radyal borulu olmak üzere dört alt gruba ayrılmaktadır.



Şekil 3.3. Tamamen sulu sistem şeması.

3.2.3. Sulu - Havalı Sistemler

Temiz havanın şartlandırılması ve soğutma grubunda soğutulan suyun fanlı serpantin hücrelerine gönderildikten sonra, mahallerin temiz hava ihtiyaçlarını karşılamak için soğutulmasını sağlayan sulu ve havalı merkezi iklimlendirme sistemleridir. Sulu ve havalı merkezi iklimlendirme sistemleri, indüksiyonlu ve fanlı – serpantinli tipleri bulunmaktadır.



Şekil 3.4. Sulu - Havalı sistem şeması.

3.3. KLİMA SANTRALİ ISI GERİ KAZANIM UYGULAMALARI

Enerjinin (ısı/kütle) yüksek sıcaklıktaki bir hava akışından daha düşük sıcaklıktaki farklı bir hava akışına transfer edilerek geri kazandırılmasına ısı geri kazanımını olarak tanımlanır [69]. Isı geri kazanımı tipleri havalandırma uygulamalarında ikiye ayrılmaktadır. İlk olarak ısı geri kazanımlı havalandırma (IGKH) üniteleri, ikinci olarak ise enerji geri kazanımlı havalandırma (EGKH) üniteleridir. IGKH üniteleri havadan havaya ısı geçişi sağlayan zıt ve paralel akışlı ısı değiştiricilerdir. IGKH cihazları; kış aylarında egzoz havasındaki ısı enerjisi, santral içinde içinde taze havaya aktararak, yaz aylarında ise taze havadaki ısı enerjisini klima santralindeki egzoz havasına aktararak ısı geri kazanımı sağlanmaktadır. EGKH ısı değiştiricileri duyulur ısının yanında gizli ısısında aktarılmasını sağlayan üniteleridir [24].

Klima santrellerinde ısı geri kazanım cihazları; prosesten-proseste, prosesten-konfora, konfordan-konfora olmak üzere havadan havaya enerji geri kazanım sistemleri uygulamalarında üç bölümde incelenebilir [66].

Prosesten-prosesese çalışan cihazlarda ısı, egzoz havasından atılmadan bir kısmı üfleme havası prosesine aktarılır. Cihazlarla bu sayede yüksek sıcaklıklara ulaşılabilir. Prosesten-prosesese çalışan cihazlar gizli ısı transferini, hissedilen ısıyı geri kazandıkları için yapmazlar. Bu cihazlarda nem transferi zararlara neden olabilir [66].

Atık ısı Prosesten-konfora uygulamalarında, kış şartlarında binadan egzoz edilen ısı prosesinden sağlanmaktadır. Prosesten - konfora uygulamaları, şerit kaplama tesisleri, dökümcülükte ve yüksek hava debisine ihtiyaç duyulan endüstri tesislerinde uygulanmaktadır. Aslında ısı geri kazanım tamamiyle prosesten-prosesese uygulamalarında yapılmak istenmesine karşın, prosesten-konfora uygulamalarında ısı geri kazanımı sıcak hava şartlarında yüksek hava sıcaklığını engellemek adına ek ayarlamalar yapılmalıdır. Prosesten-konfora ısı geri kazanım cihazları hava akışları arasında nem transferi yapmaz ve genellikle hissedilen ısıyı geri kazanırlar [66].

Konfordan-konfora uygulamalarında, sıcak havalarda binanın üfleme havasının entalpisini enerji geri kazanım cihazları azaltır. Soğuk havalarda ise enerji geri kazanım cihazları egzoz havası ve üfleme havası arasında enerji alış verişini artırır. Bu uygulamalarda, sadece duyulur ısı transferi yapan veya hem duyulur enerjiyi hem de nemi transfer yapan havadan havaya ısı geri kazanım cihazları kullanılabilir [66].

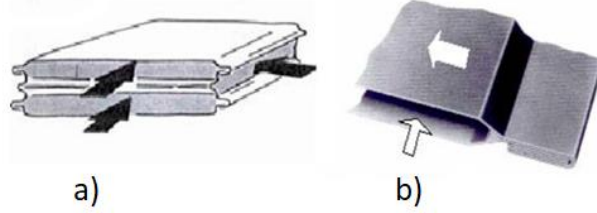
Klima santrallerinde genellikle havanın nemini almak için büyük miktarlarda enerji harcanmaktadır. Havalandırılması yapılan ortamlarda havanın neminin alınmadığı durumlarda alerjik reaksiyonlar, küf, bakterilerin oluşması v.b gibi olumsuz sonuçlar ortaya çıkabilir. EGKH cihazlarıyla nem alma işlemi ve havalandırma işlemi sağlanarak binaların iç hava kalitesinin artırılmasıyla minimum havalandırılma ihtiyacı belirlenebilir. EGKH cihazları; plakalı tip ısı değiştirici, rotary (döner) tip ısı değiştirici, ısı borulu ve havadan suya ısı değiştirici (Run- Around Loop) olarak sınıflandırılmaktadır. Bu cihazlar tasarlanırken genellikle uygulama alanlarına göre enerji verimliliği ve maliyetleri göz önünde bulundurularak imal edilmektedir [24].

3.3.1. Havadan Havaya Isı Değiştirici Cihazları

Havadan havaya ısı geri kazanım ünitelerini üç alt başlık altında inceleyebiliriz. Bunlar plakalı ısı geri kazanım üniteleri, rotorlu ısı geri kazanım üniteleri ve ısı borusu (heat pipe) üniteleridir.

3.3.1.1. Plakalı Isı Geri Kazanım Cihazları

Plakalı ısı geri kazanım cihazları, farklı malzemelerden yapılmış plakaların arka arkaya ve birbirleri üzerine 90° olacak şekilde ayarlanarak uçlarından kenetlenip, bir taşıyıcı ünite içerisinde toplanmalarıyla imalatları yapılır. Isı değiştiricide gizli ısı transferi yapabilme ve nem alma özelliği kullanılan kanat malzemelerinin tiplerine göre elde edilebilir. Plakalı ısı değiştiriciler yanmaya karşı dayanıklı alüminyum malzemelerden yapılırlar.

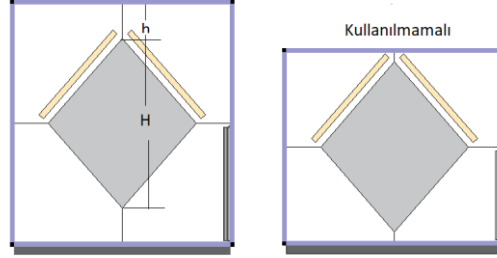


Şekil 3.5. Plakalı ısı değiştiricinin kesiti.

Şekil 3.5’de a’da gösterildiği gibi, üst ve alt plakalar ortadaki iki plakaya sağ ve soldan, ortadaki iki plakada birbirlerine önden ve arkadan kenetlenmişlerdir. Bu sayede önden arkaya akan havanın enerjisini, ortadaki iki plaka yardımıyla soldan sağa hareket eden havaya aktarılması sağlanabilmektedir. Şekil 3.5’de b’de gösterilende sızdırmazlık derecesine göre iki kanadın birbirlerine; tekli, ikili, üçlü ve silikon destekli üçlü kenetler ile tasarımları yapılabilmektedir [20,21].

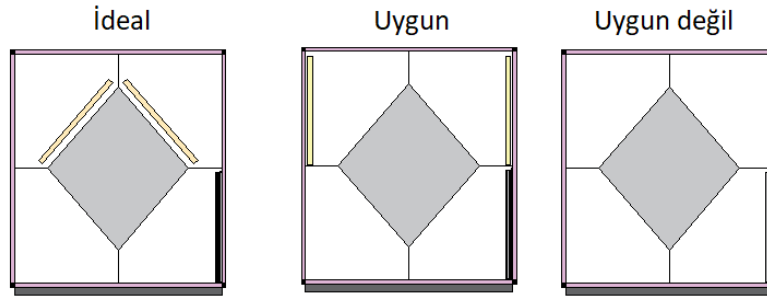
Plakalı Isı Geri Kazanım Cihazlarının Klima Santrali Uygulaması

Havalandırma sistemlerinde plakalı ısı geri kazanım cihazlarının birçok uygulamaları bulunmaktadır. Bu cihazların yerleşiminde ve filtre montajlarında önem gösterilmesi gereken durumlar bulunmaktadır.



Şekil 3.6. Plakalı ısı geri kazanım cihazının yerleşimi.

Plakalı ısı geri kazanım cihazlarında $h = \frac{H}{3}$ (min) olarak tasarlanan yerleşim idealdir. “h” değerinin ne kadar küçük alınırsa ünitenin basınç kayıpları artacaktır ve ünitenin verimi düşecektir. Şekil 3.6’de sağ tarafta gösterilen uygulamaya yapıldığı takdirde ise %15 basınç ve % 15 verim kayıpları meydana gelecektir. Ayrıca ideal filtreleme yöntemleri Şekil 3.7’de gösterildiği gibi olmalıdır [66].



Şekil 3.7. Plakalı ısı geri kazanımında filtre yerleşimi.

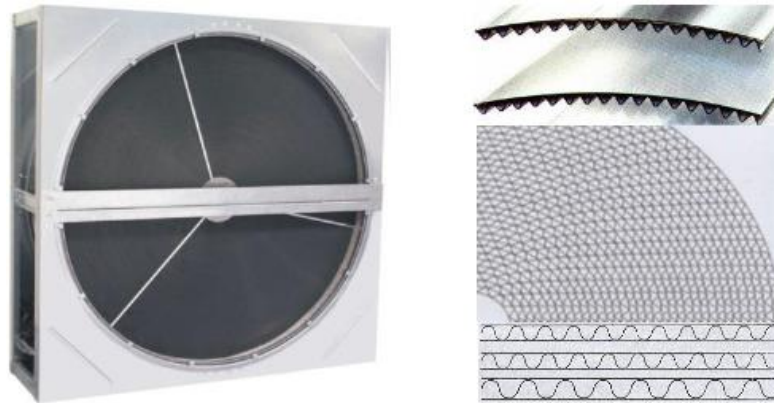
Şekil 3.8’de çapraz akışlı plakalı ısı geri kazanım ünitesinin klima santralinde bağlantısı gösterilmektedir. Klima santralinde, sulu ısıtıcı serpantin ve sulu soğutucu serpantin bulunmaktadır. Klima santrali üzerinde bulunan ısı geri kazanım cihazının verimi en fazla kış şartlarında yüksek görülmektedir. Bunun nedeni kış aylarında meydana gelen sıcaklık farkıdır.



Şekil 3.8. Klima santralinde çapraz akışlı plakalı ısı geri kazanım ünitesi.

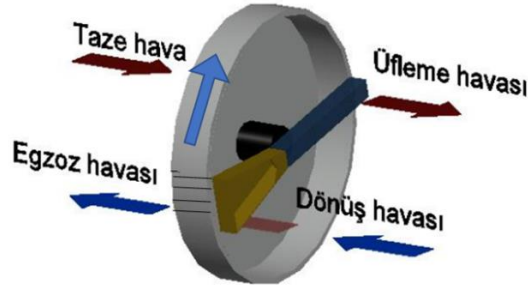
3.3.1.2. Tamburlu (Döner veya Rotory) Tip Isı Geri Kazanım Cihazları

Isının depolanarak transfer edildiği ısı değiştiricilere, döner tip veya rotory tip ısı geri kazanım cihazları denir.. Bu tip cihazlarda, ısı matris adı verilen gözenekli alanlarda depolandıktan sonra soğuk akışkana transferi sağlanmaktadır [22]. Tamburlu tip ısı değiştiricilerinde sıcak ve soğuk akışkanlar aynı kanallardan ardışık olarak geçtiği için, akışkanın enerjisi matriste depolanması sıcak akışkanın bir kanaldan geçerken ısıyı kanal duvarlarına transfer etmesi ile gerçekleşmektedir. Aynı kanaldan bu kez soğuk akışkan geçtiğinde matriste depolanan ısı enerji, soğuk akışkana transfer olmaktadır. Rotorlu ısı geri kazanımının kesiti ve cihaz Şekil 3.9’da görülmektedir [68].



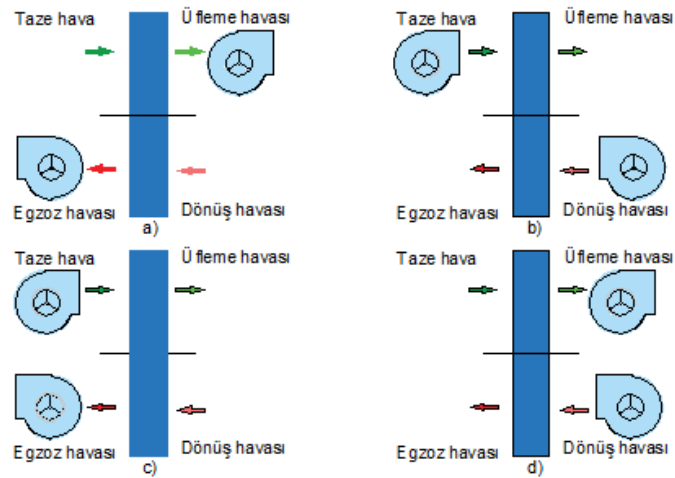
Şekil 3.9. Tamburlu tip ısı geri kazanım cihazı [69].

Rotor tipli ısı geri kazanım cihazlarında rotorlarda dönme etkisi ile egzoz havasının bir kısmının taze havaya karışma ihtimali olabilir. Karışma ihtimalini azaltmak için standart olarak süpürme bölmesi uygulanabilir. Şekil 3.10'da gösterildiği gibi süpürme bölmesi, dönüş havasını dönüş esnasında taze havaya karıştırarak dönüş kanalına iletir. Bununla birlikte rotor yüzeyinin sürekli olarak temiz kalmasını sağlayarak bakım ve onarım süresi uzatılacaktır.



Şekil 3.10. Tamburlu tip ısı geri kazanımda süpürme bölgesi.

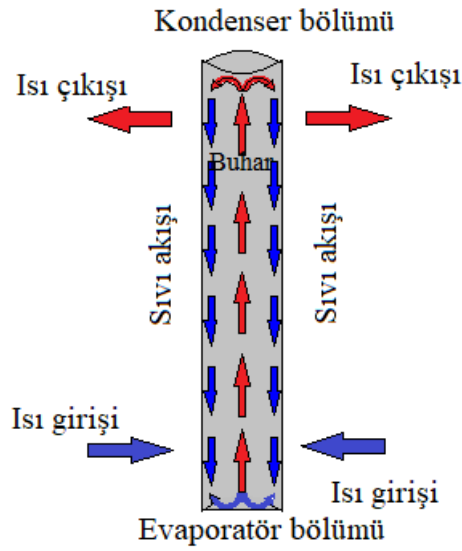
Tamburlu ısı geri kazanım cihazları daha çok karşıt hava akışlı imal edilmektedirler. Egzoz havasının minimum seviyede taze havaya karışmasına müsaade edilen uygulamalar, Şekil 3.11' de gösterilen [a] veya [c] ideal bağlantı şekilleridir. Gösterilen senaryolarda taze hava üst bölümden, egzoz havası da alt bölümden geçmektedir. Bunların dışında farklı senaryolarda yapılabilmektedir [69].



Şekil 3.11. Karşıt ve paralel havalı rotorlu tip ısı geri kazanım uygulamaları.

3.3.1.3. Isı Borusu

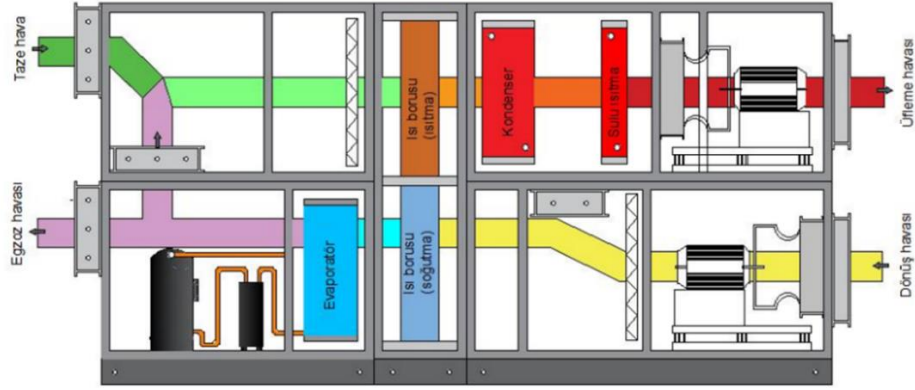
İçerisinde buharlaşmayla meydana gelen gizli ısıyı küçük sıcaklık farklarıyla uzun mesafelere taşıyabilen pasif ısı transfer aracına ısı borusu denir. Isı boruları devreye girdiklerinde içinde bulunan akışkan borunun buharlaştırıcı bölümünde buharlaşp ısıyı absorbe ederken, yoğuşturucu bölümünde yoğuşup ısıyı adsorbe etmektedir. Şekil 3.12’ de çalışma prensibinde gösterildiği gibi yoğuşan akışkan yerçekimi etkisiyle tekrar evaporasyon bölümüne dönmektedir [22].



Şekil 3.12. Isı borusu.

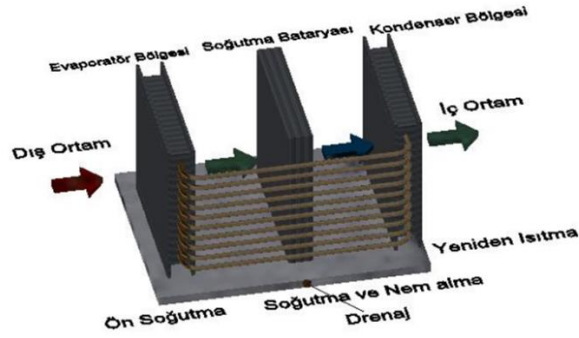
Isı borulu cihazlarda yüksek enerji verimliliği ısıtma veya soğutma için herhangi bir hareketli parçaya ve ek güç kullanılmaya gerek kalmadan sadece borunun uçları arasındaki sıcaklık farkıyla sağlanmaktadır. Isı borusu cihazları, istenilen şartları karşılamak amacıyla farklı iki tipte (dik tip, at nalı tip) imal edilmektedir.

Isı geri kazanım sadece kullanıldığı durumlarda dikey ve açılı yatay tip ısı borulu ısı geri kazanım bataryaları yalnızca tek ve çift bataryalı yapılabilmektedir. Çift bataryalı sistemler genellikle evaporasyon ve kondensasyon bölümlerinin birbirinden uzakta olması istendiği durumlarda kullanılmaktadır. Şekil 3.13’de dik tip ısı borulu klima santralinin bağlantı ekipmanları görülmektedir.



Şekil 3.13. Dik tip ısı borulu klima santrali.

Isı borulu sistemler de ısı kazanımına ilaveten ortamın istenilen nem miktarının sağlanması için, nem alma işleminin yapılması isteniyor ise bu tür sistemlerde atnalı ısı borulu nem alma sistemlerinin kullanılması uygun olacaktır. Atnalı ısı borulu cihazın verimliliği genel olarak %50- %70 arasındadır. Şekil 3.14’ de gösterilen atnalı ısı borusu cihazında verimlilik; yüzeydeki hıza, toplam sıra sayısına ve alüminyum lameller arası boşluğa bağlı olarak değişebilir. Ayrıca bu sistemleri çalıştırmak için güç gereksinimine ihtiyaç yoktur ve bakım gerektirmezler [22].

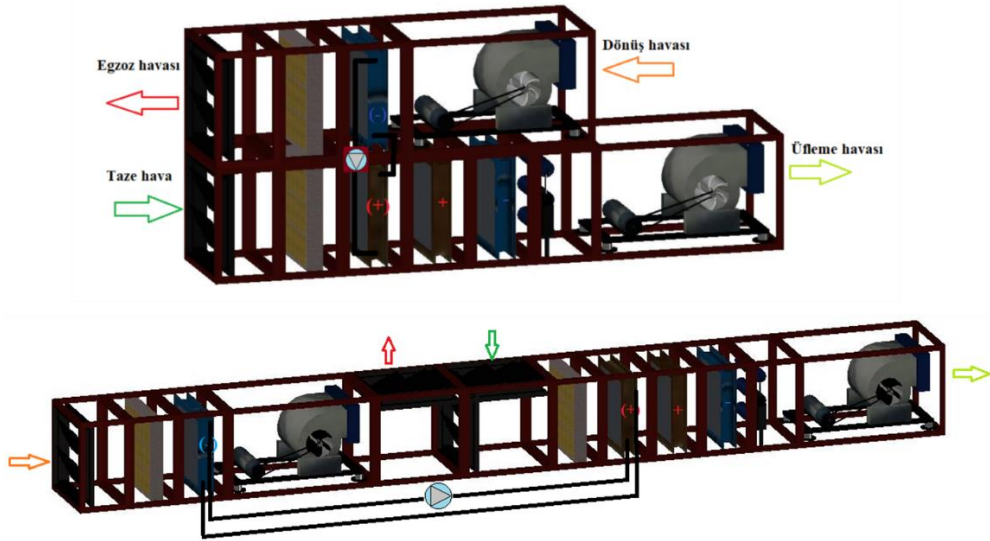


Şekil 3.14. Atnalı tip ısı borulu nem alma ünitesi.

3.3.2. Sudan Havaya Isı Geri Kazanım

Cihaz üzerinde egzoz kısmındaki iç mahalden atılan havanın enerjisinin alınması amacı ile sudan havaya ısı geri kazanım sistemlerinde bir adet bakır boru / alüminyum

kanatlı batarya bağlanmalıdır. Aynı şekilde cihazın taze hava kısmında aynı özelliklere sahip ikinci bir batarya bağlanmalıdır. Taze hava kısmında bulunan bataryanın amacı egzoz tarafında elde edilen enerjinin taze havaya aktarılmasıdır. Sudan havaya ısı geri kazanım uygulamaları Şekil 3.15’ de gösterilmiştir. Su sirkülasyonunu sağlamak amacıyla iki batarya arasında bir adet pompa kullanılır. Bu uygulamalarda üç yollu vana aracılığıyla, egzoz kısmındaki batarya yüzeyinde bulunan yoğuşan suyun donmaması için sıcaklık kontrolü yapılmaktadır. Üç yollu vana egzoz tarafındaki havanın sıcaklığı 5°C ve üstüne çıktığı anda devreye alınabilir [22].



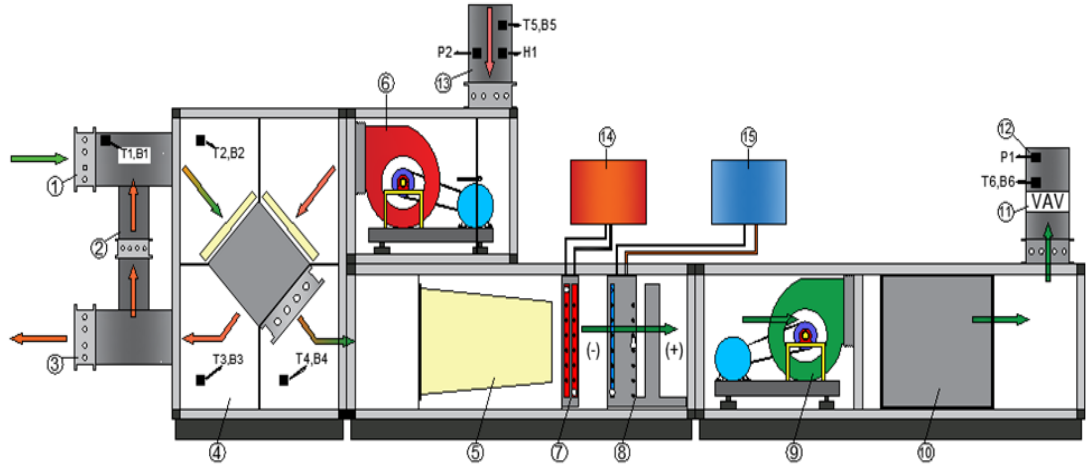
Şekil 3.15. Sudan havaya ısı geri kazanımlı klima santrali.

Bu tür sistemlerde verimlilik diğer alternatif sistemlere göre daha düşüktür. Bu sistem daha çok egzoz havası ile taze havanın birbirine karışma ihtimalinin istenmediği ve aspiratör ve vantilatörün farklı ortamlarda monte edildiği zamanlarda tercih edilir. Kış şartlarında sistemdeki sirkülasyon halindeki suyun donma ihtimaline karşı glikol veya muadili ürünlerin dış hava şartları düşünülerek kullanılmasında fayda vardır. Isı geri kazanımın ünitesi devrede olmadığı zamanlarda mevsim geçişlerinde devir-daim pompası çalıştırılmadığında enerji transferi duracaktır [71].

BÖLÜM 4

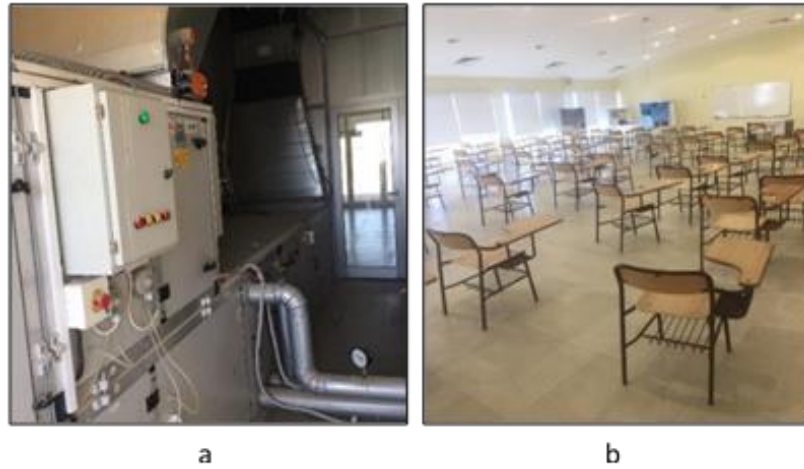
MATERYAL VE METOT

Klima santralleri uygulamaları belirli standartlara göre yapılmaktadır. Hacettepe Üniversitesi Başkent OSB Teknik Bilimler Meslek Yüksekokulu'ndaki 11x18x3 m ölçülerindeki dersliğe EN (European Norm) tarafından geliştirilmiş olan EN 14511 standardı uygulanarak plakalı ısı geri kazanımlı klima santrali tasarımı yapılmıştır. Dersliğin havalandırılmasını sağlayan klima santralinin hacimsel debisi yapılan hesaplamalar sonucunda 6000 m³/h olarak bulunmuştur. Çalışmada kullanılan; plakalı ısı geri kazanım ünitesi bulunan, %100 taze havalı ve karışım havalı çalışan klima santraline ait deneysel sistem Şekil 4.1'de verilmiştir. Klima santrali kış aylarında dersliğin ısıtmasını binada bulunan sıcak sulu serpantinden (90/70°C) üç yollu oransal vana yardımı ile sağlamaktadır. Üç yollu oransal vana klima santralindeki otomasyon sistemine entegre edilerek dersliğin istenilen sıcaklık değerlerine ulaşmasını sağlamaktadır. Ayrıca klima santralinde yaz aylarında ise ortamın soğutmasını sağlamak için direkt genişmeli serpantin (DX batarya) bulunmaktadır. Direkt genişmeli serpantin çalışma sıcaklık değerleri ise otomasyon sistemi üzerinde ayarlanabilmektedir. Santralde havanın mahale üflemesini ve mahalden egzoz edilmesini sağlayan kayış kasnaklı fanlar kullanılmıştır. Klima santralinde hava hızını ölçmek için kanal tipi çubuklu anemometre kullanılmıştır. Anemometre ile VAV çıkışındaki kanaldan farklı noktalardan TS ISO 5221 standardında dikdörtgen enkesitler yöntemi ile hava hızı ölçülmüştür. Ölçülen hava hızlarının aritmetik ortalaması alınarak kanaldan geçen hacimsel debi miktarı bulunmuştur. Bu yöntem ile sistemde dolaşan hacimsel debi değerlerinin doğruluğunun kontrolü sağlanmıştır. Bağlanan cihazlar santral üzerindeki otomasyon yazılımına tanıtılarak, istenilen şartlarda bir ortam oluşturulmuştur. Şekil 4.2'de klima santralinin bağlantı resmini ve deneylerin yapıldığı dersliği göstermektedir



Şekil 4.1. Klima Santrali Ünitesi

Şekil 4.1’de 1. Taze hava giriş, 2. Karışım ünitesi, 3. Egzoz havası çıkışı 4. Plakalı ısı gerikazanım ünitesi, 5. Filtre, 6.-9. Fan, 7. Sulu ısıtıcı, 8. Soğutucu, 10. Susturucu, 11. Değişken hava debi cihazı (VAV), 12. Mahal üfleme havası, 13. Mahal dönüş havası, 14. Kazan, 15. Dış Ünite (Soğutma grubu)



Şekil 4.2. a) Klima santrali Ünitesi, b) Derslik

Şekil 4.3’de klima santrali üzerinde deney verilerini almak için; sıcaklık-nem ölçer, fark basınç sensörü, CO₂ sensörü, değişken hava hacimli (debili) “VAV” cihazları ve enerji tüketimini ölçen üç fazlı sayaç bağlanmıştır. Plakalı ısı geri kazanımlı klima santralinin dönüş havası kanalı çıkışına CO₂ sensörü bağlanmıştır. Hava kalitesi ölçüm cihazı ile mahalde bulunan kişi sayısına bağlı olarak CO₂ miktarındaki değişimler incelenmiştir. Santralde kullanılan CO₂ sensörü 0-2000 ppm aralığında ölçüm yapmaktadır. Cihazın okuma doğruluğu, ± 90 ppm’dir. Klima santrali çalıştırıldığında;

ortam sıcaklığı 22°C, CO₂ sensörü ise ASHRAE tarafından belirlenen 1000 ppm olarak sabit tutulmuştur. Deney yapılırken klima santrali devrede olmadığına kişi sayısı değişimlerine göre her 5 dakikada bir toplam 150 dakika boyunca veriler alınmıştır. Deneyler alınırken öncelikle derslikte öğrenci olmadığına CO₂ miktarı ölçülmüştür. Daha sonra derslikte 10 öğrenci, 15 öğrenci, 35 öğrenci, 50 öğrenci ve 70 öğrencinin olduğu farklı günlerde hava kalitesi değerleri ölçülmüştür. Çalışma 2018 yılının mart, ekim ve kasım ayının farklı günlerinde kış şartları da göz önüne alınarak yapılmıştır. Dersliğe öğrenciler girdiklerinde ilk iki buçuk saat klima santrali devreye alınmadan CO₂ miktarı ölçülmüştür. Daha sonraki zaman diliminde ise klima santrali her 5 dakikada bir toplam 150 dakika boyunca çalıştırılarak ortamdaki CO₂ miktarı izlenmiştir. Deneyler farklı öğrenci sayılarında klima santrali iç ortam sıcaklığı 22°C ve bağıl nem miktarı %40 değerlerine geldiğinde 150 dakika süresince her 5 dakikada bir önce %100 taze hava ile daha sonra farklı günde %60 taze hava - %40 karışım havası ayarlanarak enerji tüketimleri karşılaştırılmıştır. Alınan sonuçların doğruluğu için deneyler 3 kez tekrarlanarak ortalamaları alınmıştır. Alınan verilerin daha sonra kendi aralarında karşılaştırılması yapılmıştır.



Şekil 4.3. a) CO₂ sensörü, b) Plakalı ısı geri kazanım cihazı, c) Klima santrali ünitesi, d) Karışım ünitesi

4.1. DENEY SETİNDE KULLANILAN ÖLÇÜM CİHAZLARI

Deney setinde kullanılan ölçüm aletlerinin özellikleri ve kullanım amaçlarıyla ilgili bu bölümde bilgiler verilecektir. Çizelge 4.1’de deney setinde kullanılan bazı ölçüm aletlerinin özellikleri verilmiştir.

Çizelge 4.1. Deney setinde kullanılan ölçüm aletlerinin özellikleri.

Ölçü Aleti	Sıcaklık	Nem ölçer	CO ₂ Sensörü	Anemometre	Makel trifaze elektrik sayacı
Çalışma Aralığı	0,+50°C ve -35,+35°C	-40,70°C ve 0- 95% r.h.	AC24, DC 15-35V ve 0-2000ppm	0,1-2,5 m/s	-40°C,+80°C
Hassasiyet	At 0...95 % r.h. ve 23 °C: ±5 %,	At30...70 % r.h. ve 23 °C: ±3 %	23°C'de, 1013 hPa, ± 90 ppm,	±%5+0,03m/s	
Belirsizlik(U)	±0,26°C	±0,50%	±18,20 ppm		±0,58kW/h
Çözünürlük				0,001 m/s	
Anma Akımı					3x10(60)A, 3x10(100)a
Anma Gerilimi					3x220/380V
Frekans					40-60Hz
Sayaç Sabiti					1000imp/kWh, 5000imp/kWh- Doğruluk

Sıcaklık-nem ölçer sensörü

Klima santralinin; mahal taze hava girişine, mahal egzoz havası, dış ortam havası, ısı geri kazanım giriş ve ısı geri kazanım çıkış noktalarına sıcaklık ve nem ölçüm cihazları bağlanarak veriler alınmaktadır.



Şekil 4.4. Sıcaklık nem ölçer sensörü.

CO₂ sensörü

Klima santralinde kullanılan CO₂ Sensörü mahal havası çıkışından hemen sonra bağlanarak ortamdaki öğrenci sayılarındaki değişimlere göre ölçüm almayı sağlamaktadır. Ölçüm cihazının Siemens firması tarafından kalibrasyonu yaptırılarak santral üzerine bağlantısı yapılmıştır.



Şekil 4.5. CO₂ sensörü.

Değişken Debi Ölçüm Cihazı(VAV)

Klima santralinde mahal havası girişine dikdörtgen kesitli TVJ (VAV terminal birimi) Tipi dikdörtgen kesitli değişken debi ölçüm cihazı (VAV) bağlanmıştır. Klima santraline VAV cihazının bağlanmasının en önemli nedenlerinden birisi sistemdeki hava debisinin doğru ölçümünün yapılmasıdır. VAV cihazı bir potansiyometre yardımı ile 0-10 volt aralığında fonksiyonel hava debisi ayarı ile otomasyon sisteminde kontrol edilmektedir. Hava iklimlendirme sistemlerinde hava akışını kontrol etmek, kısıtlamak ve kapatmak kullanılmaktadır.



Şekil 4.6. VAV(Değişken debili hava ölçüm cihazı).

Potansiyometre

Santralde VAV cihazının kontrolünü sağlamak için potansiyometre kullanılmıştır. Potansiyometre sistemde 4 haneli, istenilen ayar değerlerinde 0...10 volt çıkış verebilmektedir. Ayrıca ön panelde bulunan tuş takımlarıyla rampa fonksiyonu zamanı özelliği ve üç kademeli parametre güvenliği rahat biçimde seçilebilir.



Şekil 4.7. Dijital Potansiyometre.

Üç Yollu Oransal Vana:

Üç yollu oransal vana; klima santralinde kazan ısıtma suyunun kontrolüne yönelik olarak sisteme bağlanmıştır. Eşit yüzdesel debi kontrol eğrisi sayesinde otomasyon sisteminden ayarlanan sıcaklık değerlerine göre kazanın çalışmasını sağlayarak hassas çalışma yapılabilmektedir.



Şekil 4.8. Üç yollu Vana (Servmotoru)

Anemometre:

Dijital anemometre ile AMCA 210 standartına uygun dikdörtgen kesitten hava hızı ölçümü yapabilmek için CEM marka DT-1880 dijital anemometre kullanılmıştır. Anemometre ile çok düşük hava hızı ölçümü yapılabilir. Kanal içi ölçümler için

anemometrenin teleskobik yani 90 cm uzayabilen probu bulunmaktadır.



Şekil 4.9. Anemometre

Veri Toplama Cihazı

Klima santralinde deneyler esnasında çok sayıda veri değerini okuyabilmek Şekil 4.10'da gösterilen Siemens pol 63x serisi cihaz kullanılmıştır. Cihaz ile deney verileri ağ üzerinden bilgisayara aktarılarak kaydedilmiştir.



Şekil 4.10. Veri toplama cihazı.

Üç Fazlı Sayaç

Klima santraline, Dx bataryanın çıkışı, klima santralinin çıkışı ve kazanın klima santraline ısıtma suyu sağladığı kısımdaki enerji tüketimlerini ölçmek için; (3x220/380V) arası hassas ölçüm yapan üç fazlı sayaçlar bağlanmıştır. Üç fazlı sayacın teknik özellikleri Çizelge 4.1'de belirtilmiştir



Şekil 4.11.Üç fazlı sayaç.

4.2. TEST EDİLEN KLİMA SANTRALİ

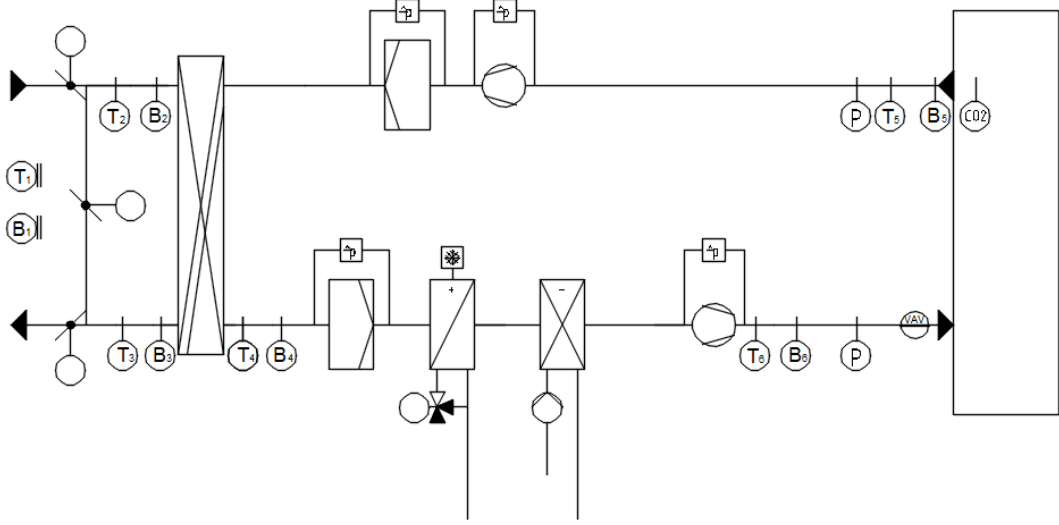
Bu çalışmada, Başkent OSB Teknik Bilimler Meslek Yüksekokulunda bulunan yaklaşık 100 öğrenci kapasiteli dersliğin ısıtma ve soğutmasını sağlayan, hem taze havalı hem de karışım havalı çalışabilen plakalı ısı geri kazanımlı klima santrali incelenmiştir. Klima santralinin teknik özellikleri Çizelge 4.2’de verilmiştir.

Çizelge 4.2 Plakalı ısı geri kazanım klima santrali teknik özellikleri.

Plakalı Isı Geri Kazanımlı Klima Santralinin Teknik Özellikleri	
Tip	Plakalı Isı Geri Kazanımlı Klima Santrali
Model	PKH 50 Std
Radyal Üfleme Fan Motor Gücü	4 kW x 1 Adet (ADH E2-0315)
Radyal Dönüş Fan Motor Gücü	3 kW x 1 Adet (ADH E2-0280)
Sulu Isıtıcı	F 32x28-1/2 C S 20T 2R 1000A 3.2P 6NC
Evaporatör	F 25x22-3/8 C S 20T 2R 1000A 3.2P 6NC
Kondenser	F 25x22-3/8 C G 45T 4R 1385A 1.8P 18NC
Plakalı Isı Geri Kazanım	PWT20-500/920-6.5-BY270
Soğutma Kapasitesi	43 kW
Isıtma Kapasitesi	60 kW
Ses Gücü	85 dBA
Ses Basıncı	66 dBA

4.3. METOT

Kullanılan klima santralinde isteğe göre şartlandırılmış havalandırma ve iklimlendirme tesislerinin kontrolünün sağlanması ve devreye alınması sağlanmaktadır. Klima santralinde kullanılan otomasyon sisteminde verileri okuduğu cihazların bağlantı noktaları Şekil.4.12 de gösterilmiştir.



Şekil 4.12. Klima santrali otomasyon şeması.

Şekil 4.12’de T₁. Taze hava giriş sıcaklığı, T₂. Isı geri kazanım giriş sıcaklığı, T₃. Egzoz havası çıkış sıcaklığı, T₄. Isı geri kazanım mahal çıkış sıcaklığı, T₅. Mahal dönüş havası sıcaklığı, T₆. Üfleme havası sıcaklığı, B₁. Taze hava giriş bağıl nem, B₂. Isı geri kazanım giriş bağıl nem, B₃. Egzoz havası çıkış bağıl nem, B₄. Isı geri kazanım mahal çıkış bağıl nem, B₅. Mahal dönüş havası bağıl nem B₆. Üfleme havası bağıl nem, H₁. CO₂ sensörü, P₁. Üfleme havası fark basınç sensörü, P₂. Mahal dönüş havası fark basınç sensörü.

Bütün sistemin istenilen rejim şartlarına ulaştıktan sonra, ayarlanan deney şartlarında veri alma işlemi başlatılmıştır. Deney verileri, standartlara uygun olarak minimum 60 dakikadan az olmamak kaydı ile 150 dakika süresince her 5 dakikada bir bilgisayar ortamında kaydedilmiştir. Çizelge 4.3’de belirtilen tolerans değerlerinin dışında kalanlar, deneyler süresince alınan değerlerden elenmiştir.

Çizelge 4.3. EN14511 standardına göre test toleransları [76].

	Ölçüm tolerans değerleri	Ortalama değerlerin toleransı
Hava kuru termometre sıcaklığı [°C]	± 0,2 K	± 0,3 K
Hava yaş termometre sıcaklığı [°C]	± 0,4 K	± 0,4 K
Hacimsel debisi [m ³ /s]	± % 5	± % 5
Statik basınç farkı [Pa]	± 5 Pa ($\Delta p \leq 1000$ Pa)	± % 1
Kompresör çıkışında basınç [kPa]	± % 1	0,5
Likid sıvı sıcaklığı [°C]	± 0,5 K	± 1 K
Doymuş buhar noktası sıcaklığı [°C]	± 0,5 K	± 0,5 K
Elektrik gücü [W]	± % 1	-
Gerilim [V]	± % 5	± % 4
Akım [A]	± % 5	-
Elektrik enerjisi [kWh]	± % 1	-

4.4. DENEY SONUÇLARININ ANALİZİ

Deneyle süresince alınan veriler ile, mahaldeki kişi sayıları değiştiğinde CO₂ miktarı ve klima santralının harcadığı güçler karşılaştırılmıştır, klima santralının hava debisi, plakalı ısı geri kazanım cihazının sıcaklık ve enerji verimliliği, ekserji verimliliği ile soğutma ve ısıtma kapasitesi hesaplanmıştır.

4.4.1. Klima Santralının Hava Hacimsel Debisinin Hesaplanması

Klima santralin hacimsel debisi, kanaldan geçen havanın hızı ile kesit alanları hesaplanarak belirlenmiştir. Eş. 4.1’de kanaldaki havanın hacimsel debisinin denklemi verilmiştir [47].

$$\dot{V}_n = AxV \quad (4.1)$$

Burada;

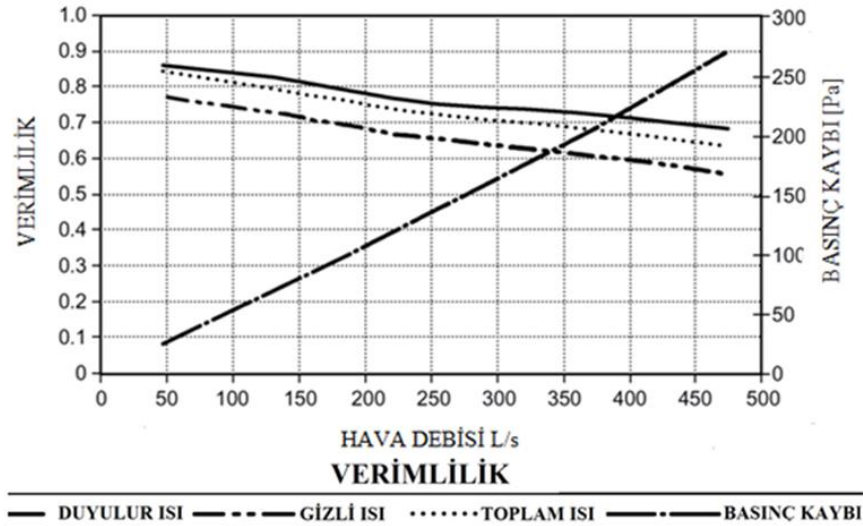
\dot{V}_n : Kanaldan geçen havanın hacimsel debisi [m³/s]

A : Kanalın alanı [m²]

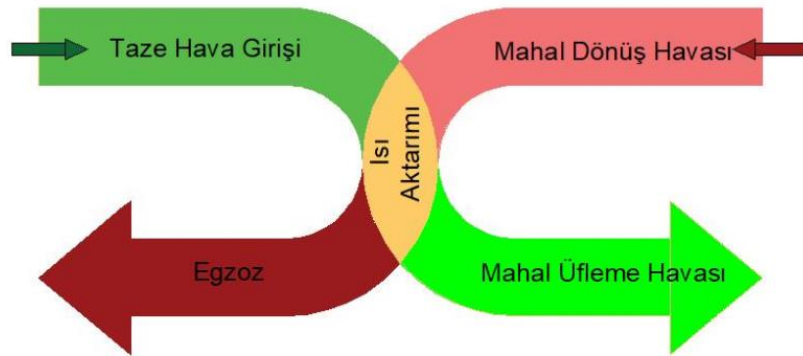
V : Havanın hızı [m/s]

4.4.2. Plakalı Isı Geri Kazanım Enerji Veriminin Hesabı

Isı geri kazanım verimliliği ve sıcaklık verimliliği Eş. 4.2 ve Eş. 4.3’de verilen denklemlerde hesaplanmıştır. Bununla birlikte Şekil 4.13’de duyulur ısı, gizli ısı, toplam ısı ve basınç kayıpları eğrilerini göstermektedir. Plakalı ısı geri kazanım ünitelerinde verimlilik hava hızı, kanat aralığı, basınç kaybı ve kanat yüzey formu ile bağlantılıdır. Şekil 4.13’e bakıldığında uygulamaya yönelik klima santrallerinde verimliliğin % 55 civarında tutulması, yüzey alın hızı 3-3,5 m/s’dir. Aynı zamanda cihaz bypass halinde don riski durumlarında ve basınç kaybında ise 100 ~ 250 Pa aralığında tutulması ve 300 Pa’m üstüne çıkılması istenilmemektedir [9,37]. Şekil 4.14’ de plakalı ısı geri kazanım ünitelerinde verimlilik hesabında kullanılmak üzere ısı aktarım döngüsü gösterilmektedir.



Şekil 4.13 Ashrae’ye göre plakalı eşanjör verimliliği [22].



Şekil 4.14. Plakalı ısı geri kazanım verimliliği.

Sıcaklık verimliliği;

$$T_{eff} = \frac{T_{dç} - T_{dg}}{T_{ig} - T_{dg}} \quad (4.2)$$

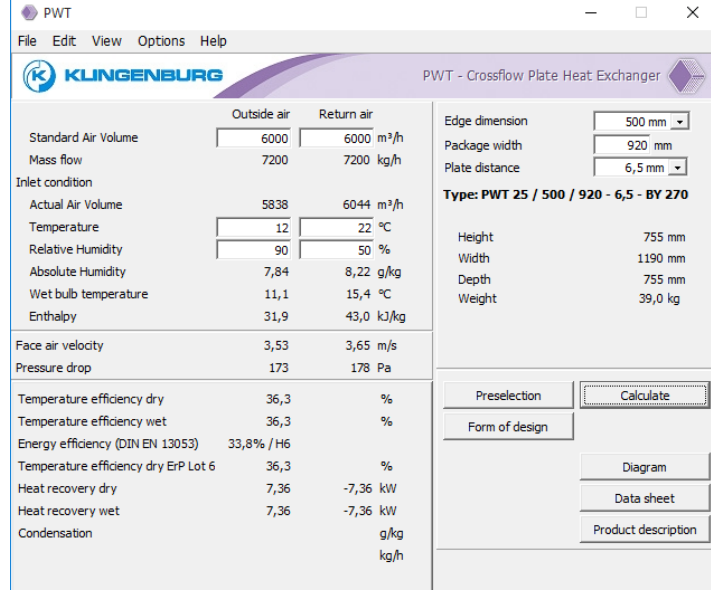
Eşitlik 1’de T_{eff} : Sıcaklık verimliliği, T_{ig} : Mahal hava giriş sıcaklığı, T_{dg} : Dış hava giriş sıcaklığı, $T_{dç}$: Dış hava çıkış sıcaklığı olarak verilmektedir [22].

Enerji verimliliği;

$$h_{eff} = \frac{h_{dç} - h_{dg}}{h_{ig} - h_{dg}} \quad (4.3)$$

Eşitlik 2’de h_{eff} : Enerji verimliliği, h_{ig} : Mahal havası giriş entalpisi, h_{dg} : Dış hava giriş entalpisi, $h_{dç}$: Dış havası çıkış entalpisi olarak belirtilmiştir [22].

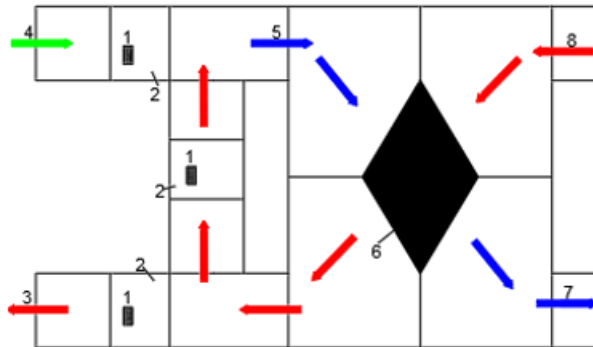
Yapılan çalışmada, deney verileri alınmadan önce klima santrali istenilen rejim şartlarına geldikten sonra değerler alınmaya başlanmıştır. Deney cihazından veriler, her 5 dakikada bir 150 dakika süresince farklı günlerde alınmıştır. Klima santralinde bulunan plakalı ısı geri kazanımı cihazının enerji verimliliği ve sıcaklık verimliliği incelenmiştir. Farklı günlerde alınan değerlerin ortalamaları alınarak plakalı ısı geri kazanım cihazının ortalama sıcaklık verimliliği ve ortalama enerji verimliliği değerleri hesaplanmıştır. Ayrıca ısıtma testlerinde kullanılan dış hava koşulları ve iç hava şartları EUROVENT sertifikalı KLINGENBURG firmasına ait Şekil 4.15’deki plakalı ısı geri kazanım seçim programında, klima santralinde kullanılan plakalı ısı geri kazanım cihazının özellikleri tanımlanarak enerji verimliliği ve sıcaklık verimliliği bulunmuştur.



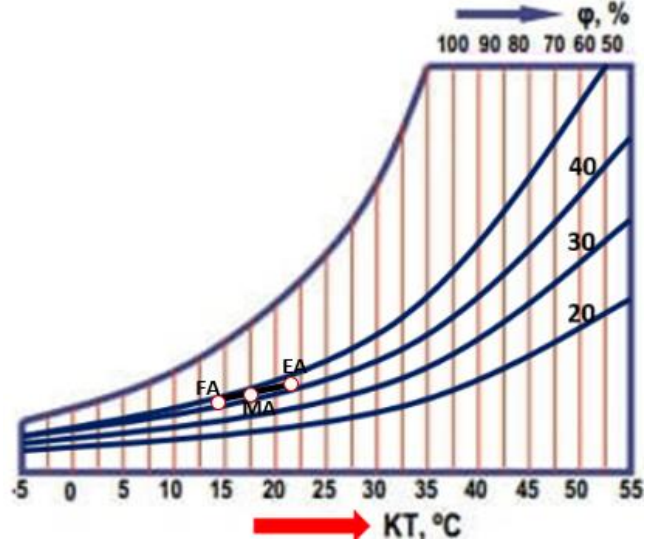
Şekil 4.15. Klingsburg seçim programı

4.4.3. Psikrometrik Analiz

İklimlendirme uygulamalarında adyabatik karıştırma işlemi, sıklıkla psikrometrik özelliklere sahip en az iki hava akışının karıştırılarak yeni özellikte hava elde edilmesi olayıdır. İklimlendirme santrallerinde, ortam içindeki hava ile atmosferden alınan taze hava karıştırılıp tekrar mahale gönderilir [47]. Bu sayede; hem mahalın havası taze tutulmuş olur, hem de mahal içindeki hava kullanıldığı için enerji tasarrufu yapılmaktadır. Şekil 4.16'da karışım havası ünitesinde; yeşil ok: taze hava girişi, kırmızı ok: egzoz havası ve mavi ok: karışım havasını tanımlamaktadır. Ayrıca Şekil 4.17'de karışım havasının psikrometrik diyagramında; FA: Taze hava, EA: Mahal dönüş havası, MA: Karışım havası olarak gösterilmektedir.



Şekil 4.16. Karışım havası ünitesi.



Şekil 4.17. Karışım havası psikrometrik diyagramı.

Şekil 4.16' da karışım havası üzerinde; 1. Karışım damper motoru, 2. Karışım damperi, 3. Egzoz havası, 4. Taze hava, 5. Karışım havası, 6. Plakalı ısı geri kazanım cihazı, 7. Mahal üfleme havası, 8. Mahal dönüş havası. olarak tanımlanmıştır.

Kuru havanın kütle dengesi (süreklilik denklemi):

$$\dot{m}_{h,FA} + \dot{m}_{h,EA} = \dot{m}_{h,MA} \quad (4.4)$$

Su buharının kütle dengesi (süreklilik denklemi):

$$\omega_{FA} * \dot{m}_{h,FA} + \omega_{EA} * \dot{m}_{h,EA} = \omega_{MA} * (\dot{m}_{h,FA} + \dot{m}_{h,EA}) \quad (4.5)$$

Enerji dengesi (termodinamiğin 1. yasası):

$$h_{FA} * \dot{m}_{h,FA} + h_{EA} * \dot{m}_{h,EA} = h_{MA} * \dot{m}_{h,MA} \quad (4.6)$$

Ekserji dengesi (termodinamiğin 2. yasası):

$$\dot{E}x_{FA} + \dot{E}x_{EA} - \dot{E}x_{MA} = \dot{E}x_{yok\ olan} \quad (4.7)$$

Enerji verimi (termodinamiğin 1. yasası):

$$\eta = \frac{h_{MA} * \dot{m}_{h,MA}}{h_{FA} * \dot{m}_{h,FA} + h_{EA} * \dot{m}_{h,EA}} \quad (4.8)$$

Ekserji verimi (termodinamiğin 2. yasası) [73].

$$\psi = \frac{\dot{E}x_{MA}}{\dot{E}x_{FA} + \dot{E}x_{EA}} \quad (4.9)$$

Karışımın Sıcaklığı:

$$T_{MA} = \frac{\dot{m}_{FA} * T_{FA} + \dot{m}_{EA} * T_{EA}}{\dot{m}_{FA} + \dot{m}_{EA}} \quad (4.10)$$

4.4.4. Isıtma Kapasitelerinin Hesaplanması

Sistemin ısıtma kapasitesi aşağıdaki eşitlikten bulunabilir [23].

$$\dot{Q}_I = \dot{V} * \rho * C_p * |t_{üf} - t_{lgkç}| \quad (4.11)$$

Aynı zamanda klima santralının toplam ısıtma verimi ise Eş 4.12'den hesaplanabilir.

$$n = \frac{(\dot{Q}_I + \dot{Q}_{ISGK})}{\dot{Q}_K + \dot{Q}_{KAZ} + q * C_v} \quad (4.12)$$

Bu eşitliklerde;

\dot{V} : Klima santralinde havanın hacimsel debisi, [m³/h]

\dot{Q}_I : Toplam ısıtma kapasitesi, [kWh]

\dot{Q}_{ISGK} : Plakalı Isı geri kazanım ünitesinden elde edilen kazanç, [kWh]

ρ : Havanın yoğunluğu, [kg/m³]

C_p : Havanın sabit basınçta ısı kapasitesi, [kJ/kg°C]

$t_{üf}$: Mahale giren havanın sıcaklığı, [°C]

$t_{lgkç}$: Plakalı ısı geri kazanım çıkış sıcaklığı, [°C]

n : Klima santralının ısıtma kapasitesi verimi,

\dot{Q}_K : Klima santralinde fanların harcadığı enerji, (kWh)

\dot{Q}_{KAZ} : Kazanın harcadığı enerji, (kWh)

q : Kazanın harcadığı doğalgaz miktarı, (m³/h)

C_v : Doğalgazın alt ısıl değeri, (8250 kcal/m³)

4.4.5. Fan Gücü Hesabı

Klima santralindeki fanın harcadığı güç Eşitlik 4.13' de hesaplanmaktadır [48].

$$\dot{P}_L = \frac{\dot{V} \cdot \Delta P_t}{3600 \cdot 102 \cdot \eta} \quad (4.13)$$

Burada;

\dot{P}_L : Fan gücü, [kW]

\dot{V} : Klima santralinde havanın hacimsel debisi, [m³/h]

ΔP_t : Toplam basınç farkı, [mmSS]

η : Fan verimi,

Klima santralinde kullanılan kayış kasnaklı radyal fanların özelliklerine göre fan verimleri %59 alınmıştır.

4.4.6. Soğutma Kapasitesi ve EER Hesabı

Klima santralinde yaz şartlarında toplam soğutma kapasitesinin hesaplanması Eşitlik 4.14'de gösterilmiştir.

$$\dot{Q}_S = \dot{V} * \rho * |h_{üf} - h_{lgkç}| \quad (4.14)$$

Burada;

$h_{üf}$: Mahale giren havanın entalpisi, [kJ/kg]

$h_{lgkç}$: Plakalı ısı geri kazanım çıkış entalpisi, [kJ/kg]

Klima santrallerinde sistemin soğutma verimliliği EER' (Enerji Etkinlik Oranı)den hesaplanmaktadır. Eşitlik 4.15 incelendiğinde evaporatörde yapılan işin kompresörde yapılan işe oranı EER'dir [15].

$$EER = \frac{\dot{Q}_S + \dot{Q}_{ISGK}}{\dot{W}} \quad (4.15)$$

Burada;

EER : Enerji etkinlik oranı

\dot{Q}_S : Toplam soğutma kapasitesi, [kWh]

\dot{W} : Toplam harcanan enerji (fan motorları, kompresörler), [kWh]

\dot{Q}_{ISGK} : Plakalı Isı geri kazanım ünitesinden elde edilen kazanç, [kWh]

4.4.7 Belirsizlik Analizi

Deneyisel çalışmalarda genellikle ölçümler alınırken kullanılan ölçüm cihazlarında hatalar olabilir. Oluşabilecek hataların en aza indirilebilmesi için ölçüm cihazlarının hassasiyetleri göz önünde bulundurularak belirsizlik analizi yapılmalıdır. Bu çalışmada yapılan deneylerdeki; CO₂ ve Sıcaklık-Nem ölçüm değerlerindeki hata oranlarının tespiti için belirsizlikleri Eşitlik 4.16-20’de hesaplanarak yapılmıştır.

$$X_m = \frac{1}{N} \sum X_i \quad (4.16)$$

$$V = \frac{1}{(N-1)} \sum (X_i^2 - X_m^2) \quad (4.17)$$

$$S = \sqrt{V} \quad (4.18)$$

$$a = \frac{1}{\sqrt{N}} \quad (4.19)$$

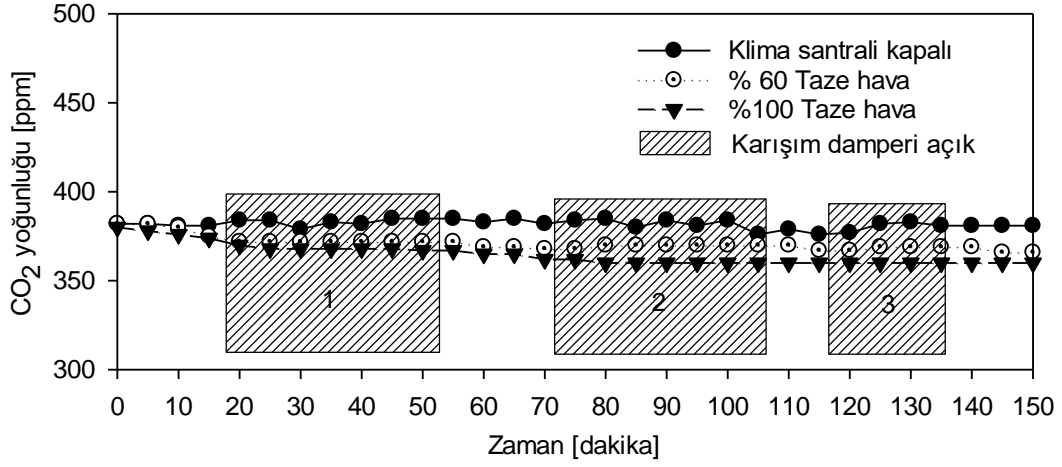
$$U = \sqrt{\sum_{i=1}^R a_i^2 \cdot S_i^2} \quad (4.20)$$

Eşitlikte; “X_m” ölçüm değerlerinin aritmetik ortalaması, “X_i” ölçüm değerleri, “a” hassasiyet değeri, “N” toplam ölçüm sayısı, “S” standart sapma, “V” varyans değeri ve “U” ise belirsizlik değeridir [71,72,74]. Yapılan hesaplamalar sonucunda deneylerde kullanılan bazı ölçüm cihazlarının hassasiyet değerleri Çizelge 3.1’de gösterilmiştir.

BÖLÜM 5

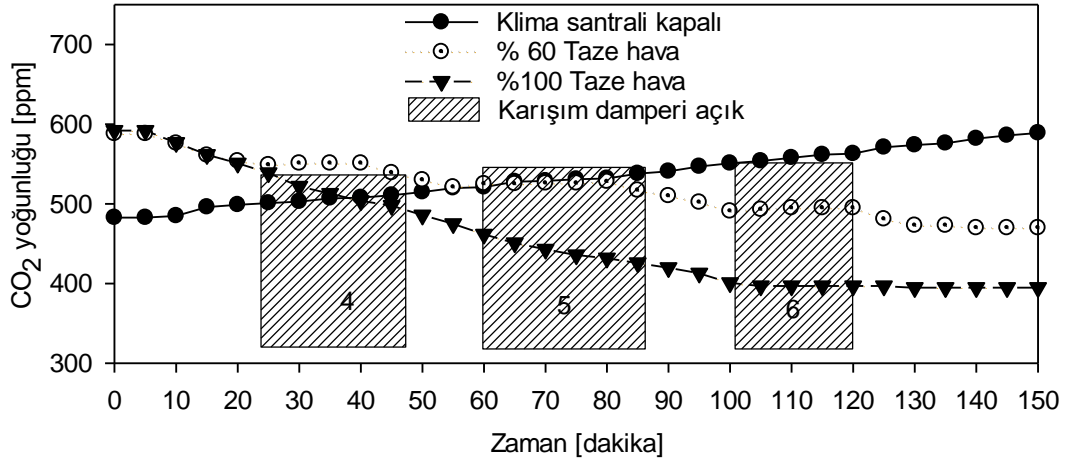
DENEY SONUÇLARI VE TARTIŞMA

Şekil 5.1'de derslikte öğrenci olmadığında mart ayında ölçümler yapılmıştır. Derslikte klima santrali devreye alınmadan 150 dakika boyunca CO₂ miktarı kaydedilmiş olup Şekil 5.1'de gösterilmiştir. Daha sonra klima santrali devreye alınarak 150 dakika süresince CO₂ miktarı kaydedilmiştir. Farklı bir günde derslikte öğrenci olmadığında klima santrali çalıştırılmadan yine 150 dakika boyunca CO₂ miktarı kaydedilmiş olup, daha sonra klima santrali bu kez %60 taze havalı çalıştırıldığında CO₂ miktarı belirlenmiştir. Şekil 5.1'de klima santrali çalıştırılmadığında derslikte farklı günlerde alınan CO₂ miktarlarının ortalaması alınarak gösterilmiştir. Deneyler esnasında derslikte kapı ve pencereler kapalı tutulmuştur. Derslikte öğrenci olmadığı deney şartlarında, klima santrali kapalı, %100 taze havalı ve %60 taze havalı olduğu durumlarda CO₂ miktarı ASHRAE tarafından önerilen 1000 ppm değerinin altında kaldığı görülmektedir. Şekil 5.1'de klima santrali %60 taze havalı çalıştığında karışım ünitesi yaklaşık 95 dakika süresince devrede kalmıştır. Bundan dolayı derslikte öğrenci olmadığında karışım havası oranı artırıldığında enerji tüketim miktarının azalacağı ve CO₂ miktarının çok fazla değişmeyeceği görülmüştür.



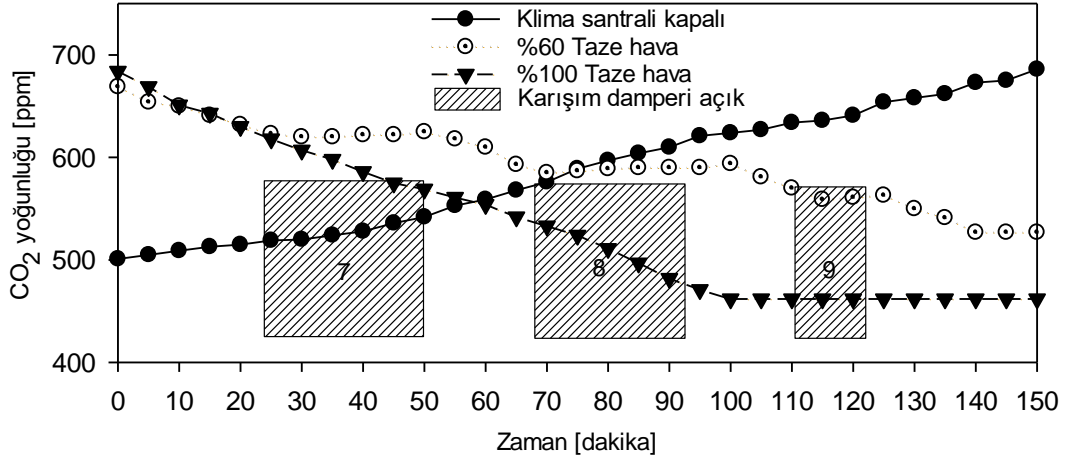
Şekil 5.1. Sınıfta öğrenci olmadığında, klima santralinde CO₂ (ppm) değişiminin ve karıştırma damperinin çalıştığı zamanın gösterimi.

Şekil 5.2.'de deneyler derslikte 10 öğrenci olduğunda ölçümler alınmıştır. Derslikte deneyler öncelikle klima santrali çalıştırılmadan 150 dakika boyunca CO₂ miktarındaki değişimler incelenmiştir. Daha sonra klima santralinin %100 taze hava ile çalıştırıldığında 150 dakika süresince ortamdaki CO₂ miktarı ölçülmüştür. Deneyler derslikte farklı bir günde 10 öğrenci için klima santrali %60 taze havalı çalıştırıldığında CO₂ yoğunlukları kaydedilmiştir. Yapılan ölçümler sonucunda derslikte 10 öğrenci olduğunda klima santrali çalışmadığında CO₂ miktarı ortalama 590 ppm, klima santrali %100 taze hava ile çalıştırıldığında CO₂ miktarı 395 ppm ve klima santrali %60 taze havalı çalıştırıldığında CO₂ miktarı 470 ppm olarak görülmüştür. Derslikte 10 öğrenci olduğunda yine CO₂ miktarının ASHRAE standartlarının altında olduğu belirlenmiştir. Şekil 5.2.'de klima santrali karışım havalı çalıştırıldığına karışım ünitesinin, derslikte öğrenci olmadığı durumdan daha geç devreye girdiği anlaşılmaktadır. Derslikte öğrenci olduğunda klima santrali karışım ünitesinde devrede olduğu sürede azaldığından santralin harcadığı enerjinin daha fazla olduğu belirlenmiştir. Aynı zamanda derslikte 10 öğrenci olduğunda karışım ünitesi farklı aralıklarla yaklaşık 75 dakika devrede kalmıştır.

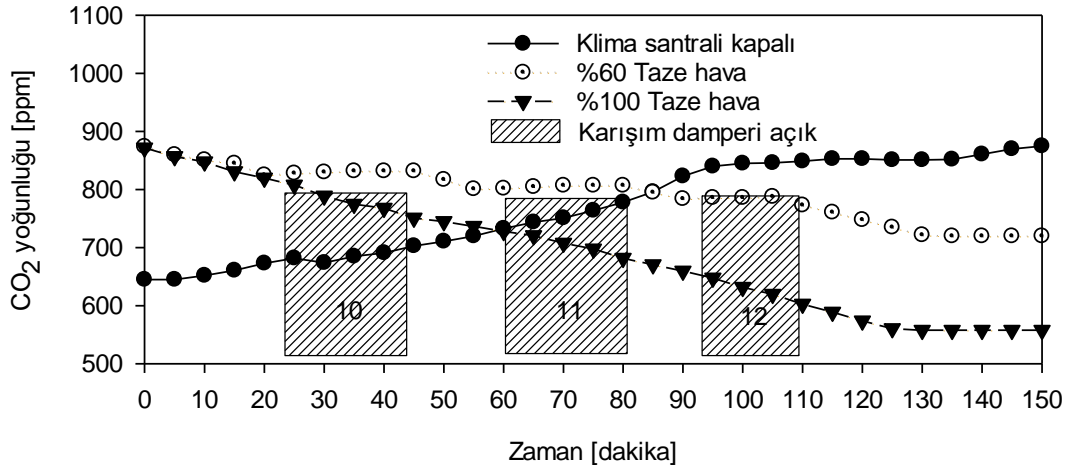


Şekil 5.2. Sınıfta 10 öğrenci olduğunda, klima santralinde CO₂ (ppm) değişiminin ve karıştırma damperinin çalıştığı zamanın gösterimi.

Şekil 5.3. ve Şekil 5.4'de derslikte 15 öğrenci ve 35 öğrencinin olduğu zamanlarda deneyler yapılmıştır. Deneyler derslikte öğrenci olmadığı ve 10 öğrenci olduğunda yapılan kriterler esas alınarak CO₂ miktarı kaydedilmiştir. Derslikte 15 öğrenci olduğunda klima santrali çalıştırılmadığında CO₂ miktarı ortalaması 683 ppm, klima santrali %100 taze hava ile çalıştırıldığında 462 ppm, klima santrali bu kez %60 taze havalı çalıştırıldığında CO₂ miktarı 527 ppm olarak alınmıştır. Derslikte 35 öğrenci olduğunda ise klima santrali çalışmadığında CO₂ miktarı ortalaması 877 ppm, klima santrali %100 taze hava ile çalıştırıldığında 558 ppm ve klima santrali %60 taze havalı çalıştırıldığında CO₂ miktarı 720 ppm kaydedilmiştir. CO₂ miktarı hem 15 öğrencinin olduğu sınıfta hem de 35 öğrencinin olduğu sınıfta deneyler süresince klima santrali devrede olmadığı ASHRAE standartlarının üzerine çıkmadığı gibi klima santrali devreye girdiğinde azaldığı görülmektedir. Bununla birlikte klima santrali %100 taze havalı çalıştığında derslikteki CO₂ miktarının daha düşük olduğu fakat klima santrali %60 taze havalı çalıştığında CO₂ miktarının standartların altında olduğu ve %100 taze havalı çalışan klima santraline göre daha az enerji harcadığı belirlenmiştir. Aynı zamanda Şekil 5.3 ve Şekil 5.4'de derslikteki öğrenci sayısı farklılığı incelendiğinde, karışım ünitesinin, 35 öğrencinin olduğu deney şartlarında daha az devreye girdiği görülmektedir.



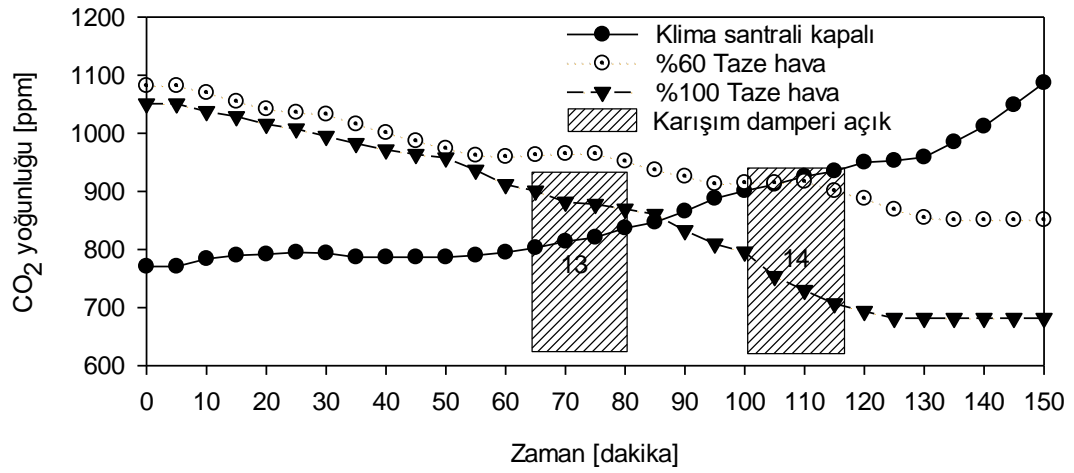
Şekil 5.3. Sınıfta 15 öğrenci olduğunda, klima santralinde CO₂ (ppm) değişiminin ve karıştırma damperinin çalıştığı zamanın gösterimi.



Şekil 5.4. Sınıfta 35 öğrenci olduğunda, klima santralinde CO₂ (ppm) değişiminin ve karıştırma damperinin çalıştığı zamanın gösterimi.

Şekil 5.5.'de derslikte 50 öğrenci olduğunda ölçümler alınmış olup, klima santrali çalıştırılmadığında yaklaşık 120 dakika sonunda CO₂ miktarı ASHRAE standartı 1000 ppm'in üstüne çıktığı görülmektedir. Aynı zamanda klima santrali çalışmadığı süre içerisinde CO₂ miktarı ortalaması 1089 ppm olarak kaydedilmiştir. Bununla birlikte klima santrali %100 taze hava ile çalıştığında CO₂ miktarı 682 ppm, klima santrali %60 taze havalı çalıştığında derslikteki CO₂ miktarı 851 ppm olarak değişmiştir. Şekil 5.5.'de görüldüğü gibi derslikte 50 öğrenci olduğunda karışım ünitesi damperini ilk olarak 60 dakikanın üzerine çıktıktan sonra devreye girmiştir. Deneylerin sonundada

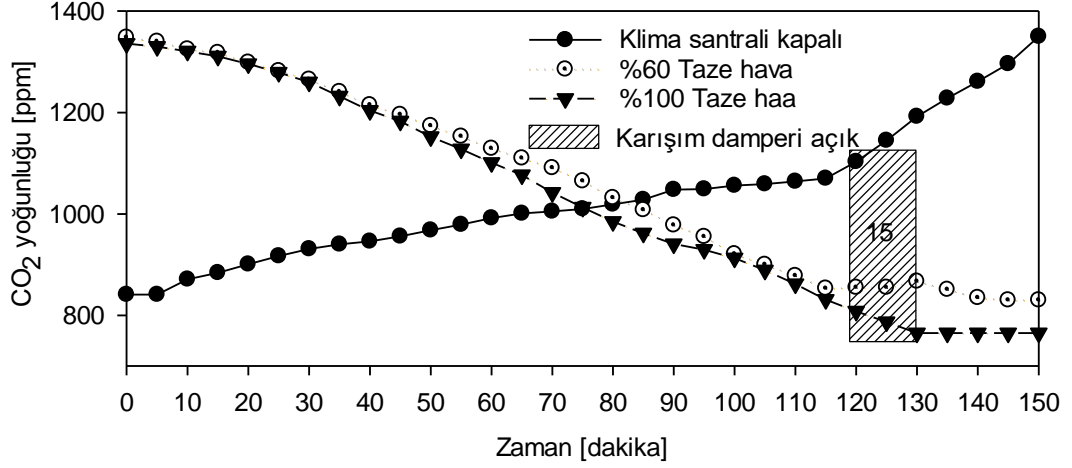
yaklaşık 40 dakika devrede kalmış olup, Şekil 5.5’de karışım damperinin devreye girdiği zaman dilimleri 13, 14 numaralı kutularda gösterilmiştir. Klima santrali %100 taze havalı çalıştığına derslikteki CO₂ miktarının ASHRAE standartının altına % 60 taze havalı çalışan klima santraline göre daha kısa sürede düştüğü görülmektedir. Klima santrali %60 taze havalı çalıştığına 50 öğrenci derslikte olduğunda CO₂ miktarının 1000 ppm altına düşme süresi uzun olduğu için, iç hava kalitesinin iyileştirilmesi için klima santrali %80 taze havalı çalıştırılması faydalı olacaktır.



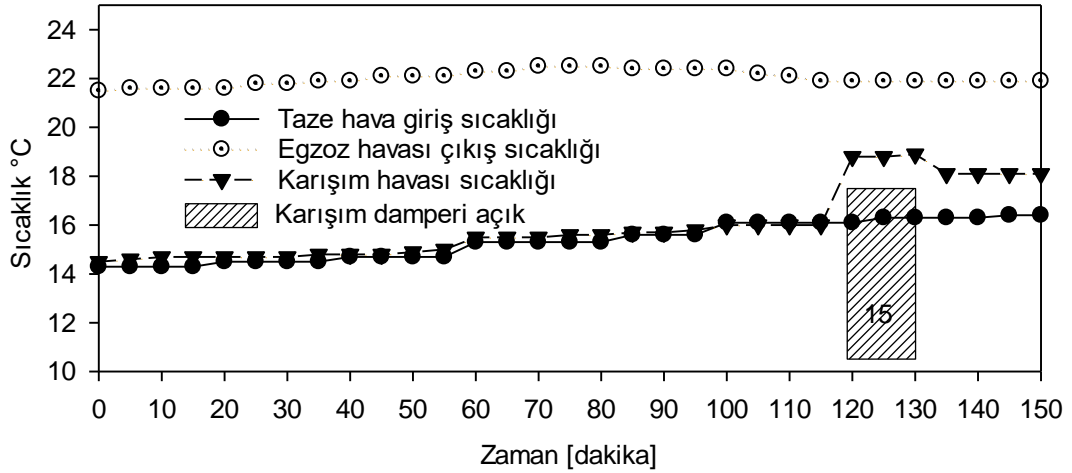
Şekil 5.5. Sınıfta 50 öğrenci olduğunda, klima santralinde CO₂ (ppm) değişiminin ve karıştırma damperinin çalıştığı zamanın gösterimi.

Şekil 5.6.’da derslikte 70 öğrenci olduğunda, klima santrali çalıştırılmadığında CO₂ miktarı 1350 ppm olarak ölçülmüştür. Arkasından öğrenciler derslikte iken klima santrali %100 taze hava ile çalışması ayarlanarak, 150 dakikanın sonunda ortamdaki CO₂ miktarının 765 ppm’e kadar düşmüştür. Farklı bir günde ise sınıfta 70 öğrenci olduğunda klima santrali çalıştırılmadan CO₂ miktarı bu kez 1345 ppm ölçülmüştür. Daha sonra klima santrali %60 taze havalı çalıştırılarak 150 dakika sonunda derslikte CO₂ miktarı 889 ppm olarak değişmiştir. Şekil 5.6.’da karışım damperinin devreye girdiği zaman dilimleri 15 numaralı alanlarda gösterilmiştir. Klima santralinde, karışım damperi %60 taze havalı deneyin yapıldığı süreçte yaklaşık 20 dakika devrede kalmıştır. Özellikle derslikte öğrenci sayısı 70 olduğunda, ortamın CO₂ miktarının 1300 ppm üzerine çıkmasından dolayı karışım damperinin daha az devreye girdiği görülmektedir. Özellikle CO₂ ölçüm değerlerinin gösterildiği şekillerde, klima santrali

çalışırken karışım damperinin devreye girdiği anlarda CO₂ miktarının sabit kaldığı ya da çok az yükseldiği görülmektedir.



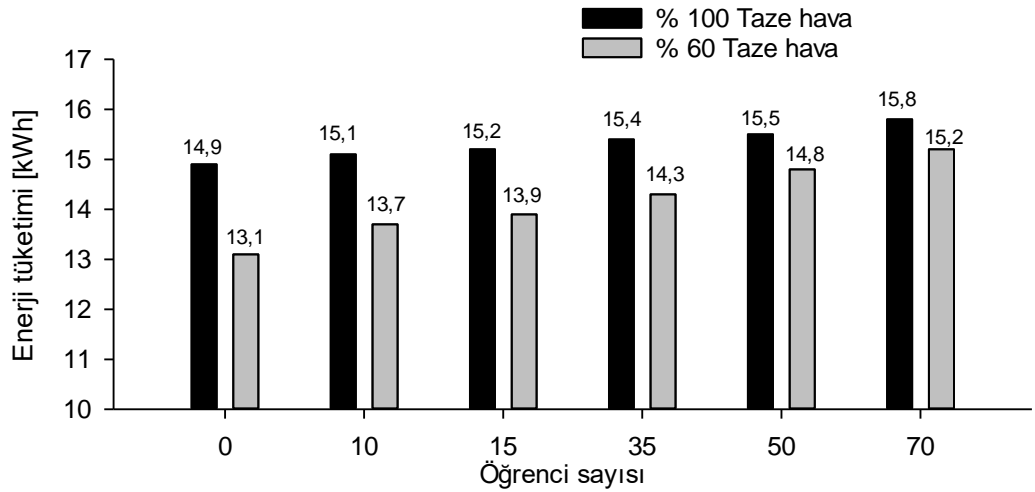
Şekil 5.6. Sınıfta 70 öğrenci olduğunda, klima santralinde CO₂ (ppm) değişiminin ve karıştırma damperinin çalıştığı zamanın gösterimi.



Şekil 5.7. Sınıfta 70 öğrenci olduğunda, karışım damperinin devreye girdiğinde sıcaklık değişiminin gösterimi.

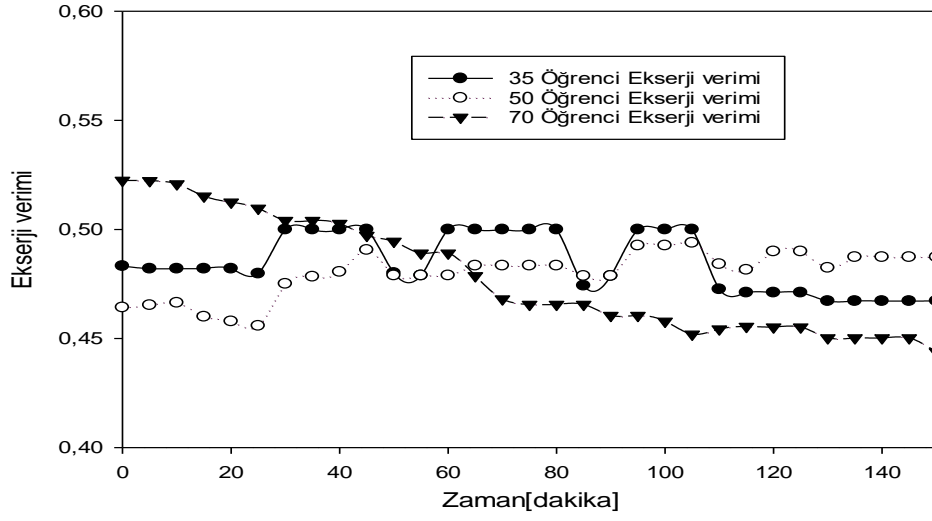
Şekil 5.7.'de derslikte 70 öğrenci olduğunda klima santrali %60 taze hava ile çalıştırıldığında, karışım damper motoru yaklaşık 120 dakika sonra devreye girmiştir. Klima santralinde CO₂ sensörü, dersliğin CO₂ miktarı 1000 ppm üstünde olduğunda %100 taze havalı olarak çalıştırılmaya ayarlanmıştır. Bundan dolayı karışım damperini 15 numaralı alanda devreye girmiştir. Karışım damperini devreye girdiğinde egzoz

havası ve taze hava karıştırılarak karışım havası elde edilmiştir. Karışım damperi devrede olduğunda psikrometrik analiz yapılarak karışım havası sıcaklığı 17,6°C olarak hesaplanmıştır. Klima santralinde karışım havası oluşturulduğunda, hava plakalı ısı geri kazanıma girmeden önce ön ısıtma yapıldığı görülmektedir. Bu sayede klima santrali %60 taze havalı çalıştığında, %100 taze havalı çalıştığı duruma göre daha az enerji tüketimi yaptığı hesaplanmıştır. Ancak bu durumda plakalı ısı geri kazanım cihazının veriminin düştüğü görülmüştür.



Şekil 5.8. Klima santrali devrede olduğu durumda derslikteki farklı sayıdaki öğrenciler için enerji tüketim miktarları.

Şekil 5.8.'de Klima santralinin, farklı öğrenci sayılarında %100 taze havalı ve %60 taze havalı çalıştırıldığında harcadığı enerji tüketim değerlerini göstermektedir. Klima santrali %100 taze havalı çalıştırıldığında, derslikte öğrenci yok iken 14,9 kWh enerji tüketmektedir. Ayrıca klima santrali farklı bir günde derslikte öğrenci olmadığında bu kez %60 taze havalı çalıştırıldığında 13,1 kWh enerji tüketmiştir. Şekil 4.8'de derslikte öğrenci olmadığında ve karışım damperi ile çalıştırıldığında 150 dakika sonunda klima santralinin en az enerjiyi tükettiği görülmektedir. Karışım damperi derslikte 70 öğrencinin olduğu durumda daha az devrede kaldığı için, klima santralinin %100 taze havalı çalıştığı zamanda harcadığı enerji tüketim miktarı birbirine oldukça yakın çıkmıştır. Aynı zamanda derslikte 70 öğrenci olduğunda karışım damperi ayarlanarak ölçümler yapıldığında ise klima santralinin en fazla enerji tüketimini harcadığı görülmektedir.



Şekil 5.9. Farklı öğrenci sayılarında klima santrali ekserji verimi.

Şekil 5.9’ da gösterildiği gibi ekserji verimliliği 35, 50 ve 70 öğrencinin derslikte olduğunda ve klima santralinin %60 temiz hava ile çalıştığı ve rejime ulaştıktan sonra her 5 dakikada bir alınan veriler için 150 dakika süresince hesaplanmıştır. Şekil 5.9’ da görüldüğü gibi karışım ünitesinin devreye girdiği zamanlarda ekserji verimliliği artmaktadır. Farklı öğrenci sayıları içerisinde hesaplamalara bakıldığında, karışım ünitesi devreden çıktığı zamanlarda ise ekserji verimliliğinin azaldığı görülmektedir. 35 öğrencinin derslikte olduğu deney şartlarında karışım ünitesi devrede iken ekserji verimliliği ortalaması %50 iken, karışım ünitesi devrede olmadığı ise ekserji verimliliği ortalaması %46 olarak hesaplanmıştır.

BÖLÜM 6

SONUÇ VE ÖNERİLER

Yapılan deneysel çalışma sonrasında elde edilen sonuçlar aşağıda maddeler halinde verilmiştir.

- Klima santrali devreye girmeden önce daha yüksek olan CO₂ miktarı, klima santrali devreye girdiğinde düşüş göstermiştir. Yapılan deneylerde klima santralinin hem %100 taze havalı hem de %60 taze havalı çalıştığında derslikteki kişi sayısı artış gösterse bile CO₂ miktarının düştüğü görülmektedir.

- Enerji tüketimini gösteren Şekil 5.8.'deki tüm değerler incelendiğinde, % 100 taze hava ayarlanarak çalıştırılan klima santralinin, % 60 taze hava ve % 40 karışım havası ile çalıştırılan klima santraline göre enerji tüketiminin daha yüksek olduğu görülmektedir. Buna göre, % 60 taze hava ve % 40 karışım havası ile çalışan santral, sınıfta öğrenci olmadığında % 100 taze havayla çalışan santralden % 12 daha az enerji tüketmiştir. Ayrıca, hava kontrol ünitesi % 60 taze hava ve % 40 karışım havası ile çalıştırıldığında; Sınıflarda 10 öğrenci % 9, 15 öğrenci % 8.5, 35 öğrenci % 7, 50 öğrenci % 4.6 ve 70 öğrenci % 100 temiz hava ile çalışan tesisten % 3.8 daha az enerji tüketmektedir.

- Yapılan çalışmada, derslikte öğrenci sayılarının 50 ve 70 olduğunda ve klima santrali çalıştırılmadığında belirli süre zarfı içerisinde sınıfın hava kalitesinin 1000 ppm'in üzerine çıktığı ve havalandırmasının yetersiz olduğu görülmektedir.

- Klima santralinde kullanılan plakalı ısı geri kazanım cihazının sıcaklık verimliliği %57, enerji verimliliği ise %45,97 olarak bulunmuştur. Plakalı ısı geri kazanım cihazının klima santraline 7,36 kW enerji tasarrufu yaptığı yapılan hesaplamalarda belirlenmiştir. Bulunan bu değerler ışığında, klima santralinde bulunan plakalı ısı geri kazanım cihazı sistem çalıştığı zamanlarda genel enerji tüketimini azaltmakta faydalı olduğu görülmektedir. Fakat santralde bulunan ısı geri

kazanım cihazının enerji verimliliği standart verimlilik değerlerinin altında olduğu anlaşılmaktadır.

- Klima santralinde 35, 50 ve 70 öğrencinin derslikte olduğunda yapılan ekserji verimliliği hesabında en yüksek ekserji verimliliği 35 öğrencinin derslikte olduğu şartlarda %47 bulunmuştur. Ayrıca 50 öğrenci derslikte iken ekserji verimliliği %45 ve 70 öğrenci derslikte olduğunda ise ekserji verimliliği %43 hesaplanmıştır.

- Klima santralinde kış şartlarında sistemin ısıtma verim hesabı ve yaz şartlarında sistemin EER(STK) hesabı yapılmıştır. Yapılan hesaplamalarda deneylerin alındığı tüm günlerdeki verilerin ortalaması alınarak plakalı ısı geri kazanımlı klima santralinin ısıtma verimi %55,5 bulunmuştur. Klima santrali yaz şartlarında çalıştığında ise EER değeri 6,7 olarak hesaplanmıştır.

ÖNERİLER:

- Deney sonuçlarından anlaşılacağı gibi üniversitelerde ve eğitim kurumlarında yeni yapılacak binaların havalandırılmasının merkezi klima santrali veya benzeri iklimlendirme cihazlarının kullanılmasının faydalı olduğu görülmektedir. Bu çalışma, özellikle derslik ve benzeri mekânların şartlandırılmasında, sıcaklık ve bağıl nem değerleriyle birlikte “CO₂ sensörleri” kullanılmasının önemli olduğunu vurgulamaktadır. Klima santrallerindeki otomasyon yazılımlarının, ortamdaki kişi sayısı değişimine göre CO₂ miktarı ölçülerek ortamın hava kalitesi miktarına göre klima santraline aç-kapa yaptıracaktır. Böylece klima santralinin gereksiz çalışmasının önüne geçerek enerji tasarrufu sağlayacaktır. Ayrıca merkezi klima santralleri; CO₂ sensörleri ve VAV cihazları ile desteklendiğinde ortamdaki kişi sayılarındaki değişimlere göre şartlandırıldığında enerji tasarrufunun daha fazla yapılacağı düşünülmektedir.

- Klima santralinde bulunan plakalı ısı geri kazanım cihazının yüzey alanları artırılabilir.

- Klima santralindeki basınç kayıpları azaltılarak dış ve iç kaçaklar en az seviyeye çekilebilir.

- Klima santralindeki plakalı ısı geri kazanım cihazı performansı yüksek ısı geri kazanım cihazları ile değişebilir.

- Klima santralinde radyal fanlar yerine eksenel(aksial) fanlar kullanılarak, santralde oluşan gürültü kirliliği ve kişi sayısına bağlı olarak ihtiyaç duyulan devir sayılarında çalıştırıldığında enerji tüketim miktarının azaltılabileceği öngörülmektedir.

KAYNAKLAR

1. Righi, E., Aggazzotti, G., Fantuzzi, G., Ciccarese, V., and Predieri, G., “Air quality and well-being perception in subjects attending university libraries in Modena (Italy)”, *Science of The Total Environment*, 286(1-3): 41-50, (2002).
2. Yrieix, C., Dulaurent, A., Laffargue, C., Maupetit, F., Pacary, T. and Uhde, E., “Characterization of VOC and formaldehyde emissions from a wood based panel: Results from an inter-laboratory comparison. *Chemosphere*, 79(4): 414-419, (2010).
3. Watson, A., *Obselete: Indoor Air Quality in Industrial Nations*, (2014).
4. Xu, Y. and Little, J. C., “Predicting emissions of Svocs from polymeric materials and their interaction with airborne particles”, *Environmental Science & Technology*, 40(2): 456-461, (2006).
5. ASHRAE, “Standard 62- 1989- Ventilation for Acceptable Indoor Air Quality”, *American Society of Heating, Refrigerating and Air- Conditioning Engineers*, Atlanta, (1989).
6. ASHRAE, “Standard 62- 2001- Ventilation for Acceptable Indoor Air Quality”, *American Society of Heating, Refrigerating and Air- Conditioning Engineers*, Atlanta, (2001).
7. ASHRAE, “Standard 62.1- 2007- Ventilation for Acceptable Indoor Air Quality”, *American Society of Heating, Refrigerating and Air- Conditioning Engineers*, Atlanta, (2007).
8. Rackes, A. and Waring, M. S., “Using multiobjective optimizations to discover dynamic building ventilation strategies that can improve indoor air quality and reduce energy use”, *Energy and Buildings*, (75): 272-280, (2014).
9. Bulińska, A., Popiołek, Z. and Buliński, Z., “Experimentally validated CFD analysis on sampling region determination of average indoor carbon dioxide concentration in occupied space”, *Building and Environment*, (72): 319-331, (2014).
10. Sulaiman, Z., “Indoor air quality and sick building syndrome study at two selected libraries in Johor Bahru, Malaysia”, *Environment Asia*, 4(1): 67-74, (2011).
11. Carlsson, H., Nilsson, U. and Östman, C., “Video display units: an emission source of the contact allergenic flame retardant triphenyl phosphate in the indoor environment”, *Environmental Science & Technology*, 34(18): 3885-3889, (2000).

12. Makowski, M. and Ohlmeyer, M., “Comparison of a small and a large environmental test chamber for measuring VOC emissions from OSB made of Scots pine (*Pinus sylvestris* L.)”, *Holz als Roh-und Werkstoff*, 64(6): 469-472, (2006).
13. Siskos, P. A., Bouba, K. E. and Stroubou, A. P., “Determination of selected pollutants and measurement of physical parameters for the evaluation of indoor air quality in school buildings in Athens”, *Indoor and Built Environment*, Greece, 10(3-4): 185-192, (2001).
14. Tokgayev. H., “Analysis of HVAC systems for a sample building”, ”, Yüksek Lisans Tezi, *Marmara Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, İstanbul, 1-75 (2020).
15. Hu, H., Zhang, Y., Wang, X. and Little, J., “An analytical mass transfer model for predicting VOC emissions from multi-layered building materials with convective surfaces on both sides”, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 50(11-12): 2069-2077, (2007).
16. Kunkel, S. and Kontonasiou, E., “Indoor air quality, thermal comfort and daylight policies on the way to nZEB—Status of selected MS and future policy recommendations, Proceedings of the ECEEE Summer Study”, *First Fuel Now, Belambra Les Criques*, Toulon, France, 1-6, (2015).
17. Mardiana-Idayu, A. and Riffat, S., “Review on heat recovery technologies for building applications”, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 16(2): 1241-1255, (2012).
18. Meshram, K. R., Mahale, P. R., Jadhav, T. S. and Lele, M. M., “Review on Waste Heat Recovery Techniques in Air Conditioning Application”, *International Journal of Current Engineering and Technology*, 208-212, (2016).
19. Altın, M., Aktakka, S., Günerhan, H. and Karakoç, T. H., “Farklı iklim bölgelerine ait ısıtma-soğutma tasarım sıcaklıklarının dikkate alınarak bir ısı geri kazanım sisteminin tasarımı”, *11. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi*, 1055-1070, (2013).
20. İm Makine Ltd, “Döner tip ısı geri kazanım eşanjörleri teknik dökümanlar”, *İm Makine Ltd*, İzmir (2012).
21. Şahan, M. A., “Isı geri kazanım uygulamalarında sızıntılar, sertifikalandırma ve güvenilirlik”, *Tesisat Market*, (153): 24-36 (2012).
22. ASHRE Handbook, “HVAC systems and equipments, American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers”, *Chapter 26, ASHRE* Atlanta, USA (2012).
23. Friterm A.Ş., “Isı borulu ısı geri kazanım teknik dokümanları”, *Friterm A.Ş.*, İstanbul (2012).

24. Şentürk, U., Aktakka, M., ve Toksoy, M., “Havalandırmada enerji geri kazanımı: Araştırma Ve Geliştirme”, *XII. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi Teskon*, İzmir 301-327 (2015).
25. Angrisani, G., Minichiello, F. and Sasso, M., “Improvements of an unconventional desiccant air conditioning system based on experimental investigations”, *Energy Conversion and Management*, (112): 423–434 (2016).
26. Charlene W. Bayer, S., Crow A., Fischer, J., “Causes of Indoor Air Quality Problems in Schools”, *Energy Division Oak Ridge National Laboratory And U.S. Department of Energy*, (2000).
27. Godwin, C., Baterman, S., “Indoor Air Quality in Michigan Schools”, *Indoor Air*, (16): (2006).
28. Moglia, D., Macintosh, D., Somera, J.,”Prevalence and Implementation of IAQ Programs in U.S. Schools”, *Environmental Health Perspectives*, (114): (2006).
29. Yan, D., Song,F., Yang, J., Zhao,B.,” An Integrated modeling tool for simultaneous analysis of thermal performance and indoor air quality in buildings”, *Building and Environment*, (2007).
30. Noh, K., Jang, J., Oh, M., “Thermal comfort and indoor air quality in the lecture room with 4-way cassette air-conditioner and mixing ventilation system” *Building and Environment*, (42): 689-698 (2007).
31. John C. Fischer, Charlene W. Bayer, “Humidity Control in School Facilities” *Indoor Air*, (2005).
32. Mi,Y-H., Norback, D., Tao, J., Ferm, M., “Current asthma and respiratory symptoms among pupils in Shanghai, China: influence of Building ventilation, nitrogen dioxide, ozone, and formaldehyde in classrooms”, *Indoor Air*, (16): (2006).
33. Wong, N.H., Huang, B., “Comparative study of the Indoor Air Quality of Naturally Ventilated and Air-Conditioned Bedrooms of Residential Buildings in Singapore”, *Building and Environment*, (39): (2004).
34. Bulgurcu, H., İlten, N., Coşgun, A., “Okullarda İç Hava Kalitesi Problemleri ve Çözümler”, *VII. Ulusal Tesisat Kongresi ve Sergisi*, 601-615 (2005).
35. Gürdallar M., “ Hijyen ve iç hava kalitesi bakımından HVAC sistemlerinin temizliği”, *VI. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi ve Sergisi*, 201-213 (2003).
36. Coşgun A.,Mutlu B., Yüçetürk G.,”Okullarda iç hava kalitesinin incelenmesi”, *Tesisat Mühendisliği Dergisi*, (90): 19-27 (2005).

37. Elmer, T., Worall, M., Wu, S., Riffat, S., “An experimental study of a novel integrated desiccant airconditioning system for building applications”, *Energy and Buildings*, (111): 434–445 (2016).
38. Jadhav, T.S and Lele, M.M., “Theoretical energy saving analysis of air conditioning system using heat pipe heat exchanger for Indian climatic zones”, *Engineering Science and Technology, an International Journal*, (18): 669-673 (2015).
39. Zhu, Y., Jin, X., Du, Z., Fang, X., “Online optimal control of variable refrigerant flow and variable air volume combined air conditioning system for energy saving”, *Applied Thermal Engineering*, (80): 87-96 (2015).
40. Zhang, L., Liu, X.H., Yi Jiang, Y., “A new concept for analyzing the energy efficiency of air-conditioning systems”, *Energy and Buildings*, (44): 45–53 (2012).
41. Zhao, K., Liu, X.H., Zhang, T., Jiang, Y., “Performance of temperature and humidity independent control air-conditioning system in an office building”, *Energy and Buildings*, (43): 1895–1903 (2011).
42. Sarbu, I. and Adam, M., “Experimental and numerical investigations of the energy efficiency of conventional air conditioning systems in cooling mode and comfort assurance in office buildings”, *Energy and Buildings*, (85): 45–58 (2014).
43. Shiming, D, Q., “Multivariable control of indoor air temperature and humidity in a direct expansion (DX) air conditioning (A/C) system”, *Building and Environment*, (44): 1659–1667 (2009).
44. Leo Samuel. D.G., Shiva Negandra. S.M. and Maiya. M.P., “Passive alternatives to mechanical air conditioning of building”, *Building and Environment*, (66): 54–64 (2013).
45. Parameshwaran. R., Harikrishnan, S. and Kalaiselvam. S., “Energy efficient PCM-based variable air volume air conditioning system for modern buildings”, *Energy and Buildings*, (42): 1353–1360 (2010).
46. Beypazarlı. Ş., Ayar. H. and Aktaş. M., “İklimlendirme sistemlerinde enerji verimliliği ve konfor artışı için alternatif bir yöntemin analizi”, *Journal of Advanced Technology Sciences*, 53-65 (2016).
47. Güngör, A., Karaçaylı, İ., Şimşek, E. and Canlı, Y., “Geri Dönüş Havalı İklimlendirme Sistemlerinde Enerji ve Ekserji Analizi”, *Çukurova Üniversitesi Mühendislik Mimarlık Fakültesi Dergisi*, 32(3): 19-29 (2017).
48. Gürel. A.E., Ceylan. E., Ergun. A. and Acar. B., “Klima santrallerinde yoğuşan suyun geri kazanımı için alternatif yöntemler”, *Düzce Üniversitesi Bilim ve Teknoloji Dergisi*, (6): 893-901 (2018).

49. Eades. W.G., “Energy and water recovery using air-handling unit condensate from laboratory HVAC systems”, *Sustainable Cities and Society*, (42): 162-175 (2018).
50. Anisimov. S., Pandelidis. D. and Jedlikowski A., “Performance study of the indirect evaporative air cooler and heat recovery exchanger in air conditioning system during the summer and winter operation”, *Energy*, (89): 205-225 (2015).
51. Wang. H., Zhou. S., Wei. Z. and Wang. R., “A study of secondary heat recovery efficiency of a heat pipe heat exchanger air conditioning system”, *Energy and Buildings*, (133): 206–216 (2016).
52. Zhang. L., Song. X. and Zhang. X., “Analysis and optimization of total heat recovery devices by using liquid desiccant as a coupling fluid in air-conditioning systems”, *Energy and Buildings*, (172): 493–504 (2018).
53. Martinaitis. V., Streckiene. G., Biekša. D. and Bielskus. J., “The exergy efficiency assessment of heat recovery exchanger for air handling units, using a state property – coenthalpy”, *Applied Thermal Engineering*, (108): 388–397 (2016).
54. Noussan. M., Carioni. G., Degiorgis. L., Jarre. M. and Tronville. P., “Operational performance of an Air Handling Unit: insights from a data analysis”, *Energy Procedia*, (134): 386–393 (2017).
55. Altundağ. A., “Bir Hastanede Ameliyathane Klima Santrali Isıtma Hattının Ekserji Analizi”, Yüksek Lisans Tezi, *Karabük Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Karabük, 1-56 (2015).
56. Özer. M., “Bir ameliyathane klima santrali tasarımı, termodinamik testleri ve analizi”, Yüksek Lisans Tezi, *Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Ankara, 1-123 (2007).
57. Özdeş. H., “İç ortam hava kalitesi bakımından farklı yerleşim birimlerinde CO₂ düzeylerinin belirlenmesi ve incelenmesi”, Yüksek Lisans Tezi, *Kahramanmaraş Sütçü İmam Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Kahramanmaraş, 1-51 (2019).
58. Öztürk. A., “HVAC ünitelerinde kullanılan ısı borulu ısı geri kazanım ünitesi performansının deneysel ve teorik incelenmesi”, Doktora Tezi, *Karabük Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Karabük, 1-98 (2018).
59. Sözen. A., “İklimlendirme sistemlerinde hastane uygulamaları ve örnek uygulama”, Yüksek Lisans Tezi, *Munzur Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Tunceli, 1-96 (2018).
60. Akkaya. B., “İklimlendirme sistemlerinde enerji ekonomisi”, Yüksek Lisans Tezi, *Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Ankara, 1-55 (2019).
61. Turan. A., “Değişken debili soğutucu akışkan (VRF) ve fan coil (FCU) sistemlerinin karşılaştırılması”, Yüksek Lisans Tezi, *Marmara Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, İstanbul, 1-55 (2020).

62. Dursun. M.E., “VRF ve Fan Coil sistemlerinin bir eğitim binasında karşılaştırmalı incelenmesi”, Yüksek Lisans Tezi, *Yalova Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Yalova, 1-90 (2019).
63. Arzık. A., “Değişken debili iklimlendirme sisteminin (VRF) bir otel projesinde uygulanması ve performans değerlendirmesi”, Yüksek Lisans Tezi, *Ege Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, İzmir, 1-190 (2019).
64. Türkmen. U., “Değişken debili iklimlendirme sisteminin (VRF) bir otel projesinde uygulanması ve performans değerlendirmesi”, Yüksek Lisans Tezi, *Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Ankara, 1-127 (2016).
65. Firouzfard. A., “Bir fan-coil ünitesinin performansının deneysel ve sayısal olarak analizi”, Yüksek Lisans Tezi, *Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Ankara, 1-85 (2014).
66. Budak. E., “Rotorlu Tip Isı Geri Kazanım Cihazının Deneysel Analizi”, Yüksek Lisans Tezi, *Karabük Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Karabük, 1-98 (2017).
67. Yamankaradeniz, Y., Horoz, İ., Çoşkun, S., Kaynaklı, Ö. ve Yamankaradeniz, N., “İklimlendirme Esasları ve Uygulamaları”, Bursa, 251-252 (2012).
68. İnternet: Eurodizayn Havalandırma, “Döner Tamburlu Isı Geri Kazanım Ünitesi”, <http://www.havalandirmaci.net/doner-tamburlu-isi-geri-kazanım-unitesi/> (2016).
69. Klingenburg Company, “Regenerative heat recovery with rotary heat exchangers and rotors over view”, *Klingenburg Company*, Germany (2012).
70. Üntes A.Ş., “ Genel ürün katalog dökümanları ve kullanım kılavuzları”, *Üntes A.Ş.*, Ankara (2016).
71. Adapa, P. K. and Schoenau, G. J., “Re-circulating heat pump assisted continuous bed drying and energy analysis”, *International Journal of Energy Research*, 29(11): 961-972 (2005).
72. Aktaş, M., Ceylan, İ., Doğan, H. and Aktekeli, Z., “Güneş enerjisi destekli, ısı pompalı kırmızıbiber kurutucusunun tasarımı, imalatı ve performans deneyleri”, *Isı Bilimi ve Tekniği Dergisi*, 30(1): (2010).
73. Dincer, İ. and Rosen, M.A., “Exergy Analysis of Heating, Refrigerating, and Air Conditioning”, *Elsevier Inc*, USA (2015).
74. Ceylan, İ. and Ergun, A., “Thermodynamic analysis of a new design of temperature controlled parabolic trough collector”, *Energy Conversion And Management*, (74): 505-510 (2013).

75. Kuş, M., “Şanlı Urfa İlindeki Yükseköğretim Kurumları Dersliklerinde İç Hava Kalitesinin İncelenmesi ve Modellenmesi”, Doktora Tezi, **Balıkesir Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü**, Balıkesir, 1-176 (2007).
76. TS EN 14511 Standardı, “Mekan ısıtma ve soğutma için, elektrikli tahrik edilen kompresör ile çalışan iklimlendirme cihazları, sıvı soğutma paketleri ve ısı pompaları-Bölüm 3: Deney yöntemleri”, **TSE**, Ankara, 3-48 (2013)

ÖZGEÇMİŞ

Murat KORKMAZ ilk ve orta öğrenimini aynı şehirde tamamladı. 1998 yılında Gazi Üniversitesi Teknik Eğitim Fakültesi Tesisat Öğretmenliği Bölümü'nde öğrenime başlayıp 2002 yılında mezun oldu. 2003 yılında Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Eğitimi Ana Bilim dalından Yüksek Lisans Eğitimi başlayıp 2006 yılında eğitimini tamamladı. 2006 yılında Hacettepe Üniversitesi Polatlı Teknik Bilimler Meslek Yüksekokulunda Öğretim Görevlisi olarak çalışmaya başladı, 2015 yılında okulun ismi Başkent OSB Teknik Bilimler Meslek Yüksekokulu olarak değişti ve halen aynı kurumda çalışmaya devam etmektedir. 2014 yılında Karabük Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Enerji Sistemleri Mühendisliği Ana Bilim Dalında girdiği doktora eğitimine devam etmektedir.