



T.C.
EGE ÜNİVERSİTESİ
Fen Bilimleri Enstitüsü



ISI GERİ KAZANIMLI ISI POMPALI İKLİMLENDİRME SİSTEMLERİNİN DENEYSEL OLARAK İNCELENMESİ

Yüksek Lisans Tezi

Göknil AĞAR

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

İzmir
2019

T.C.
EGE ÜNİVERSİTESİ
Fen Bilimleri Enstitüsü

**ISI GERİ KAZANIMLI ISI POMPALI
İKLİMLENDİRME SİSTEMLERİNİN DENEYSEL
OLARAK İNCELENMESİ**

Göknil AĞAR

Dr. Öğr. Üyesi Özay AKDEMİR

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Makine Mühendisliği Yüksek Lisans Programı

İzmir
2019

Göknil AĞAR tarafından Yüksek Lisans tezi olarak sunulan “Isı Geri Kazanımlı Isı Pompalı İklimlendirme Sistemlerinin Deneysel Olarak İncelenmesi” başlıklı bu çalışma EÜ Lisansüstü Eğitim ve Öğretim Yönetmeliği ile EÜ Fen Bilimleri Enstitüsü Eğitim ve Öğretim Yönergesi'nin ilgili hükümleri uyarınca tarafımızdan değerlendirilerek savunmaya değer bulunmuş ve 09.08.2019 tarihinde yapılan tez savunma sınavında adayoybirliği/oyçokluğu ile başarılı bulunmuştur.

Jüri Üyeleri:

İmza

Jüri Başkanı : Prof. Dr. Ali GÜNGÖR

Raportör Üye : Dr. Öğr. Üyesi Özay AKDEMİR

Üye : Prof. Dr. M. Serhan KÜÇÜKA

EGE ÜNİVERSİTESİ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

ETİK KURALLARA UYGUNLUK BEYANI

EÜ Lisansüstü Eğitim ve Öğretim Yönetmeliğinin ilgili hükümleri uyarınca Yüksek Lisans Tezi olarak sunduğum “Isı Geri Kazanımlı Isı Pompalı İklimlendirme Sistemlerinin Deneysel Olarak İncelenmesi” başlıklı bu tezin kendi çalışmam olduğunu, sunduğum tüm sonuç, doküman, bilgi ve belgeleri bizzat ve bu tez çalışması kapsamında elde ettiğimi, bu tez çalışmasıyla elde edilmeyen bütün bilgi ve yorumlara atıf yaptığımı ve bunları kaynaklar listesinde usulüne uygun olarak verdiğimi, tez çalışması ve yazımı sırasında patent ve telif haklarını ihlal edici bir davranışımın olmadığını, bu tezin herhangi bir bölümünü bu üniversite veya diğer bir üniversitede başka bir tez çalışması içinde sunmadığımı, bu tezin planlanmasından yazımına kadar bütün safhalarda bilimsel etik kurallarına uygun olarak davrandığımı ve aksinin ortaya çıkması durumunda her türlü yasal sonucu kabul edeceğimi beyan ederim.

09 / 08 / 2019

İmzası

Göknil Açar

ÖZET

ISI GERİ KAZANIMLI ISI POMPALI İKLİMLENDİRME SİSTEMLERİNİN DENEYSEL OLARAK İNCELENMESİ

AĞAR, Göknil

Yüksek Lisans Tezi, Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Tez Danışmanı: Dr. Öğr. Üyesi Özay AKDEMİR

Ağustos 2019, 78 sayfa

Bu tezde ısı pompalı ısı geri kazanımlı havalandırma cihazında sabit hızlı kompresör ile değişken hızlı kompresörün deneysel olarak karşılaştırılması incelenmiştir.

Isı pompalı ısı geri kazanım cihazında kullanılan ısı pompası sisteminin test edilecek iki farklı kompresör ile cihazın enerji tüketimdeki ve ısı geri kazanım verimlerindeki avantajları karşılaştırmalı olarak ortaya koyulmuştur.

Deneyler, üretici bir firmanın laboratuvarında gerçekleştirilmiştir. Deneylerden elde edilen sonuçlar ve tedarikçi firmadan alınan teorik veriler ile karşılaştırılmış ve doğrulanmıştır. Sonuçlar literatür araştırmalarından elde edilen bulgular, test standartlarından gelen bilgiler ve benzer yapılardan edinilen bilgiler eşliğinde karşılaştırmalı olarak sunulmuştur.

Anahtar sözcükler: Isı pompası, ısı geri kazanım, ısı değiştirici (eşanjör), havalandırma, mekanik havalandırma, soğutma çevrimi.

ABSTRACT

EXPERIMENTAL INVESTIGATION OF AN HEAT RECOVERY INTEGRATED HEAT PUMP SYSTEMS

AĞAR, Göknil

MSc in Mechanical Eng.

Supervisor: Asst. Prof. Dr. Özay AKDEMİR

August 2019, 78 pages

In this thesis, the experimental comparison of constant speed compressor and variable speed compressor usage in heat recovery ventilation unit with heat pump has been investigated.

The energy consumption and heat recovery efficiency of heat pump system with two different compressors in heat recovery ventilation unit with heat pump has been revealed comparatively.

The tests have been done at the laboratory of heat recovery ventilation unit manufacturer. The test results and datas which are taken from the supplier of components are compared and verified. The results are presented comparatively with the findings from the literature research, the information from the test standards and similar units.

Keywords: Heat pump, heat recovery, heat exchanger, ventilation, mechanical ventilation, cooling cycle, direct expansion (DX).

ÖNSÖZ

Isıtma, soğutma ve havalandırma sektöründe çalışmamdan ve akademik ilgimin de bu yönde olmasından kaynaklı Termodinamik Anabilim dalında yüksek lisansa başladım. Temel amacım çalıştığım işyerinden pratik olarak aldığım bilginin yanına, teorik bilgiyi de eklemek ve kendimi geliştirmektir. Bu amaçla sektörle ilgili olan yayın, makale ve araştırmaları inceledim. Isı pompalı ısı geri kazanım cihazları hakkında yayınların ve araştırmaların kısıtlı olduğunu gördüm. Bu amaçla ısı pompalı ısı geri kazanım cihazlarında kullanılan sabit hızlı ve değişken hızlı kompresörlerin deneysel karşılaştırmasını inceleyen yüksek lisans tezime başladım.

Tez çalışmam süresince, testleri gerçekleştirilecek cihazımın üretiminin tamamlanması ve testler esnasında aksaklıklar yaşasam da zamanında sonuçlarımı ulaşılabildim ve tezimi tamamlayabildim. Yüksek lisans tez çalışma sürecimde öğrendiğim en büyük ders zamanlı ve planlı çalışmanın ne kadar önemli olduğudur. Tezimin en başından beri planlı çalışmamı sürdürdüm ve sonuca bu özverim ile ulaştığımı düşünüyorum.

İZMİR

09/08/2019

Göknil AĞAR

İÇİNDEKİLER

	<u>Sayfa</u>
İÇ KAPAK.....	.ii
KABUL ONAY SAYFASI.....	.iii
ETİK KURALLARA UYGUNLUK BEYANI.....	.v
ÖZET.....	.vii
ABSTRACT.....	.ix
ÖNSÖZ.....	.xi
İÇİNDEKİLER DİZİNİxiii
ŞEKİLLER DİZİNİ xv
TABLolar DİZİNİ xviii
SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ xix
1. GİRİŞ.....	. 1
2. GENEL BİLGİLER4
2.1 İç Hava Kalitesi4
2.2 Mekanik Havalandırma5
2.3 Isı Geri Kazanımlı Havalandırma8
2.4 Isı Değiştiriciler.....	.10
2.4.1 Plakalı ısı değiştirici.....	.12
2.4.2 Döner tip ısı değiştirici.....	.14
2.4.3 Bataryadan bataryaya ısı değiştirici.....	.16
2.4.4 Isı borulu ısı değiştirici18
2.4.5 Isı pompalı ısı değiştirici.....	.19
2.5 Literatür Araştırması22
3. GEREÇ VE YÖNTEM.....	.28
3.1 Test Cihazının Tanıtımı28
3.2 Test Cihazı Komponentleri30

3.3 Isı Değiştirici Seçimi.....	32
3.4 Evaporatör, Kondenser ve Kompresör Seçimi	34
3.5 Filtre Seçimi	44
3.6 Fan Seçimi	45
3.7 Deneyler.....	46
3.8 Test Düzenegi.....	47
3.9 Test Düzenegiindeki Ölçüm Sistemi.....	51
3.10 Deneysel Parametreler	55
4. BULGULAR	57
5. SONUÇ VE ÖNERİLER	66
KAYNAKLAR DİZİNİ.....	73
TEŞEKKÜR	77
ÖZGEÇMİŞ.....	78

ŞEKİLLER DİZİNİ

<u>Şekil</u>	<u>Sayfa</u>
1.1. Doğal ve mekanik havalandırma birleşimi olan baca şapkası/aspiratörü örneği.....	2
1.2. Isı geri kazanım cihazının şematik gösterimi.....	3
2.1. Bağlı nemden etkilenen bazı materyaller	4
2.2. Genel havalandırmanın iki farklı örneği.....	6
2.3. Kaynak işlemi için bölgesel havalandırma örneği	7
2.4. İnsan sağlığı üzerinde beklenen CO ₂ etkisi	7
2.5. Havadan havaya ısı değiştirici tipleri – (a) karşıt akışlı, (b) çapraz akışlı, (c) döner tip	12
2.6. Isı değiştirici kanalları üzerindeki hava akışları	13
2.7. Çapraz akışlı ısı değiştiricili tavan tipi ısı geri kazanım cihazı	13
2.8. Döner tip ısı değiştirici hava akış yönleri	14
2.9. Rotor matrisi kaplaması	15
2.10. Döner tip ısı değiştiricilerde arındırma bölümü	16
2.11. Bataryadan bataryaya ısı değıştici devresi.....	17
2.12. Isı borulu batarya görseli	18
2.13. Isı borusunun şematik gösterimi	19
2.14. Isı pompalı ısı geri kazanım cihazının görseli	20
2.15. Isı pompası çevrimi	21
2.16. Buhar sıkıştırmalı ideal bir ısı pompası çevrimin basınç/entalpi diyagramı.....	21
3.1. Test cihazının görseli.....	28
3.2. Test cihazının ana komponentleri.....	29
3.3. G4 filtre görseli	30
3.4. Test cihazının tasarım görseli.....	31
3.5. Test cihazı şematik gösterim – yaz koşulu	31
3.6. Test cihazı şematik gösterim – kış koşulu	32
3.7. Isı değıştirici seçim çıktısı - yaz koşulu	33

ŞEKİLLER DİZİNİ (devam)

<u>Şekil</u>	<u>Sayfa</u>
3.8. Isı değiştirici seçim çıktısı - kış koşulu	34
3.9. Değişken hızlı ve sabit hızlı kompresör çalışma davranışı	35
3.10. Evaporatör seçimi - yaz koşulu	37
3.11. Kondenser seçimi - yaz koşulu.....	38
3.12. Sabit hızlı kompresör seçimi - yaz koşulu	39
3.13. Değişken hızlı kompresör seçimi - yaz koşulu.....	40
3.14. Evaporatör seçimi - kış koşulu	41
3.15. Kondenser seçimi - kış koşulu.....	42
3.16. Sabit hızlı kompresör seçimi - kış koşulu	43
3.17. Değişken hızlı kompresör seçimi - kış koşulu.....	44
3.18. Filtre seçimi.....	45
3.19. Fan seçimi	46
3.20. Test cihazının laboratuvar gorseli.....	47
3.21. Laboratuvar genel gorusuşu.....	48
3.22. Test laboratuvarının şematik izimi.....	49
3.23. Test laboratuvarının mekanik tesisat duzeneği.....	50
3.24. Laboratuvardaki test duzeneği	51
3.25. Test duzeneğindeki olum noktaları.....	52
3.26. Olum kanalı	53
3.27. Olum kanallarındaki termokupl yerleri.....	53
3.28. Venturi tpuşu	54
5.1. 1750 m ³ /h için gu tuşetimi karşılaştırması (aylık bazda)	66
5.2. 1750 m ³ /h için gu tuşetimi karşılaştırması (standartlar)	66
5.3. 2000 m ³ /h için gu tuşetimi karşılaştırması (aylık bazda)	67
5.4. 2000 m ³ /h için gu tuşetimi karşılaştırması (standartlar)	67

ŞEKİLLER DİZİNİ (devam)

<u>Şekil</u>	<u>Sayfa</u>
5.5. 2250 m ³ /h için güç tüketimi karşılaştırması (aylık bazda)	68
5.6. 2250 m ³ /h için güç tüketimi karşılaştırması (standartlar)	68
5.7. 1750 m ³ /h için COP karşılaştırması (aylık bazda).....	69
5.8. 1750 m ³ /h için COP karşılaştırması (standartlar).....	69
5.9. 2000 m ³ /h için COP karşılaştırması (aylık bazda).....	70
5.10. 2000 m ³ /h için COP karşılaştırması (standartlar).....	70
5.11. 2250 m ³ /h için COP karşılaştırması (aylık bazda).....	71
5.12. 2250 m ³ /h için COP karşılaştırması (standartlar).....	71

TABLolar DİZİNİ

<u>Tablo</u>	<u>Sayfa</u>
3.1. Sistem elemanlarında oluşacak basınç kayıp değerleri	45
3.2. Deneysel ölçüm noktaları	56
4.1. 1750 m ³ /h için sıcaklık, nem ve güç değerleri (sabit hızlı kompresör)	57
4.2. 1750 m ³ /h için sıcaklık, nem ve güç değerleri (değişken hızlı kompresör).....	58
4.3. 1750m ³ /h için güç tüketimleri ve COP karşılaştırması.....	59
4.4. 2000 m ³ /h için sıcaklık, nem ve güç değerleri (sabit hızlı kompresör)	60
4.5. 2000 m ³ /h için sıcaklık, nem ve güç değerleri (değişken hızlı kompresör).....	61
4.6. 2000m ³ /h için güç tüketimleri ve COP karşılaştırması.....	62
4.7. 2250 m ³ /h için sıcaklık, nem ve güç değerleri (sabit hızlı kompresör)	63
4.8. 2250 m ³ /h için sıcaklık, nem ve güç değerleri (değişken hızlı kompresör).....	64
4.9. 2250m ³ /h için güç tüketimleri ve COP karşılaştırması.....	65

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

Simgeler Açıklama

<i>COP</i>	Performans katsayısı
<i>Q</i>	Taze havaya aktarılan ısı (kW)
<i>W_{sis}</i>	Cihazın harcadığı güç tüketimi (kW)

Kısaltmalar

CO ₂	Karbondioksit
q _{2,1}	Dış hava emiş debisi (m ³ /h)
q _{2,2}	Taze hava debisi (m ³ /h)
q _{1,1}	Dönüş havası debisi (m ³ /h)
q _{1,2}	Egzoz debisi (m ³ /h)
t	Kuru termometre sıcaklığı (°C)
h	Bağıl nem (%)
p	Statik basınç (Pa)
q	Hacimsel debi (m ³ /h)
CCOHS	Canadian Centre for Occupational Health and Safety
EPA	United States Enviromental Protection Agency
HVAC	Isıtma, havalandırma, iklimlendirme ve soğutma

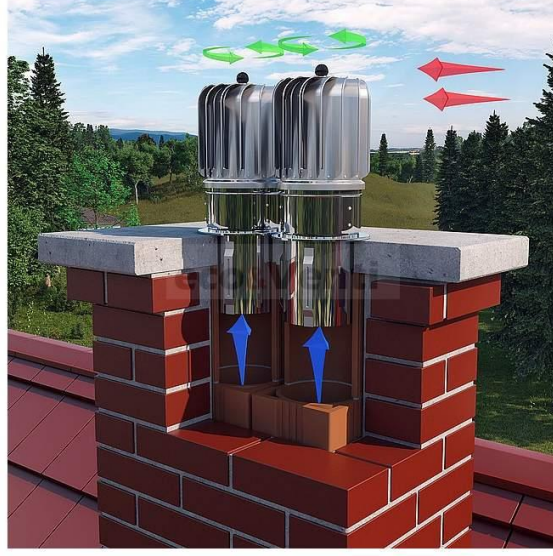
1. GİRİŞ

Günümüzde teknolojik gelişmeler ve gelişen sanayi ile birlikte şehirlerdeki insan nüfusu artmaktadır. Yaşam tarzındaki bu değişiklik gerek iş yerleri gerek konutlar gibi mahallerin yüksek ve kapalı inşa edilen binalardan oluşmasına ve bu binalarda daha yoğun insan nüfusu bulunmasına sebebiyet vermektedir. Yoğun insan nüfusunun bulunduğu mahallerde CO₂ seviyesi artmakta ve bu durum insan sağlığını olumsuz etkilemektedir, bu da konutlar, işyerleri ve ticari binalar gibi tüm mahallerde havalandırma ihtiyacı doğurmaktadır. Bu mahallerde doğal havalandırma (dış ortamdaki havanın herhangi bir zorlayıcı güç olmadan iç ortamdaki havayla yer değiştirmesi, örneğin pencere açmak vb.) yöntemleri yetersiz kalmakta hatta bazı durumlarda binalarda doğal havalandırma yapılamamaktadır.

Doğal havalandırmanın yetersiz olduğu bu gibi durumlarda, mekanik havalandırma sistemleri kullanılmaktadır. Mekanik havalandırma sistemleri dış ortam ve iç ortam havasının mekanik bir güç kullanılarak değiştirilmesidir. Mekanik havalandırma sistemlerinde genellikle taze hava ve egzoz olmak üzere iki ayrı hava hattı bulunmaktadır. Taze hava dışarıdan mahale alınan CO₂ seviyesi düşük havayı temsil ederken, egzoz havası ise mahalden dışarıya atılan CO₂ seviyesi yüksek havayı temsil etmektedir. Gerekli taktirde sadece egzoz havası atımı ya da sadece taze hava alımı için de cihazlar üretilmekte ve kullanılmaktadır. Doğal havalandırmanın yetersiz kalması sebebiyle günümüzde konutlar ya da ticari binalar gibi mahallerde mekanik havalandırma sistemlerine önem verilmektedir. Amerika ve Avrupa'da yaygın olan bu sistemlerin Türkiye'de de inşaat sektörünün gelişmesiyle yaygınlaşması ve sektör olarak gelişmesi sürmektedir.

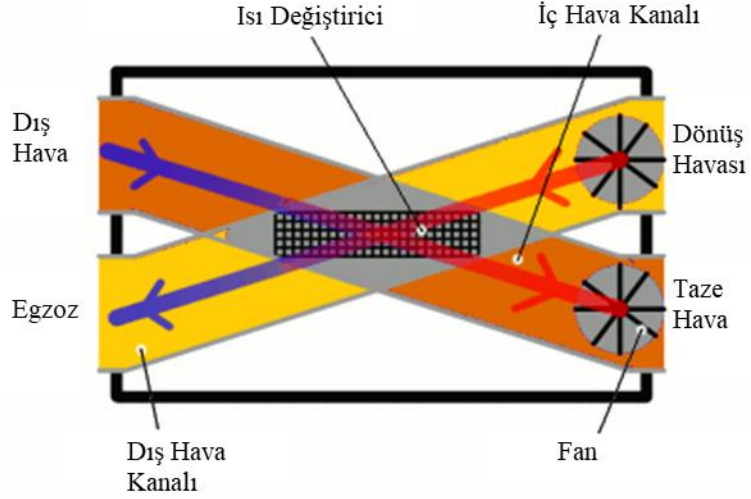
Mekanik sistemler tek başına kullanılabileceği gibi doğal havalandırmaya yardımcı olacak şekilde doğal-mekanik havalandırma sistemlerinde de kullanılabilir. Şekil 1.1'de gösterilen, rüzgar enerjisi ile çalışan baca aspiratörleri buna örnektir. Şekilde gösterilen sistemde rüzgar enerjisi ile dönmeye başlayan aspiratör sayesinde bacadan emiş yapılmaktadır. Aynı zamanda ısınan havanın genişmesi ve yükselmesi ile de bu sistem dönmekte ve kendiliğinden bir devirdaim kazanmaktadır. Ayrıca sadece tek hava hattı bulunan mekanik havalandırma cihazlarının mahal içerisinde yaratacağı basınç ya da vakuma bağlı olarak binada

kullanılan özel menfezler sayesinde, içerideki kirli havanın doğal olarak egzoz edilmesi ya da dışarıdan doğal taze hava alımı sağlanabilir.



Şekil 1.1. Doğal ve mekanik havalandırma birleşimi olan baca şapkası/aspiratörü örneği

Doğal havalandırmanın yetersiz kalmasıyla mekanik havalandırmaya odaklanılmış, bunun sonucunda da havalandırma amaçlı elektrik ve enerji tüketimi artmaya başlamıştır. Aynı zamanda ısıtılan ya da soğutulan mahallerin havalandırılması mahalın sıcaklık dengesini bozmakta, bu da klima gibi hava şartlandırıcı sistemlerin yükünü arttırmaktadır. Bu durum, havalandırma sektörünü mahalın sıcaklık dengesini koruyacak çözümler bulmaya itmiş, bunun sonucu olarak da ısı geri kazanımlı havalandırma sistemleri büyük önem kazanmaya başlamıştır. Isı geri kazanımlı havalandırma sistemlerinin egzoz ve taze hava hattı olmak üzere iki ayrı hava hattı vardır. Bu iki hava hattı arasına konulan ısı değiştirici ile ısı geri kazanımı sağlanır. Bu cihazlarda; karşıt akışlı, çapraz akışlı, rotorlu tip, bataryadan bataryaya (run-around coil) gibi farklı tiplerde ısı değiştiriciler kullanılabilir. Bu gibi sistemler sayesinde havalandırma nedeni ile kışın ortamdan atılan enerji taze hava hattına aktarılmakta veya yaz şartlarında içeriye alınacak taze hava enerjisi kirli hava hattına aktarılmaktadır. Bu sayede klima gibi hava şartlandırıcı tüm sistemlerin yükü de azaltılmaktadır. Isı geri kazanım cihazının şematik gösterimi Şekil 1.2’de verilmiştir.



Şekil 1.2. Isı geri kazanım cihazının şematik gösterimi

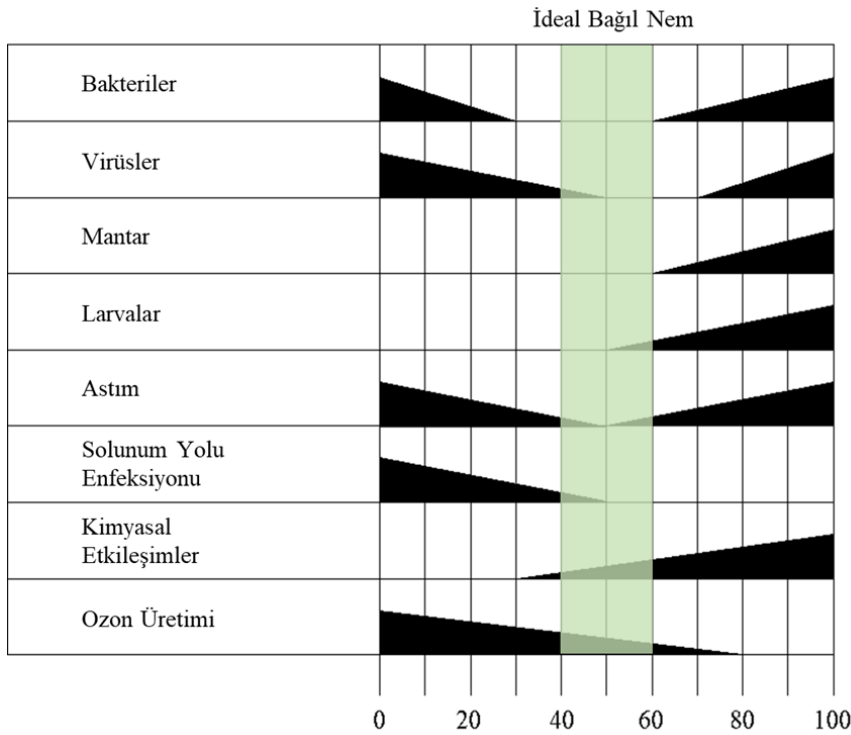
Isı geri kazanımlı havalandırma cihazlarının kullanımı, mahali şartlandırıcı klima gibi sistemlerin yükü azalsa da mahal şartlandırıcı sistemlere olan ihtiyacı tamamen ortadan kaldıramamaktadır. Böylelikle mahal şartlarını değiştirmeden havalandırma yapabilen ısı pompalı ısı geri kazanım cihazları gibi cihazlara yönelim artmaktadır. Isı pompası sayesinde ısı değiştiriciden çıkıp mahale verilen hava şartlandırılmakta ve mahale, mahalın şartlarına yakın hava üflenmektedir. Bu sayede ek bir ısıtma ya da soğutma ihtiyacı da ortadan kalkmaktadır. Isı pompalı ısı geri kazanım cihazlarında temel olarak ısı değiştirici ve fanların yanında, evaporatör (buharlaştırıcı), kondenser (yoğuşturucu) ve kompresör kullanılmaktadır.

Bu çalışmada, plakalı tip ısı pompalı ısı geri kazanımlı bir havalandırma cihazının ısı pompası sisteminin sabit hızlı veya değişken hızlı olmasına bağlı olarak verimin ne şekilde etkilendiği araştırılmıştır. Farklı ortam koşullarında ve hava hızı değiştirilerek termal etkinlik irdelenmiştir. Aynı zamanda konu ile ilgili literatür taraması yapılarak tezin gidişatına ışık tutulmuş ve çıkan sonuçlara göre gelecek çalışmalara yön verilmesine çalışılmıştır.

2. GENEL BİLGİLER

2.1 İç Hava Kalitesi

Binaların iç çevre kalitesini etkileyen faktörler termal konfor (sıcaklık konforu), akustik konfor (gürültü konforu), titreşim, koku, görsel konfor ve iç ortam hava kalitesi olarak belirtilmektedir (Toksoy vd., 2015). Nefes alma güçlüğü, göğüs sıkışmaları, hava yoluyla yayılan hastalıklarda artış ısıtma, havalandırma, iklimlendirme ve soğutma (Heating, Ventilation, Air Conditioning and Cooling-HVAC) sistemlerinin eksiklikleri nedeniyle ortaya çıkmaktadır. İç ortam hava kalitesini etkileyen faktörler; havanın bağıl nem oranı, iç hava kirleticileri ve dış hava kalitesi olarak verilmektedir. Örneğin, hava içerisinde yeteri kadar nem bulunmaması insanlarda bazı şikayetlere yol açabilmektedir. Düşük nem oranına sahip havada kalan insanların solunumu esnasında burun mukozası kurumaya başlar ve bu durum mukozanın işlevi olan solunum esnasındaki parçacıkların vücuda girmesini engellemektedir. Şekil 2.1’de görüleceği gibi insan sağlığı açısından en uygun bağıl nem aralığı 40-60% arasındadır (Arundel et al., 1986).



Şekil 2.1. Bağıl nemden etkilenen bazı materyaller (Arundel et al., 1986)

İç hava kalitesi, çeşitli iç ortamdaki havada bulunan kirleticilerin düzeyleri ile ilgili bir kavramdır. İç havadaki kirleticilerin düzeyleri ne kadar düşük olursa hava o kadar yüksek kaliteli, kirletici düzeyleri ne kadar yüksek olursa hava o kadar düşük kalitelidir. İç hava kalitesi, insan sağlığına ve mahalde bulunan kişilerin performansına doğrudan ya da dolaylı olarak etki etmektedir. Dolayısıyla günümüzde yaygınlaşan ‘sürdürülebilir bina’ konseptine artık iç ortam hava kalitesi mutlaka dahil edilmektedir.

EPA (United States Environmental Protection Agency) (2019)’ya göre sağlıklı bir iç hava kalitesi; içinde, bilinen kirleticilerin, zararlı konsantrasyon seviyelerinde bulunmadığı ve bu hava içinde bulunan insanların en az %80’inin, havanın kalitesiyle ilgili herhangi bir memnuniyetsizlik hissetmediği hava olarak tanımlanmıştır.

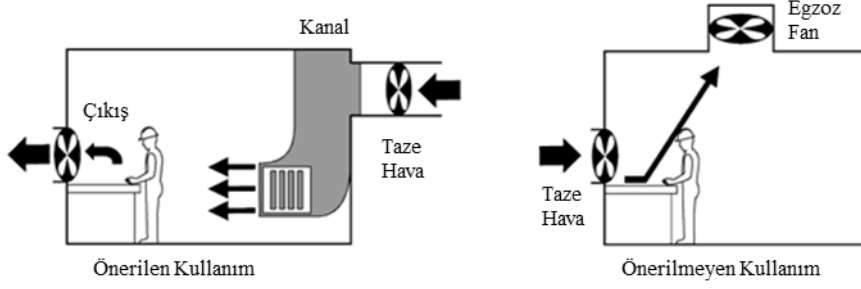
Amerika’da kanser, kalp krizi ve solunum hastalıklarının yarısından fazlasının havalandırma yetersizliği nedeniyle olduğu saptanmıştır. Bunun haricinde mahallerde havanın yenilenmesinin soğuk algınlığı ve grip gibi hastalıklara yakalanma riskini azalttığı, çalışan motivasyonu ve üretkenliğini arttırdığı kanıtlanmıştır. Bu nedenle iç hava kalitesine verilen önem ile havalandırmanın da önemi artmıştır.

2.2 Mekanik Havalandırma

Kapalı bir ortamın havasını değiştirmek amacıyla farklı yöntemlerle ve çeşitli araçlar kullanılarak ortamdaki kirli havanın dışarıya atılması ve dışarıdan taze ve temiz hava alınması işlemine havalandırma denir.

Mekanik havalandırma genel ve bölgesel olmak üzere ikiye ayrılmaktadır; ilki ve en yaygın olanı genel havalandırma diğeri ise bölgesel havalandırma sistemidir. Genel havalandırma mahale büyük miktarda temiz hava sağlayan ve kirli havayı tahliye eden sistemdir. Sistem genellikle duvara, bir odaya ya da binanın çatısına yerleştirilmiş egzoz ve hat sayısına göre taze hava üfleme fanları içermektedir. Genel havalandırmanın amacı mahaldeki ortam kirleticilerin bütün mahalın havalandırılması yoluyla giderilmesi ya da kontrol edilmesidir. Şekil

2.2’de önerilen ve önerilmeyen genel mekanik havalandırma örnekleri verilmiştir. CCOHS (Canadian Centre for Occupational Health and Safety) (2019)’a göre genel havalandırmanın etkin olabilmesi egzoz fanlarının ya da menfezlerinin çalışanların yakınında olmasıyla sağlanabilmektedir.



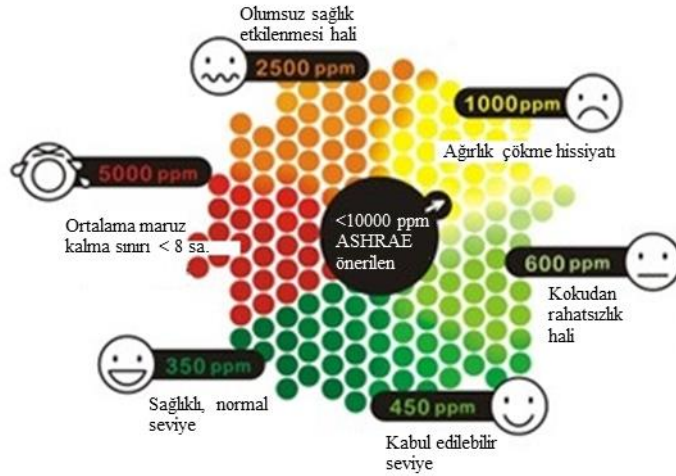
Şekil 2.2. Genel havalandırmanın iki farklı örneği (CCOHS, 2019)

Yüksek dozda toksik kimyasalların kontrolü ve giderilmesi gibi durumlarda kaynağın salınım yaptığı noktalardan emiş yapan bölgesel havalandırma sistemleri kullanılmaktadır. Bunlara örnek olarak Şekil 2.3’deki kaynak yapılırken kullanılabilen sadece o bölgeden emiş yapan sistemler verilebilmektedir. Bu gibi yöntemler ile yoğun ve kaynağı belli kirleticilerin etkileri mahalden daha sağlıklı bir şekilde uzaklaştırılabilmektedir. Bölgesel havalandırma sistemlerinde, mahalde negatif basınç oluşma riski vardır, bu nedenle mahalde egzoz fanlarından uzağa yerleştirilecek taze hava fanları da kullanılabilir.



Şekil 2.3. Kaynak işlemi için bölgesel havalandırma örneği

Normal şartlarda Ashrae (2012) tarafından önerilen bilgilere göre CO₂ seviyesi 1000 ppm'in altındaki hava temiz sayılmaktadır. Buna göre konutlar ya da işyerleri gibi mahallerdeki havanın gaz, toz ve koku değerlerinin belli bir limitin altında tutulması gerekmektedir. Mahallerdeki CO₂ seviyesine bağlı olarak insan sağlığı üzerindeki değişimler Şekil 2.4'de gösterilmiştir (Schell and Int-Hout, 2001).



Şekil 2.4. İnsan sağlığı üzerinde beklenen CO₂ etkisi

Havalandırmanın amaçları ortamdaki oksijen miktarının azalmasını, karbondioksit seviyesinin yükselmesini önlemek; ortamda bulunan makinalar ve insanlar kaynaklı ısı artışının sınırlandırmak; sıcaklık, nem ve hava akım hızını konfor seviyesinde tutmak, toz ve zehirli gazları ortamdaki uzaklaştırmak, zararlı mikroorganizmaların çoğalmasını önlemek, yangın ve patlama riskini azaltmak, ortamdaki istenmeyen hava akımlarının önüne geçmek olarak verilebilir.

2.3 Isı Geri Kazanımlı Havalandırma

Enerji, en geniş anlamda iş yapabilme yeteneği demektir. Enerji verimliliği ise “U.S Department of Energy Office” (2004) tarafından, enerji girdisinin üretim içindeki payının azaltılması, aynı üretimin daha az enerji tüketilerek gerçekleştirilmesi olarak tanımlanmıştır. Türkiye Cumhuriyeti Resmi Gazetesinde yayınlanan Enerji Verimliliği Kanunu’nda (2007) ise binalarda yaşam standardında ve hizmet kalitesinde, endüstriyel işletmelerde ise üretim kalitesinde ve miktarında düşüşe yol açmadan enerji tüketiminin azaltılması olarak tanımlanmıştır.

Isı geri kazanımlı uygulamalarının üç farklı tip olduğu düşünülebilir. Bunlar süreçten sürece, süreçten konfora ve konfordan konfora ısı geri kazanım olarak ele alınabilir. Endüstriden endüstriye uygulamalarında, egzoz sıcaklığı çok yüksek olabileceği (800 °C’den yüksek) için, egzoz havasından yalnızca duyulur ısının üfleme havasına aktarımı yapılmaktadır. Süreçten konfora uygulamalarında, enerji geri kazanımı yalnız duyulur ısının üfleme havasına aktarımı sağlanmaktadır. Genellikle kış aylarında bu sistemler kullanılmakta ve ilkbahar ile sonbaharda mahalın aşırı ısınmasının önlenmesi için kontrollü yapılmaları gerekmektedir. Yaz aylarında gerek duyulmamaktadır. Konfordan konfora uygulamalarında hem duyulur hem de gizli ısının transferi yapılmaktadır. Her uygulamada nem transferi yapılmasa da isteğe bağlı olarak sistemin nemi de transfer edebilmesine olanak sağlanmaktadır (Ashrae, 2012). Nem transferi her seferinde ısı transferi ile aynı yönde olmayabilmektedir.

HVAC sektöründe de enerji verimliliği, havalandırma ve şartlandırma konuları yaygınlaştıkça daha da önem kazanmıştır. Özellikle de enerji verimliliği

konusu, yaşanan enerji krizleri ve sera gazı salınımlarının yarattığı iklim değişiklikleri gözönüne alındığında ABD ve Avrupa’da küresel ölçekte malzeme ve hizmet alımlarında karar verme süreçleri yasal düzenlemeler ile kısıtlanmaya başlamıştır. Türkiye’de bu çalışmalar kaçınılmaz bir hale gelmesi öngörülmekte ve ulusal politikalar zaman içinde şekillenmesi düşünülmektedir.

Binaların artık daha büyük inşa edilmesi, izolasyonun önem kazanması gibi konular nedeniyle binaların hava geçirgenliği azalmıştır. Bu nedenle havalandırma önem kazanmıştır. Havalandırma sistemlerinde enerji verimliliği için doğru projelendirme ve sistem tasarımı çok önemlidir. Havalandırma sistemlerinde enerji verimliliği için plan, sızdırmazlık, yalıtım, düşük basınç kaybı, yüksek verimli fan kullanımı, kontrol stratejileri, serpantin ve kanal temizliği, ısı geri kazanımı gibi konular çok önemlidir.

Enerji tasarrufunun sağlanması açısından sürekli çalışan ve aç-kapa tipte olan cihazlarsa yakın tarihte önem kazanan otomasyon ile oransal kontrol edilebilen ve talebe karşılık çalışma seviyesini ayarlayan cihazlar önem kazanmıştır. Talep kontrollü havalandırma, doğru yerde, doğru zamanda gerekli sıcaklıkta temiz hava miktarının mahale sağlanması olarak tanımlanabilir. Talep kontrolü; sabit basınç kontrolü, nem sensörü, sıcaklık sensörü, nem-sıcaklık sensörü, CO₂ sensörü, iç hava kalitesi sensörü ile mahalin talep edilen aralık değerlerine göre hava debisi değiştirilerek yapılabilmektedir.

Ayrıca havalandırma esnasında olan ısı ve nem kaybının önlenmesi için ısı geri kazanımlı havalandırma sistemleri önem kazanmış ve ülkemizde de yaygınlaşmaya başlamıştır. Bu ısı geri kazanımlı havalandırma cihazları dışarıdan alınan taze havanın ve egzoz havasının aktarıldığı kanallardan ve bir akışkandan diğer akışkana ısı/enerji aktarımı yapabilen ısı değiştirici ve iki fandan (biri taze hava, diğeri egzoz havası hattı için) oluşmaktadır (Mardiana-Idayu and Riffat, 2012). Isı değiştiricilerin verimine bağlı olmak üzere sıcak hava hattından soğuk hava hattına %90-95 verime kadar ısı transferi yapılabilmektedir. Bu sayede havalandırma gereksinimi olan tüm mahallerde yazın soğutma ve kışın ısıtma yükleri düşmekte ve büyük ölçüde enerji tasarrufu sağlanmaktadır. Isı geri kazanım sistemi uygun maliyetli ve çevre dostu enerji sağlamaktadır. Binalar ağırlıklı olarak

soğutma, ısıtma ve havalandırma için enerji tüketmektedirler. Bu bağlamda, ısı geri kazanım sistemlerinin amacı, ısıyı iki akışkan arasında transfer ederek enerji tüketimini ve bir binanın işletme maliyetini azaltmaktır (Sugarman, 2005).

Isı geri kazanımlı havalandırma cihazları, taze hava ihtiyacı olan mahaller için havalandırma esnasında enerji tasarrufunda sağlanmasına olanak sağlayan cihazlardır. Bu cihazlar aynı zamanda sağladıkları enerji tasarrufu sayesinde kurulum maliyetini kısa sürede geri ödemekte ve mahalde bulunan soğutma, ısıtma ve nemlendirme cihazları gibi cihazların yüklerini de azaltmaktadırlar.

Isı geri kazanımlı havalandırma cihazları temel olarak, ortamdaki dışarı atılan havadaki (egzoz havası) enerjiyi ortama verilen taze havaya ekleme prensibi ile çalışırlar. Yani mahale konfor seviyesini sürdürmek amacıyla şartlandırılmış hava sağlamak için ısı geri kazanımlı havalandırma cihazları kullanılmaktadır (Sugarman, 2005). Bu havalandırma cihazlarının kullanıldığı bir mahalde havalandırma amacıyla yazın ortamdaki soğutulmuş hava dışarı atılırken içeri alınacak taze hava soğutulmakta; kışın ise ortamdaki sıcak hava dışarı atılırken içeri alınacak taze hava ısıtılmaktadır. Böylece %70'e varan enerji tasarrufu elde edilmektedir. Bahsedilen enerji geri kazanımı esnasında bu havalandırma cihazlarında sadece fanlar enerji tüketmektedir.

Isı geri kazanımlı havalandırma cihazlarına yardımcı olarak ısıtma ve soğutma yapabilen kompresörlü sistemlerde kullanılabilir. Bu sayede aynı cihaz içerisindeki taze hava ve egzoz hattı arasında ısı geri kazanımının yanı sıra ek ısıtma ve soğutma yapılabilir. Bu da cihazların daha yüksek verimde ve enerji tasarrufu ile çalışmasını sağlamaktadır.

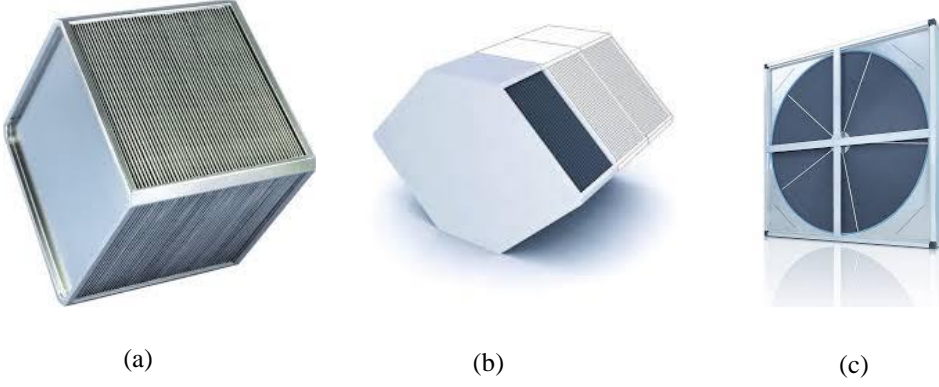
2.4 Isı Değiştiriciler

Isı, direkt ya da dolaylı olarak karşılaşılan iki akışkan arasında, katı maddelerin birbirlerine temas eden molekülleri arasında, katı ile akışkan maddeler arasında sıcaklık farkı olduğunda sıcaktan soğuya doğru akmaktadır. Ayrıca her madde sıcaklığına bağlı olarak ısı yayını ve emilimi yapabilmektedir. Farklı sıcaklıklara sahip iki ya da daha fazla akışkan arasında, akışkanların genellikle birbirlerine

karışmadan sadece enerji aktarımı yapıldığı cihazlara ısı değiştirici denilmektedir. Bazı uygulamalarında, iki akışkanının karışımına neden olan basınç farkı nedeniyle kaçak görülmektedir (Shah and Sekulic, 2003). Isı değiştiriciler genellikle, ısıtma ve soğutma tesislerinde, kimyasal proseslerde, termik santrallerde, kağıt, gıda, kurutma, otomotiv, boya tesisleri, petrol rafinelerileri gibi tesislerde kullanılmaktadır (Yılmaz vd., 2001).

Isı geri kazanım yöntemleri genellikle havadan havaya ısı değiştiricileri ile yapılmaktadır. Bu ısı değiştiriciler Şekil 2.5’de gösterilmiştir. Havalandırma cihazlarında yaygın kullanılan ısı geri kazanım yöntemleri aşağıdaki gibidir.

- Plakalı tip ısı değiştiriciler (Rekuperatörler) – Havadan havaya çapraz akışlı, karşıt akışlı ısı değiştiriciler,
- Rejenaratörler (Isı Tekerı - Döner)
 - Higroskopik
 - Higroskopik olmayan
- Ara bir ısı transfer akışkanı ile
 - Faz değişimsiz (run-around coils)
 - Faz değişimli (ısı borusu, ısı pompası çevrimi vb.)



Şekil 2.5. Havadan havaya ısı değiştirici tipleri – (a) karşıt akışlı, (b) apraz akışlı, (c) döner tip

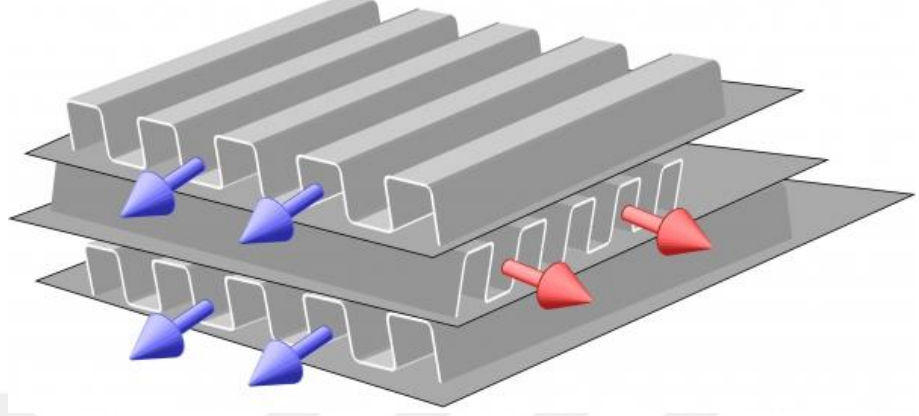
2.4.1 Plakalı ısı değiştirici

Plakalı ısı değiştiriciler, egzoz ve üfleme hava taraflarına ait kanallar birbirlerinden tamamen ayrılmış ve sızdırmazlığı sağlanmış bir şekilde üretilmiştir. şekil 2.7’de hava akış yönleri ve plakalardaki geçişler gösterilmiştir. Plaka arası mesafe 1.8 mm’den 12.5 mm’ye kadar değişebilmektedir (ASHRAE, 2012). Isı direkt sıcak olan havadan soğuk olan havaya, ısı değiştirici içerisinden geçen havanın hızına bağlı değişen ısı değiştirici verimi ile aktarılmaktadır. Plakalı tip ısı değiştiriciler yüksek basınç ve sıcaklık aralıkları için uygun değildir (Shah and Sekulic, 2003).

Çapraz akışlı ve karşıt akışlı olmak üzere hava akış yönüne göre iki farklı tiptedir. Ancak her iki tipin biraraya getirilmesi ile aynı zamanda kombi tip havadan havaya ısı değiştiricileri de geliştirilmekte ve verim artışları sağlanabilmektedir. Her iki tip ısı değiştirici arasında verim ve basınç düşümü farkı vardır. Çapraz akışlı ısı değiştiricilerin basınç düşümü karşıt akışlı ısı değiştiricilere göre daha düşük olduğu için fan enerji tüketimleri karşıt akışlı ısı değiştiricilere göre daha düşük olmaktadır. Ancak sıcaklık verimleri karşıt akışlı ısı değiştiricilerden daha düşüktür.

Yaygın kullanılan rekperatrler sadece duyulur ısı transferi yapabilmektedir. Bu tip ısı değiştiricilerin plaka malzemeleri de plastik ya da alüminyum olarak değişmektedir. Ancak plakalar için nem absorblama özelliği olan

selülozik bir madde kullanılırsa, hava hatları arasında nem transferi yani reküperatif enerji geri kazanımı yapılması da sağlanabilmektedir.



Şekil 2.6. Isı değıştirci kanalları üzerindeki hava akışları

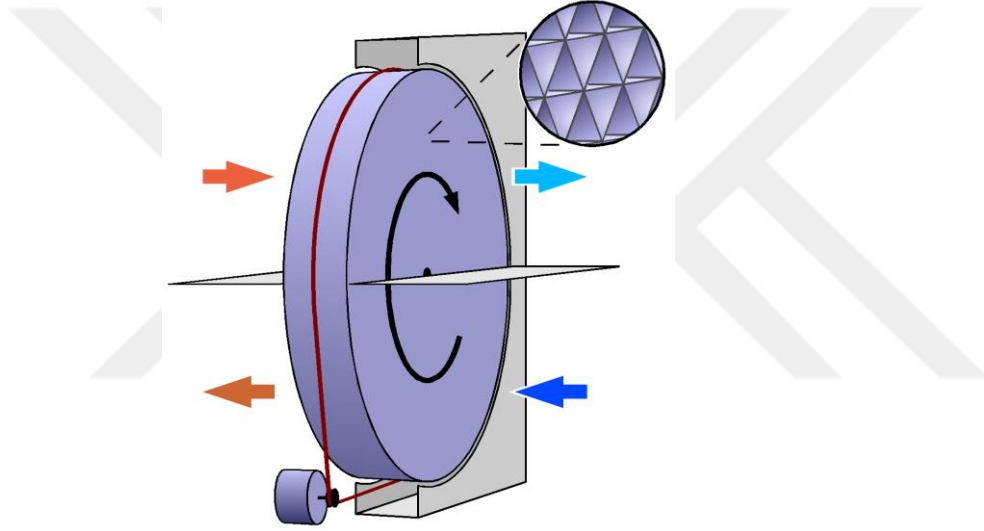
Plakalı ısı değıştirciler çok asidik ortamlarda kullanılacaksa, plakalar üzerine ayrıca epoksi kaplama ile yüksek korozyon dayanım özellikleri verilebilmektedir. Bu ısı geri kazanım metoduyla sıcaklık verimleri %80'lere ulaşabilmektedir. Genellikle konut ve tavan tipi havalandırma cihazlarında kullanılmaktadırlar. Şekil 2.7'de tavan tipi bir cihazda çapraz akışlı ısı değıştirci kullanımı gösterilmiştir.



Şekil 2.7. Çapraz akışlı ısı değıştircili tavan tipi ısı geri kazanım cihazı

2.4.2 Döner tip ısı değiştirici

Döner tip ısı değiştiricileri ya da rotorlar, hareketli döner bir silindire sahiptir. Bir akışkandan diğer akışkana periyodik olarak akışın olduğu bir ısı değiştirici tipidir (Schlunder, 1983). Sıcak ve soğuk hava dönüşümlü olarak döner tip ısı değiştiricide aynı alanı kaplamaktadır (Kreith et al., 2012). Hava geğirgen bir matris olan bu döner silindir radyal yönde hava geçişine izin vermezken; silindirin taban ve tavanı arasında hava geçişine, üçgen hücreli boşluklardan sadece yönlendirilmiş olarak izin vermektedir. Şekil 2.8'de döner tip ısı değiştiricinin Şematik gösterimi verilmektedir.

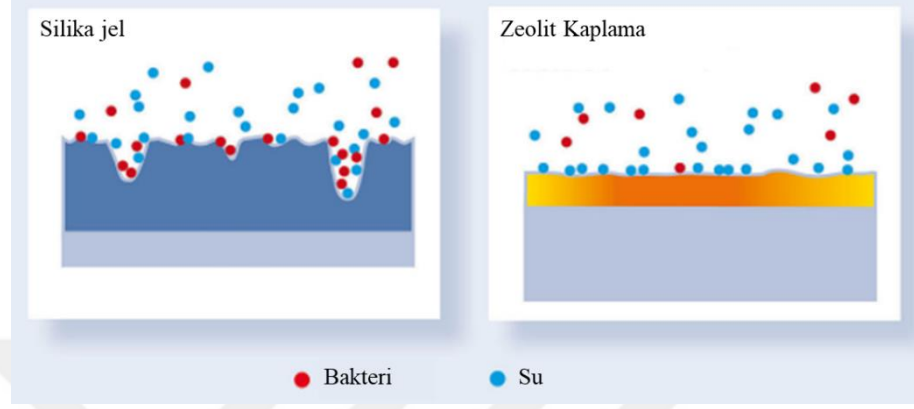


Şekil 2.8. Döner tip ısı değiştirici hava akış yönleri

Rotor, kendisi üzerinde ayrılan iki ayrı hava hattından geçen sıcak havanın ısıısının matris katı maddesinde biriktirip, dönmesine bağlı olarak soğuk hava hattına aktarımını sağlamaktadır. Rotor matrisi, uygun torka sahip bir tahrik motoru ile tedarikçinin belirlediği standart bir hızda dönmektedir. Termal rotorlar duyulur ısı transferi ve aynı anda hem duyulur hem gizli ısı transferi yapabilmektedir. Eğer rotorlar nem transferi yapabiliyorlarsa, higroskopik rotor olarak adlandırılmaktadır.

Rotorlu ısı değiştirici matrisleri genellikle alüminyum folyolar ile oluşturulmaktadır ancak higroskopik tipteki rotorların toplam ısı transfer (duyulur + gizli ısı) yüklerini arttırabilmek için bu malzeme silika jel ile kaplanmaktadır. Bu

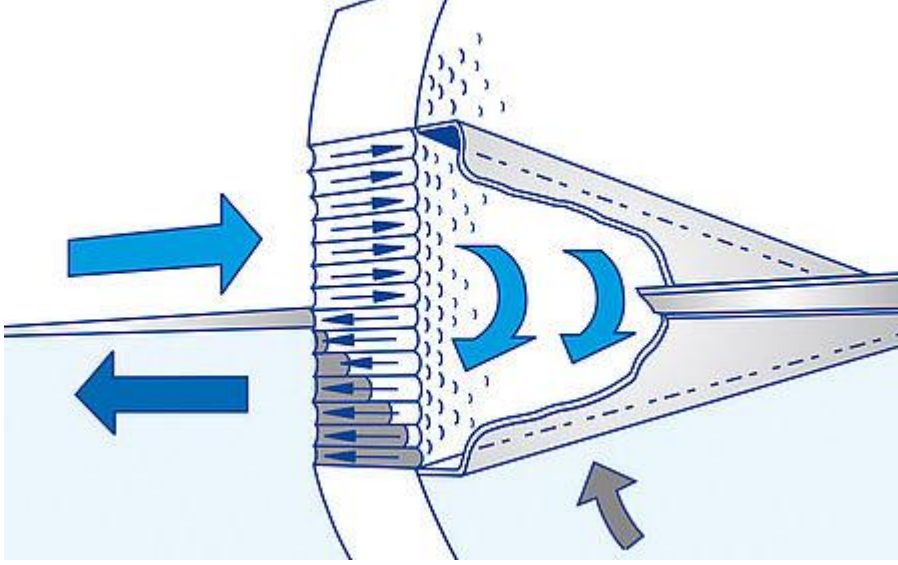
sayede matrisin nem absorblama gücü artacak ve nem transfer verimi yükselmektedir. Ayrıca bazı uygulamalarda, zeolite kaplama kullanımı ile matrisin bakteri tutmasını da engellemektedir.



Şekil 2.9. Rotor matrisi kaplaması

Ayrıca çok yüksek sıcaklıklar arasında ısı transferi yapacak olan rotorlu ısı değiştiricilerde seramik matris malzemeleri kullanılabilir.

Havalandırma cihazlarında kullanılan rotorlar, matrisleri nedeniyle radyal yönde hava geçişine izin vermeseler de dönüş hızlarına ve derinliklerine bağlı olarak kirli taşınma yoluyla hava hatlarının karışmasına neden olmaktadır. Havalandırma cihazlarında iç kaçak türlerinden biri olarak da nitelendirilen bu durumun engellenmesi için arındırma bölümü kullanılmaktadır. Şekil 2.10'da gösterilen arındırma bölümü ile matris içinde bulunan ve rotor döndükçe taze tarafa taşınan kirli hava tekrar egzoz hattına yönlendirilerek mahal dışına atılacaktır.



Şekil 2.10. Döner tip ısı değiştiricilerde arındırma bölümü

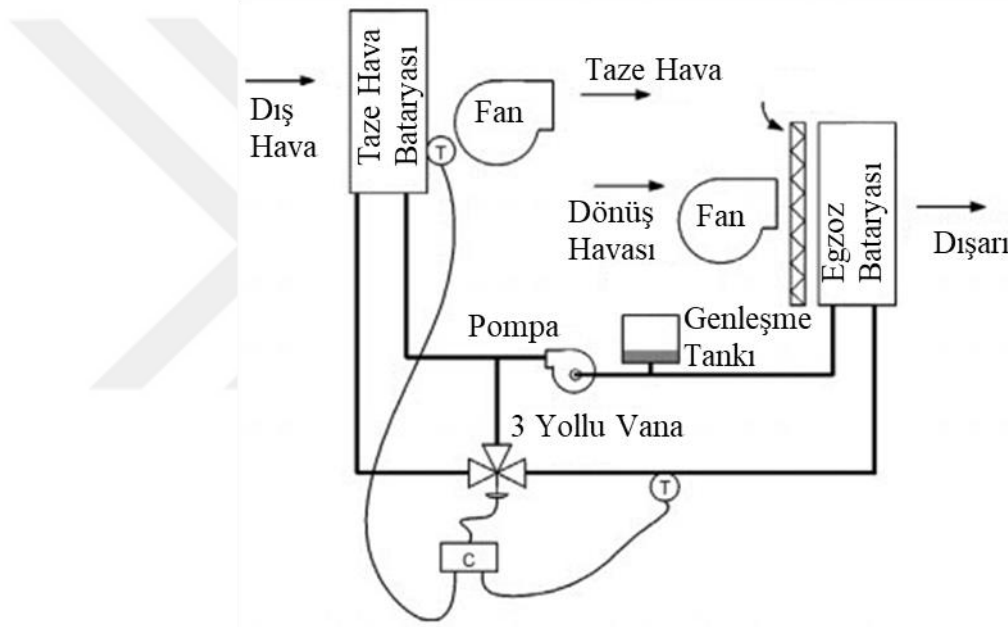
Rotorlu ısı geri kazanım eşanjörlerinde, folyo et kalınlığı, matris hücresinin yüksekliği ve malzeme değişikliği yapılarak verimleri kullanılacağı ortama göre optimize edilebilmektedir. Hücre yüksekliği 1.6 mm'den 2.5 mm'ye kadar değişebilmektedir.

2.4.3 Bataryadan bataryaya ısı değiştirici

İki ayrı hava hattı arasında, cihaz içerisinde ya da uygun olduğu taktirde hava kanalları arasında ısı transferinin bataryaları içerisinde bulunan ayrı bir ısı taşıyıcı akışkan yardımıyla yapan sistemlerdir. Egzoz ve üfleme hava hatlarına yerleştirilmiş lamelli ısı değiştirici ile içerisinde bulunan su veya su-glikol gibi bir akışkanın pompa yardımıyla bir bataryadan diğer bir bataryaya aktarımı ile yapılmaktadır (Vali et al., 2009).

Sistem şematik olarak Şekil 2.11'de verilmiştir. Komponentleri üfleme tarafı bataryası, egzoz tarafı bataryası, pompa, genleşme tankı, 3-yollu vana ve kontrol elemanlarıdır. Bu sistemlerde duyulur ısı transferi olmaktadır, akışkan tarafından faz değişimi olmamaktadır. Ancak kış şartlarında, iç ortamdan uzaklaştırılan egzoz havası bataryadan geğerken dış hava sıcaklığının çok düşük ve buna bağlı olarak bataryadan gelen akışkanın -1 °C'den az olması nedeniyle, batarya kanatları ve borusu üzerinde önce yoğuşmak olmakta sonra da donmaktadır. Bunun

önlenebilmesi amacıyla sistemde bataryalar arasında bypass'a imkan sağlayan 3-yollu vana ve sıcaklık sensörleri bulunmaktadır. Bu sayede taze hava bataryasına giden hat üzerinden ılık akışkanın bir kısmı oransal kontrol yoluyla egzoz bataryasına geri döndürülmekte ve donma riski mümkün olduğunca ortadan kaldırılmaktadır. 3 yollu vana kullanımı ile bypass sistemi aynı zamanda, üfleme sıcaklığının belirli bir seviyede tutulması istendiğinde de kullanılmaktadır. Egzoz bataryası üzerinde donmanın önlenmesi için egzoz bataryasına giden akışkanın, üfleme sıcaklığının kontrolü için de üfleme bataryası hava çıkış sıcaklığı ölçülmelidir.



Şekil 2.11. Bataryadan bataryaya ısı değıştirci devresi

Bu sistemlerde ısı taşıyıcı akışkanın genleşme ve büzülmesini karşılamak için sisteme genleşme tankları da mutlaka ilave edilmektedir.

Bataryadan bataryaya ısı değıştirici, diğeri ısı geri kazanım tiplerinin aksine taze hava ve egzoz havası kanallarının yan yana olmasını gerektirmemektedir. Bu durum diğeri tiplere nazaran kaçak olması durumu önem arz ettiğinde avantaj sağlamaktadır (Krunal et al., 2016). Bu amaçla bataryadan bataryaya ısı değıştiriciler yaygın olarak havalandırma cihazlarında hijyenik sistemlerde talep edilmektedir. Hijyenik havalandırma cihazlarında, ortama sağlanacak taze hava

hattına egzoz tarafından kaçak olması kabul edilmemektedir. Bu yüzden rotorlu tip ya da plakalı tip eşanjör gibi iki hat arasında ortak bir alanda bulunan eşanjör kullanımı yerine bu gibi sistemler daha az maliyetli ve hava sızdırmazlığı yüksek olmaktadır. Reküperatif ve rejeneratif ısı geri kazanımlı gibi pasif aktarım yollarına göre daha fazla parçası olduğu için bakım maliyetleri yüksek olmaktadır.

2.4.4 Isı borulu ısı değiştirici

Isı borusu konsepti ilk olarak 1942’de Gaugler tarafından tanımlanmıştır (Schlunder, 1983). Isı borulu ısı geri kazanım sistemlerinde, bataryadan bataryaya ısı değiştircisine benzer kanat ve boru tek bir bataryada kullanılmaktadır. Ancak her bir tüp birbirinden bağımsızdır ve diğer tüplerle bağlantısı yoktur (Yau and Ahmadzadehtalatapeh, 2010). İç yüzeyinde dahili kılcal boru bulunduran batarya yatay olarak kullanıldığında, bataryanın yarısı evaporator diğer yarısı da kondenser olarak çalışmaktadır. Şekil 2.12’de ısı borulu batarya örneği gösterilmiştir.

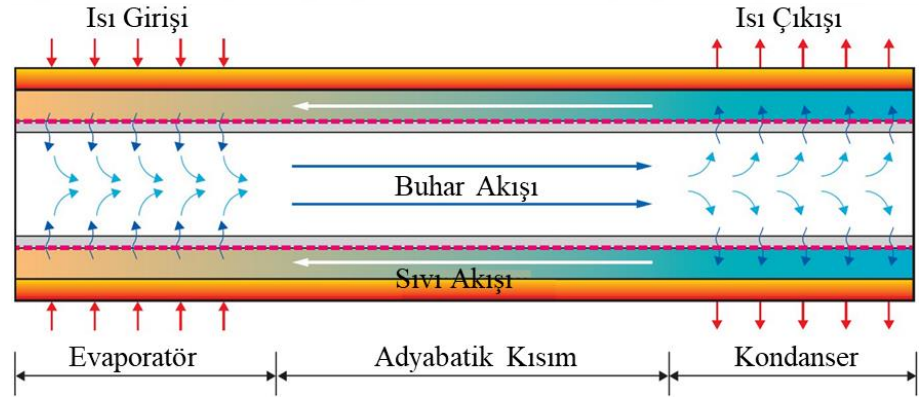


Şekil 2.12. Isı borulu batarya görseli

Isı borulu sistemlerde transfer akışkanı olarak özel soğutkanlar kullanılmaktadır. Sıcak hava bataryanın buharlaştırıcı bölümünden, soğuk hava yoğuşturucu bölümünden geçer. Yüksek sıcaklıklı hava akışı tüplerin yarısının

üstünden geçer. Soğutkan buharlaştırıcının yarısında ısınıp buharlaşırken, dahili buhar basınç gradyanı gaz halindeki soğutkanı tüpün yoğunlaştırıcı ucuna iter. Yoğuşturucu ucunda, sıvı soğutkan yoğunlaşırken buharlaşmanın gizli enerjisini verir, böylece düşük sıcaklıklı hava akışını ısıtır. Sıvı soğutkan dahili fitil kanallarıyla buharlaştırıcı ucuna döner. Şekil 2.13’de proses şematik olarak gösterilmiştir. Isı borusu, harici bir güç kaynağına ihtiyaç duymadan bir noktadan diğer bir noktaya ısı transferine izin veren basit bir cihaz olduğu için tercih sebebi olabilmektedirler. Isı borusu, küçük sıcaklık farkları olan, küçük kesit alanı aracılığıyla büyük miktarda ısı transfer edebilmektedir (Kreith et al., 2012).

Isı borularında kullanım sıcaklıklarına göre farklı ısı transferi akışkanları kullanılmaktadır. Örneğin, havalandırma sistemlerinde ısı geri kazanım için R134a gibi gazlar uygun olurken, 600-1200 °C gibi çok yüksek sıcaklıklar arasında ısı transferi için ısı borularında sodyum, potasyum gibi maddeler kullanılabilir. Ayrıca ısı borusu etkinliği toplam sıra sayısına bağlı olarak değişmektedir (Vasiliev, 2005).

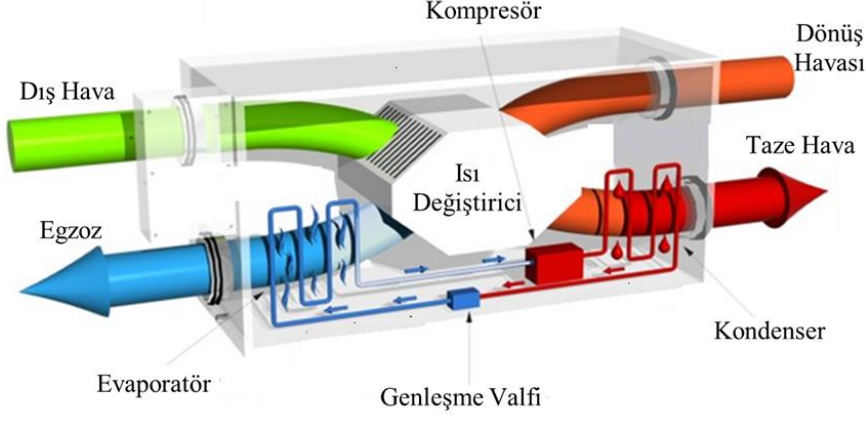


Şekil 2.13. Isı borusunun şematik gösterimi

2.4.5 Isı pompalı ısı değıştirici

Isı geri kazanımlı havalandırma cihazlarında, ısı pompası çevrimi istenirse ısı geri kazanım eşanjörüne destek ya da tek başına kullanılabilir. Yaygın kullanımı ısı geri kazanım eşanjörlü bir havalandırma cihazına yardımcı sistem olarak kullanılmasıdır. Genellikle üfleme sıcaklığının, nominal üfleme debisinde

konfor koşullarındaki ortam sıcaklığına getirmesi hedeflenmektedir. Şekil 2.14’de ısı pompası destekli ısı geri kazanım cihazının şematik gösterimi verilmektedir.

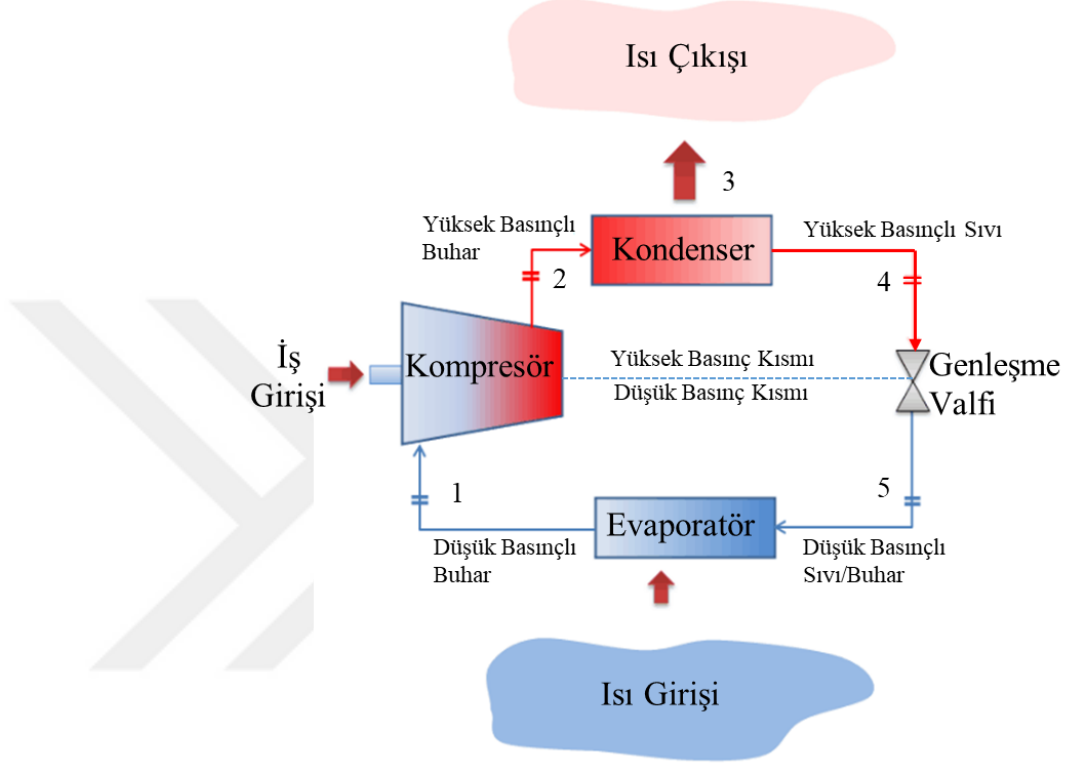


Şekil 2.14. Isı pompalı ısı geri kazanım cihazının görseli

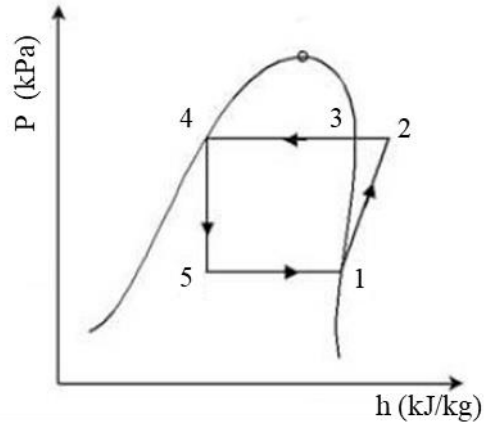
Isı pompası temel olarak, düşük sıcaklıktaki bir ısı kaynağından ısıyı absorbe eden ve daha sonra daha yüksek bir sıcaklıkta sistemden tahliye eden cihazlardır. Isı pompalarının çoğunluğu, buhar sıkıştırma sistemleri ve soğurmalı sistemler (absorpsiyon sistemi) olmak üzere iki temel kategoriye ayrılabilir. Buhar sıkıştırma sistemleri sisteme iş girişi yapan bir kompresör tarafından sürülmektedir. Absorpsiyon sistemi ise sistemi çalıştırmak için termal enerjiyi kullanmaktadır.

Isı pompası, buhar sıkıştırma döngüsü prensibi ile çalışmaktadır. En basit haliyle, ısı pompası sistemi bir evaporatör, kondenser, kompresör ve genleşme valfinden oluşur. Bu bileşenler, Şekil 2.15’de gösterildiği şekilde bağlanır. Sistem bileşenleri arasında dolaşan soğutucu akışkan bulunmaktadır. Buhar sıkıştırma ideal bir ısı pompası çevrimin basınç/entalpi diyagramı Şekil 2.16’da gösterilmektedir. Soğutucu akışkan, evaporatöre düşük sıcaklık ve basınçta (5) bir sıvı / buhar karışımı olarak girer. Evaporatörde ısı, düşük sıcaklıktaki bir ısı kaynağından soğutucu akışkana aktarılır. Isı, soğutucu akışkanın buharlaşmasına (5-1) neden olur ve evaporatörü düşük basınçlı bir buhar (1) olarak terk eder. Buharın basıncı ve sıcaklığı daha sonra kompresör (1-2) tarafından yükseltilir. Buhar, basıncı (2) doyma sıcaklığının üstünde olduğu için 2 noktasında aşırı ısıtılır. Yüksek sıcaklıklı soğutucu akışkan buharı daha sonra, gizli sıcaklığının bir yüksek

sıcaklıklı ısıya (3-4) dönüştürüldüğü kondensere girer. Yüksek basınç ve sıcaklıkta sıvı soğutucu akışkan daha sonra kondenserden çıkar ve genişleme valfinden geçer, burada sabit entalpi içinde evaporatörün sıcaklığına ve basıncına genişler, böylece döngü (4-5) tamamlanır.



Şekil 2.15. Isı pompası çevrimi



Şekil 2.16. Buhar sıkıştırırmalı ideal bir ısı pompası çevrimin basınç/entalpi diyagramı

Bu sistemde kullanılan kompresör, soğutucu akışkanı çevrimde dolaştırmak ve soğutucu akışkan buhar basıncında bir artış sağlamak için kullanılmaktadır. Isı pompası sistemlerinde, kompresör genellikle bir elektrik motoru ve bazen de bir yanmalı motor ile tahrik edilir. Küçük döner kanallı kompresörlerden büyük kapasiteli santrifüjlü kompresörlere kadar birçok farklı tipte kompresör mevcuttur. Pistonlu kompresörler, ısı pompalarında kullanılan en yaygın kompresör türüdür. Birçok farklı uygulamaya uyum sağlamak için çok çeşitli boyutlarda mevcuttur. Pistonlu kompresörler genellikle orta debilerde yüksek basınç farkı sağlamaktadırlar. Bu tip kompresörlerin sabit hızla (aç-kapa modda) çalıştırılan ve değişken hızlı çalıştırılan çeşitleri de mevcuttur. Bu tezde bu iki farklı tipte kompresörün ısı geri kazanımlı havalandırma cihazı içindeki etkinliği karşılaştırılmıştır.

Isı pompalı sistemler istenildiği takdirde tersine çalışabilmektedirler. Yaz döneminde soğutma amacıyla kullanılırken, kışın da ısıtma amaçlı kullanılabilirler (Riffat and Gillott, 2002).

Isı pompası sistemlerinde karşılaşılan en büyük sorun evaporatörde don oluşmasıdır. Isı pompası sistemlerindeki evaporatörler genellikle egzoz havasının çığ noktasının altındaki sıcaklıklarda çalışır. Bu nedenle, havadaki su, evaporatör bataryasında donmaya neden olabilecek şekilde yoğunlaşır. Çok fazla don olması, sistemin performansını önemli ölçüde azaltacaktır ve bu nedenle, buzları gidermek için buz çözme döngüleri kullanılır. Buz çözme döngüsünde don, ısıtma elemanları kullanılarak veya ısı pompası çevrimi ters çevrilerek eritilir, yani evaporatör kondenser haline gelir ve bunun tersi de geçerlidir. Buz çözme daha fazla enerji kullanmakta ve sistemin normal çalışmasını engellemektedir. Bu nedenle evaporatörde donmanın en iyi şekilde engellenmesi ve minimum seviyede tutulması önemlidir (Gillot, 2000).

2.5 Literatür Araştırması

Svenøy (2016), egzoz hattı üzerine kurulan ısı pompası ile ısı geri kazanım kullanımının enerji verimliliği olarak karşılaştırmasını yapmışlardır. Bu çalışmada ısı pompası sistemi akümülayon tankı içermektedir, böylece alan ısıtması ve sıcak

su ihtiyacı karşılanabilmektedir. Bu çalışmada ömür boyu maliyet analizi yapılmıştır. Hesaplamalar tek katlı konutta, 115m²'lik bir alanda yaşayan 4 kişi olması durumuna göre yapılmıştır. Trondheim ve Kautokeino şehirleri baz alınmıştır. İlk sistemde ısı geri kazanım kullanılmış ve geri kalan ısıtma ihtiyacı elektrikli ısıtıcı ile giderilmiştir. Diğer üç sistem egzoz ısı pompası üstüne tasarlanmış, 2 tanesi NIBE'den (F470 ve F110), bir tanesi Nilan'dan (Compact P Nordic cihazı) kullanılmıştır. Son sistem de tüm ihtiyacın elektrikli ısıtıcı ile giderilmesi yönündedir. Herhangi bir ısı geri kazanım cihazı kullanılmadan toplam enerji ihtiyacı ilgili 2 şehir için belirlenmiştir. %80 verimli ısı geri kazanım ile enerji tüketimi ortalama %46.8-%42 azaltılmıştır. Enerji verimliliği en yüksek olan sistem Nilan cihazında ise enerji tüketimi %62.2-%47.6 azaltılmıştır. En ucuz sistemin enerji geri kazanımı kullanılan, en pahalı sistemin ise NIBE sistemi olduğu sunulmuştur.

Solberg (2015), çalışmasında farklı metotlar kullanılarak yapılan ısı geri kazanım havasındaki performansları karşılaştırmıştır. 172 m²'lik tek katlı bir ev göz önüne alınmıştır. 7 farklı rotorlu havalandırma cihazı, 1 tane egzoz havası CO₂'li ısı pompası ve bir tane de dış hava CO₂'li ısı pompası hesaplanmıştır. 7 adet havalandırma cihazı kullanıldığında geriye kalan ısıtma ihtiyacını karşılamak için elektrikli ısıtıcı kullanılmıştır. 3 farklı yer göz önüne alınarak hesaplamalar yapılmıştır. 5 kişilik bir ailenin en yüksek ısıtma ihtiyacı hesaplanmıştır. Noveçte en yaygın olarak kullanılan rotorlu cihazlar enerji ihtiyacını 34% azaltmaktadır. Isı pompası ve ısı değiştirici kullanılarak yapılan havalandırma cihazı da ısıtma ihtiyacını 68% azaltmaktadır. Yüksek sıcak su ihtiyacı olanlar için en uygun çözüm ekonomik değerlerde göz önüne alındığında ısı tekeri ve CO₂'li egzoz ısı pompası sistemleridir, 66% oranında enerji tüketimini azaltmıştır. En verimli çözüm ısı tekeri ve CO₂'li ısı pompasıdır, böylece hem egzoz havası hem dış havadan faydalanılmaktadır. Egzoz havasına ek olarak dış hava kullanımı sırasında artan ısı pompası performansı, aşırı soğuk iklimler (Kautokeino gibi) haricinde tüm iklimler ve sıcak su kullanımı tüketimleri için sınırlıdır.

Fucci et al. (2016), yaptıkları çalışmada ısı geri kazanımlı ısı pompalı havalandırma cihazını incelemiştir. Cihaz birkaç modda çalıştırılabilmektedir: pasif+termodinamik geri kazanım, sadece pasif veya aktif geri kazanım ve doğal

soğutma. Sadece kış sezonu için performans değerlendirmesi yapılmıştır. Dış havanın -5°C ile 10°C arasında değiştirilerek, iç ortamı da 20°C düşünülerek testler gerçekleştirilmiştir. Tüm testlerde sabit debi $535\text{m}^3/\text{h}$ 'de yapılmıştır. COP değerleri 0°C 'de $9,5^{\circ}\text{C}$ 'de 8.86 ve 10°C 'de 6.62 olarak bulunmuştur. -5°C 'de kompresör aç-kapa olarak çalışmaktadır, bu durumda ise evaporatörde defrost olduğu anlamına gelmektedir. Bu davranış, statik+termodinamik çalışma modundan başka bir düzenlemeye geçmek için tercih edilen bir sıcaklık değerinin varlığını ve tersini önermektedir. 0°C 'de statik geri kazanımın verimli bir şekilde çalışarak ısı pompasının zayıflama modunda kullanımını azaltmayı mümkün kıldığı gözlemlenmiştir (kompresör minimum hızda çalışmıştır). -5°C 'de evaporatörde buzlanma olması nedeniyle dış sıcaklığın bir üst ve alt sınır değerinin mevcut olduğu ortaya çıkmıştır. Alt limitin altındaki değerlerde sadece pasif geri kazanım ve ısıtma sistemi ile çalışmasının mümkün olduğu gözlemlenmiştir. Üst sınırın üstündeki sıcaklıklar için ise dış ortam sıcaklığı doğal soğutma veya doğal ısıtmaya izin verene dek sistem sadece aktif geri kazanım yaparak çalışmasının mümkün olduğu gözlemlenmiştir.

Riffat and Gillott (2002), ısı pompalı mekanik havalandırma cihazının test ve performansı yaptıkları bu çalışmada incelenmiştir. Yeni sistemde, hem havayı hem de ısıyı ileten döner tip ısı değiştiriciler kullanılmıştır. Egzoz havasından geri kazanılan düşük dereceli ısı, bir ısı pompası tarafından yükseltilmekte ve taze besleme havasını ısıtmak için kullanılmaktadır. Sistem tipik olarak $250\text{m}^3/\text{h}$ 'de tedarik edilen hava için 2 kW ısıtma sağlamaktadır. Prototipte 5'e kadar COP'e ulaşılmış ve ortalama olarak COP değeri 2.5 olmaktadır. Sistem ayrıca, evaporatör ve kondenser üzerinden hava akışını tersine çalıştırarak soğutma için de kullanılabilir durumdadır. Yıllık 200 Sterlin elektrik tasarrufu ile 2.3 yıllık bir geri ödeme süresi ile bu tasarlanan cihaz yapılabilmektedir. Bu rakamlar, 6,5 p/kWh elektrik maliyetiyle ısıtılan bir ev için hesaplanmıştır. Çalışmanın 460 pound bir maliyeti vardır (Patentli çalışma).

Çevre dostu olmayan soğutucu akışkanların değiştirilmesi ve enerji tasarrufu talepleri nedeniyle komponentler değişmiş ve özellikle de kompresörlerde yenilenmeler olmuştur. Basınçlandırma sistemleri genellikle maksimum yük altında çalışmak için tasarlanmıştır. Fakat çoğu zaman bu sistemler bir termostat

tarafından kontrol edilen kısmi yüklerde çalışmaktadır. Değişken hızlı kompresörlerde hız gerekli yükü ayarlamak üzere kompresör kapasitesini kontrol etmektedir ve bu durum termostatik kontrol ile karşılaştırıldığında enerji tasarrufu sağlamaktadır. Aprea et al. (2009), enerji, ekserji ve ekonomik yönleri optimize eden kompresör akımını tanımlamak için kompresör frekansının optimizasyonu çalışılmıştır. Her çalışma koşulu için optimum frekansın belirlenmesi, kompresör hızının bir invertör tarafından sürekli olarak kontrol edilmesini sağlayan bir kontrol algoritması oluşturmak için önemli olmaktadır. Analiz pistonlu ve scroll kompresörlere uygulanmış ve yüksek enerji tasarrufu sağlanmıştır. Özellikle, pistonlu kompresörün 30 Hz'de sabitlenmesi enerji tasarrufu açısından temel frekansda çalışması ile karşılaştırıldığında %15 daha fazladır. Scroll kompresörlerde de %25 enerji tasarrufu sağlandığı gözlemlenmiştir.

Adhikari et al. (2012), 3 farklı şehir için ısı pompalı 4 farklı tipte HVAC sistemi uygulaması incelemiştir. Bu dört tip: toprak kaynaklı, yeraltı suyu kaynaklı, havadan suya ve düşük enerjili binalarda ısıtma ve soğutma uygulamalarında kullanılan havadan havaya ısı pompası sistemleridir. Çalışmada özellikle ısı pompası teknolojisine dayalı sabit hızlı ve değişken hızlı kompresör ekipmanlarının karşılaştırması incelenmektedir. Çalışmada İtalyanın tipik iklim bölgeleri olan Milano, Roma ve Palermo iklim koşulları göz önüne alınmıştır. Sonuçlar, değişken hızlı ekipmanlarının, özellikle hava kaynaklı ısı pompası sistemi uygulamalarında önemli ölçüde enerji tasarrufu sağlayabileceğini göstermiştir.

Isı pompası sistemi artık hem tek bir ünite ile hem soğutma hem de ısıtma sağlama kapasitesine sahip olduğundan yaygın olarak kullanılmaktadır. Kirli iç ortam havasını tahliye eden ve taze dış ortam havasını getiren havalandırma, iç mekan hava kalitesinin iyi olmasını sağlamak için çok önemlidir. Bununla birlikte, havalandırmanın yanında dış havanın durumunu iç mekanın durumuna değiştirmek için klima gerektirdiğinden ekstra enerji kaybına neden olur. İç mekana dış hava girdiğinde, iç mekan koşuluna getirilmesi için soğutulmalı veya ısıtılmalıdır. Nguyen et al. (2005), çalışmasında ısı pompasının ısıtma ve havalandırma işlemi sırasında ısının geri kazanılması için üç yöntem deneysel olarak incelemiştir. Bu yöntemler: sadece ısı geri kazanım, taze havanın evaporatöre verilmesi ve hem ısı geri kazanım hem de evaporatörün kullanılması. Bu üç sistem sabit sıcaklık ve nem

sağlanabildiği iç ve dış ortam odalarında test edildi. Standart ısıtma koşulu altında yapılan deneyden %23.1'lik bir havalandırma oranıyla, COP'ler hiç ısı geri kazanım olmaması durumu, ısı geri kazanım olması, taze havanın evaporatöre verilmesi ve hem ısı geri kazanım hem de evaporatörün kullanılması durumu için sırasıyla 2.88, 3.20, 3.18 ve 3.28 olmuştur. Tek bir üniteye entegre edilen havalandırma ve hem ısı geri kazanım hem de evaporatör fonksiyonlarına sahip çift ısı geri kazanımlı ısı pompası en iyi COP performansını göstermiştir.

Dünya, gelecek için belirlenen çevresel hedeflere ulaşmak için enerji kullanımını azaltma konusunda bir meydan okuma ile karşı karşıya olduğu belirtilmektedir. Binaların enerji performansı üzerinde büyük etkisi olan faktörlerden birinin de havalandırma kayıpları olduğu belirtilmektedir. Bu kayıpların üstesinden gelebilmek için, döner tip ısı değiştirici kullanımı sıklıkla uygulanmaktadır. Bu sistemlerin yıllık olarak egzoz havasındaki enerjinin yaklaşık % 60-70'ini geri kazandığı gösterilmektedir. Bir ısı geri kazanım sistemi kurulduktan sonra, kurulu geri kazanım sisteminin verimliliğini makul bir maliyet karşılığında geliştirmenin zor olduğu belirtilmektedir. Wallin and Claesson (2014), bu tür bir ısı geri kazanım sistemine sahip bir binanın enerji performansını bir ısı pompası kullanarak iyileştirmenin bir yolu TrnSys'teki simülasyonlarla incelemiştir. Isı pompası sistemindeki evaporatör döner tip ısı değiştiriciden sonra egzoz hava akımına monte edilmiş bir ısı değiştiriciye bağlanmış ve ısı pompasının kondansatörü ise ısıtma bataryasından gelen dönüş suyu sıcaklığının artması için monte edilmiştir. Yapılan simülasyonlar sonucunda, bir ısı pompasını sisteme sonradan monte ederek, klima santralının ısı geri kazanım oranını önemli ölçüde artırma ihtimalinin olduğunu göstermektedir. Bir ısı pompası egzozu ısı geri kazanım sisteminin önerilen şekilde bir klima santraline takılmasının teknik olarak ilginç olduğunu göstermektedir. Önerilen sistem için simülasyon, ısı geri kazanımının yüzde 24 arttırabileceğini göstermektedir. Araştırmalar ayrıca, ısı pompasının verimliliğinin genel sistem verimliliği için önemli bir faktör olduğunu ve bu nedenle sistemi boyutlandırırken dikkate alınması gerektiğini göstermektedir. Bu çalışmada, ısı pompası verimi 3 olarak bulunmuştur. Isı pompası verimi (SCOP), ısı pompası tarafından sağlanan ısı, klima santralindeki kompresörün güç tüketimine bölünmesi ile hesaplanmaktadır.

Giderek daha fazla sayıda klima santrali, binalarda ısıtma ve soğutma için enerji kullanımını azaltmak amacıyla ısı geri kazanım sistemleriyle donatılmıştır. Isı geri kazanım sisteminin verimi, genellikle enerji tasarrufunu hesaplamak için kullanılmaktadır. Ancak, klima santralleri her zaman planlandığı gibi çalışmamaktadır. Özellikle, parazitik kısıyollar ve hava kaçağı, havalandırma ve ısı geri kazanım verimini önemli ölçüde azaltabilir. Ek olarak, bu cihazlar fanlar için, elektrik enerjisine ihtiyaç duymaktadırlar. Roulet et al. (2001) klima santralleri ile gerçek enerji geri kazanımını teorik bir bakış açısıyla ele almış ve 13 cihazdaki ölçüm sonuçlarını sunmuştur. En iyi üç durumda, ısı geri kazanım verimi %80 nominal verime sahip cihazlar için %60 ile %70 arasında çıkmıştır. En kötü üç durumda, verimlilik %10'dan az çıkmıştır. Bu gibi durumlarda, ısı geri kazanım sistemi tasarruf ettiğinden daha fazla enerji tüketmektedir.

Son zamanlarda büyük dikkat çeken ısı pompası tasarımının bir yönü de kapasite kontrollü olmasıdır. Tassou et al. (1983) kapasite kontrollü bir ısı pompasının performansı, geleneksel bir sabit hızlı sistemin performansı ile karşılaştırmıştır. Kapasite kontrollü sistemin, anma kompresör hızının yarısı kadar bir hız düşürme sınırlamasıyla, geleneksel sisteme göre enerji kullanım verimliliğinde yüzde 10'dan fazla gelişme sağlayabileceği bulunmuştur. Daha geniş hız değiştirme aralığına sahip bir kompresör kullanan ve uygun bir kontrolle sürülen cihaz, aç-kapa kontrollü sistemlere kıyasla yüzde 30'a varan bir verimlilik sağlamaktadır. Büyük Britanya'daki ortalama kış hava koşullarını temsil eden bir yer için yapılan performans karşılaştırmaları, izin verilen minimum ve maksimum kompresör hızları arasında çalışan değişken hızlı bir ısı pompasının, geleneksel sabit hıza kıyasla enerji verimliliğinde yüzde 10'dan fazla bir gelişme sağlayabileceğini göstermektedir. Değişken hızlı sistemlerin enerji tasarrufu potansiyeli, mikroişlemci tabanlı kontrol optimizasyonu ve daha geniş bir hız değişim kabiliyetine sahip kompresörlerin kullanılmasıyla daha da arttırılabilmektedir.

3. GEREÇ VE YÖNTEM

3.1 Test Cihazının Tanıtımı

Bu çalışma kapsamında plakalı tip ısı pompalı ısı geri kazanımlı bir havalandırma cihazının tasarımı ve üretimi yapılmıştır. Isı pompası sisteminin sabit hızda veya değişken hızda çalışma durumları gerçekleştirilerek farklı ortam sıcaklıklarında ve hava hızı koşullarındaki verimleri testlerle belirlenmiştir. Çalışma kapsamında gerçekleştirilen gereç ve yöntemler aşağıda verilmektedir.

Çalışmada test cihazı olarak, boyutları ilgili testlerin kolayca yapılabilmesine uygun olan tavan tipi ısı pompalı ısı geri kazanımlı havalandırma cihazı seçilmiştir. Şekil 3.1’de test cihazının görseli verilmektedir. Bu cihaz, 2000 m³/h debiye sahip olan ve bu debi de en fazla 250 Pa dış statik basınç sağlayan, iki yönlü ısı geri kazanımlı havalandırma cihazıdır. Testler esnasında cihazın dış statik basıncı 100 Pa olarak belirlenmiştir.

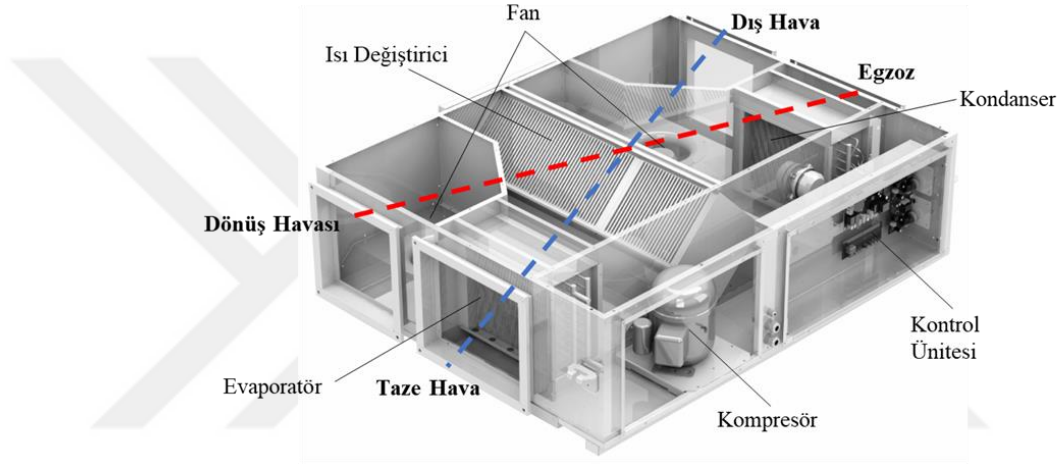


Şekil 3.1. Test cihazının görseli

Cihazda iki ayrı hava kanalı bulunmaktadır. Bunlardan biri dış ortamdan taze havayı alıp iç ortama vermek (taze hava hattı), diğeri ise (egzoz hattı) iç ortamdan aynı miktarda havayı dış ortama egzoz etmek için kullanılmaktadır.

Cihaz, genellikle eş kütleli hava debisinde kullanıldığı için, her hava hattı aynı model radyal plug fanlara sahiptir. Fan hızlarının kontrolünün kolaylıkla

sağlanabilmesi için EC teknolojili fanlar seçilmiştir. AC teknolojiye sahip fanlar, monofaze ya da trifaze olmalarına göre sırasıyla ya sadece on/off çalışabilmekte ya da üçgen ve yıldız bağlantı seçeneğinin birlikte kullanımı ile en fazla iki farklı hızda sürülebilmektedirler. Ancak EC fanlar üzerlerinde bulunan haberleşme kartları sayesinde dışarıdan kullanıcı tarafından verilen 0-10 VDC kontrol voltajı ile oransal olarak hız kontrollü sürülebilmektedir. Testlerde farklı debilerde cihaz çalışması deneysel olarak gözlemleneceği için EC fan faktörü cihaz seçiminde önemli rol oynamıştır. Tüm cihaz komponentleri, cihaz içerisinde yerleşimleri ve hava akışlarının isimlendirilmesi Şekil 3.2’de cihaz üzerinde gösterilmiştir.



Şekil 3.2. Test cihazının ana komponentleri

Fanlar, cihazda emiş taraflarında yani cihaz emiş ağızlarının bulunduğu taraflarda bulunmaktadır. Önemli havalandırma komponentlerinden biri olan ısı değiştirici, emiş tarafından gelebilecek toz, partikül veya daha büyük parçalara karşı korunabilmesi için her iki hava hattının başlangıcında filtreler bulunmaktadır. Havalandırma komponentlerinin korunmasıyla birlikte bir diğer önemli görevleri de, mahale dış ortamdan alınarak sağlanacak taze havanın filtrasyonunu yapmaktır. Taze hava ve egzoz hattı üzerinde G4 filtre bulunmaktadır. EN 779 standartlarına göre G filtreler 10 µm’den büyük partiküllerin tutulmasında etkililerdir. Filtrelerin doluluk oranları, cihazlarda uygun yerlere yerleştirilen fark basınç sensörleri ile izlenmektedir, bu sayede otomasyon sistemi sayesinde kullanıcıya filtrenin değiştirilmesi gerektiği zaman uyarı vererek fazla elektrik tüketiminin ya da hava

debisinin azalmasının önüne geçilmesi hedeflenmektedir. Şekil 3.3’de örnek bir G4 filtre görseli verilmektedir.

Test cihazının kasası, 0.8 mm kalınlıkta sacdan üretilmektedir. Ses ve ısı yalıtımı sağlayabilmek ve yoğuşma olmasını önleyebilmek için cihaz 10 mm’lik izolasyon ile kaplanmıştır. Bu nedenle testler ve hesaplamalar için cihazın dış ortamla arasında ve cihazın iç kısmında taze hava egzoz havası hatları arasında ısı transferi olmadığı kabul edilmiştir.

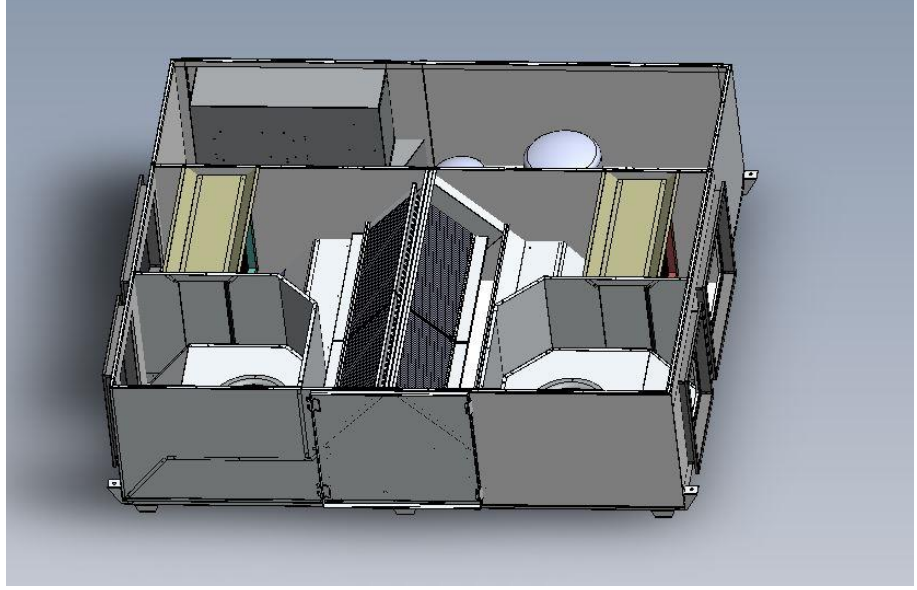


Şekil 3.3. G4 filtre görseli

Cihazda iki ayrı hava hattı arasında, karışım yapmadan ısı transferini gerçekleştiren çapraz akışlı alüminyum ısı geri kazanım eşanjörü kullanılmıştır. Isı değiştirici çevresine konulan contalar ve gerekli yerlere çekilen silikonlar ile hatlar arasındaki hava kaçakları minimize edilmiştir. Bu nedenle hava kaçakları da ihmal edilmiştir.

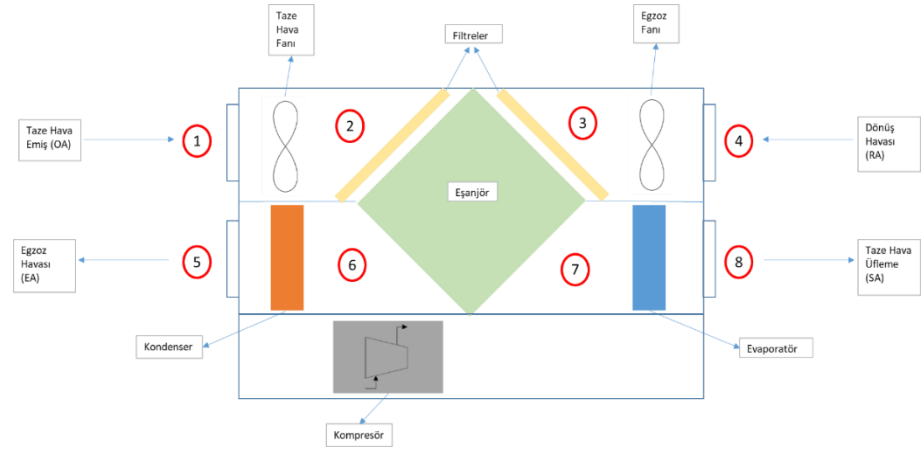
3.2 Test Cihazı Komponentleri

Çalışmanın testlerinde kullanılan cihazda iki adet EC kontrollü fan, bir adet ısı değiştirici, iki adet G tipi filtre, bir adet evaporatör, bir adet kondenser, bir adet sabit hızla çalışan kompresör, bir adet değişken hızla çalışan kompresör bulunmaktadır. Cihazın tasarım esnasındaki görseli Şekil 3.4’de verilmektedir.



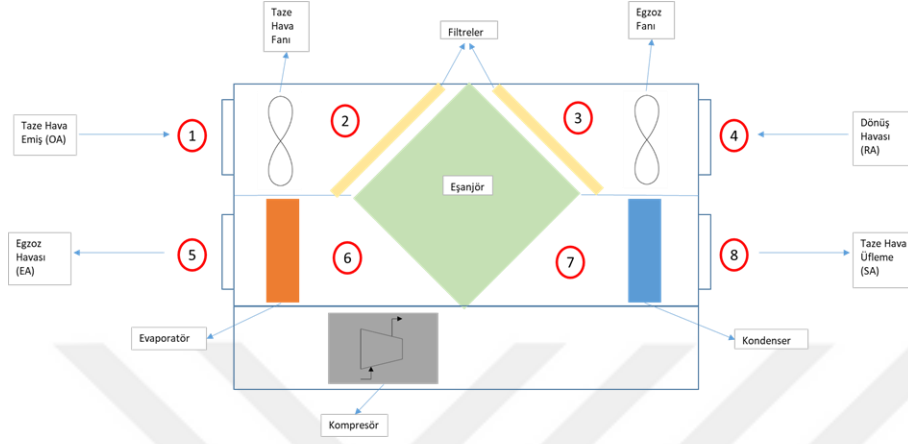
Şekil 3.4. Test cihazının tasarım görseli

Cihaz yerleşim planına bakıldığında cihazın taze hava emiş ve dönüş havası emiş kısımlarında fanlar bulunmaktadır. Bu fanlar emiş yaptıkları havayı ısı değiştiriciye üfleme yapmaktadır. Cihazın yaz koşullarında çalıştığı düşünülürse; fanlardan sonra filtrelerden ve ısı değiştiriciden geçen hava evaporatörden geçerek iç ortama üflenir (taze hava üfleme hattına), ısı değiştiricinin diğer hattından çıkan hava ise kondenserdan geçerek dışarıya atılır (egzoz havasına). Şekil 3.5’de gösterilen şematik resme göre taze hava hattı, havanın geçişi sırası ile 1-2-7 ve 8, egzoz hattında ise sırası ile 4-3-6 ve 5’dir.



Şekil 3.5. Test cihazı şematik gösterim – yaz koşulu

Kış koşullarında cihazın çalıştığı düşünülürse; fanlardan sonra filtrelerden ve ısı değiştiriciden geçen hava kondenserden geçerek iç ortama üflenir (taze hava üfleme hattına), ısı değiştiricinin diğer hattından çıkan hava ise evaporatörden geçerek dışarıya (egzoz havasına) atılır (Şekil 3.6).



Şekil 3.6. Test cihazı şematik gösterim – kış koşulu

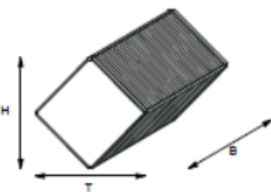
Bataryanın evaporatör veya kondenser olarak çalışması yaz veya kış koşullarına göre değişmektedir. Bu yüzden batarya seçimi yapılırken her iki koşulda da (yaz ve kış) çalışabilme durumları kontrol edilmelidir. Çalışma kapsamında bu durum dikkate alınarak tasarımlar gerçekleştirilmiştir.

3.3 Isı Değiştirici Seçimi

Isı değiştirici, cihazın çalışması istenilen debide, verimde ve kullanılacak cihaz boyutları göz önüne alınarak seçilmektedir. Bu tezde testleri gerçekleştirilen cihaza en uygun boyutların 300x300x1200 boyutlarında bir ısı değiştirici olduğu belirlenmiştir. Seçilen ısı değiştirici kanat aralığı da 2.5 mm'dir. Bu boyutlarda ısı değiştiricinin yaz giriş koşulu olarak 2000 m³/h debide, taze hava emiş sıcaklığının 35°C, bağıl nemin 40% ve dönüş havası sıcaklığının 25°C, bağıl nemin 50% olduğu kabulunu yaparsak eğer taze hava üfleme sıcaklığının 30.2°C, bağıl nemin 52.5% ve egzoz havası sıcaklığının 29.8°C, bağıl nemin 37.7% olduğu görülmektedir (Şekil 3.7).

Type: PWT 10 / 300 / 1200 - 2.5			
		Supply air	Exhaust air
Inlet condition	Standard air volume	2000	2000 m ³ /h
	Air volume	2111	2037 m ³ /h
	Temperature	35.0	25.0 °C
	relative humidity	40.0	50.0 %
	absolute humidity	14.12	9.88 g/kg
	Enthalpy	71.5	50.3 kJ/kg
Outlet condition	Air volume	2078	2070 m ³ /h
	Temperature	30.2	29.8 °C
	relative humidity	52.5	37.7 %
	absolute humidity	14.12	9.88 g/kg
	Enthalpy	66.5	55.3 kJ/kg
Face air velocity		1.63	1.57 m/s
Pressure drop		77	75 Pa
Pressure drop (Standard density)		73	73 Pa
Temperature efficiency dry (EN 308)		48.2	48.4 %
Temperature efficiency wet (EN 308)		48.2	48.4 %
Energy efficiency (DIN EN 13053)		46.9% / H4	
Heat recovery dry		-3.27	3.27 kW
Heat recovery wet		-3.27	3.27 kW
Condensation			g/kg kg/h

Calculation based on			
Air pressure		1013	mbar
Altitude		0	m

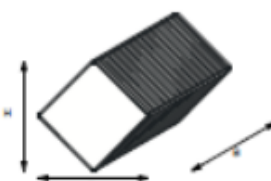
Dimensions			
Edge dimension		300	mm
Height (H)		405	mm
Width (B)		1200	mm
Depth (T)		405	mm
Weight		20.0	kg
			

Şekil 3.7. Isı değiştirici seçim ıktısı - yaz koşulu

Kış giriş koşulu olarak da 2000 m³/h debide, taze hava emiş sıcaklığının 0°C, bağıl nemin 80% ve dnş havası sıcaklığının 22°C, bağıl nemin 40% olduğu kabul yapıldığında, taze hava üfleme sıcaklığının 10.5°C, bağıl nemin 38.4% ve egzoz havası sıcaklığının 11.5°C, bağıl nemin 77.9% olduğu görülmektedir (Şekil 3.8).

Type: PWT 10 / 300 / 1200 - 2,5

	Outside air	Return air	
Standard Air Volume	2000	2000	m ³ /h
Mass flow	2400	2400	kg/h
Inlet condition			
Actual Air Volume	1859	2013	m ³ /h
Temperature	0,0	22,0	°C
Relative Humidity	80,0	40,0	%
Absolute Humidity	3,02	6,56	g/kg
Enthalpy	7,5	38,8	kJ/kg
Outlet condition			
Actual Air Volume	1930	1941	m ³ /h
Temperature	10,5	11,5	°C
Relative Humidity	38,4	77,9	%
Absolute Humidity	3,02	6,56	g/kg
Enthalpy	18,2	28,1	kJ/kg
Face air velocity	1,43	1,55	m/s
Pressure drop (actual density)	68	72	Pa
Pressure drop (Standard density)	73	73	Pa
Temperature efficiency dry (EN 308)	47,9		%
Temperature efficiency wet (EN 308)	47,9		%
Energy efficiency (DIN EN 13053)	46,9% / H4		
Temperature efficiency dry ErP Lot 6	47,9		%
Heat recovery dry	7,09	-7,09	kW
Heat recovery wet	7,09	-7,09	kW
Condensation			g/kg kg/h
Calculation based on			
Air pressure	1013		mbar
Altitude	0		m
Dimensions			
Edge dimension	300		mm
Height (H)	405		mm
Width (B)	1200		mm
Depth (T)	405		mm
Weight	20,0		kg



Şekil 3.8. Isı değiştirici seçim çıktısı - kış koşulu

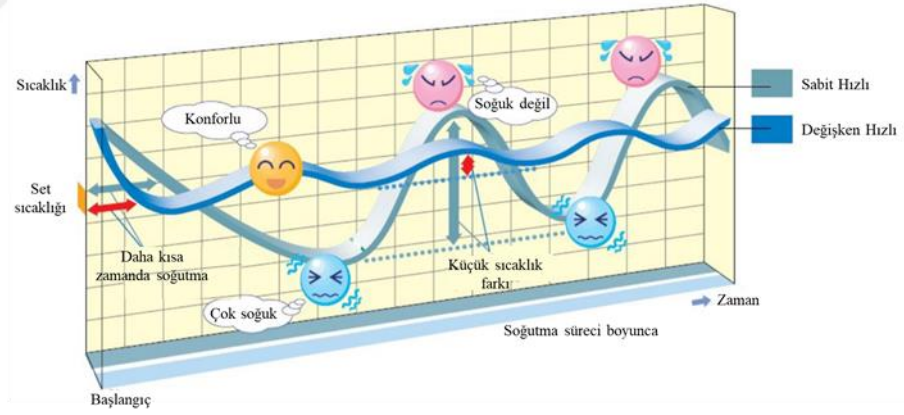
Şekil 3.7 ve Şekil 3.8’de verilen çıktılar, ısı değiştirici seçim programından alındığı için orijinal dilinde bırakılmıştır.

3.4 Evaporatör, Kondenser ve Kompresör Seçimi

Evaporatör, kondenser ve kompresör soğutma çevriminin ana elemanlarıdır. Bu çalışmada değişken hızlı ve sabit hızlı olmak üzere iki farklı kompresör kullanılmıştır. Sabit hızlı kompresör çalıştırıldığında maksimum kapasitede

çalışmaktadır. Değişken hızlı kompresör, sistemde kullanılan invertör ile düşük bir seviyede çalışmaya başlamakta ve ardından kapasitesini kademeli olarak arttırmakta veya azaltmaktadır. Sabit hızlı kompresör istenilen sıcaklığı korumak için otomatik olarak başlamakta veya durmaktadır. Ancak invertör ile birlikte kullanılan değişken hızlı kompresör kapasitesini düzenleyerek çalışmaktadır.

Değişken hızlı kompresör, motorun hızını ayarlamak için değişken frekanslı bir sürücü kullanmaktadır, böylece kompresörün hızını da kontrol edebilmektedirler. Bu değişken frekanslı sürücü, gelen alternatif akımı (AC), doğru akıma (DC) dönüştüren bir doğrultucu içermektedir. Ardından, istenen frekansta AC üretmek için eviricideki DC sinyal genişliği modülasyonunu (PWM) kullanmaktadır. Alternatif akım, bir endüksiyon motorunu veya fırçasız bir motoru sürmek için kullanılmaktadır. Alternatif akımın frekansı ve endüksiyon motorunun hızı birbiriyle doğru orantılı olduğundan, değişken hızlı kompresör çeşitli hızlarda çalışabilmektedir (Thoke, 2019). Şekil 3.9'da değişken hızlı ve sabit hızlı kompresörün çalışma süreleri boyunca davranışları verilmektedir.



Şekil 3.9. Değişken hızlı ve sabit hızlı kompresör çalışma davranışı (Goyal, 2014)

Evaporatör ve kondenser kapasitelerinin aynı evaporasyon ve kondenzasyon sıcaklıklarında kompresörün soğutma ve ısıtma kapasitesine eşitlenmesi yöntemi ile seçim yapılmaktadır. Kızgınlık derecesi 5°C ve aşırı soğutma derecesi 2°C kabulü ile soğutma grubu elemanları seçilmiştir.

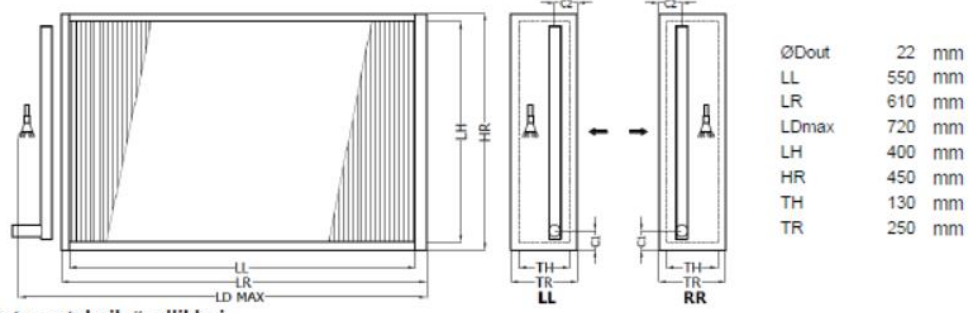
Isı değiştiriciden çıkış sıcaklıkları yaz ve kış çalışma koşullarına göre evaporatör veya kondenser giriş sıcaklıkları olmaktadır.

Yaz koşulu için evaporatörün giriş sıcaklığı ısı değiştiriciden çıkan taze hava üfleme sıcaklığıdır (sıcaklık 30.2°C, bağıl nem 52.5%). Cihaz boyutları da göz önüne alınarak seçilen evaporatör ve kompresörün 12.2°C evaporasyon sıcaklığında ve 59.6°C kondenzasyon sıcaklığında evaporatör kapasitesi, kompresörün soğutma kapasitesine eşitlenmektedir (11.9 kW). Kapasite eşitleme sonrasında evaporatör çıkış sıcaklığı 18.6°C, bağıl nemi ise 85.81%'dir (Şekil 3.10, Şekil 3.12 ve Şekil 3.13).

Yine yaz koşulu için kondenserin giriş sıcaklığı ısı değiştiriciden çıkan egzoz havası sıcaklığıdır (sıcaklık 29.8°C, bağıl nem 37.7%). Cihaz boyutları da göz önüne alınarak seçilen kondenser ve kompresörün 12.2°C evaporasyon sıcaklığında ve 59.6°C kondenzasyon sıcaklığında kondenser kapasitesi, kompresörün ısıtma kapasitesine eşitlenmektedir (16.45 kW). Kapasite eşitleme sonrasında kondenser çıkış sıcaklığı 55°C, bağıl nemi ise 10.02%'dir (Şekil 3.11, Şekil 3.12 ve Şekil 3.13).

Aynı hesaplama sabit hızlı ve değişken hızlı iki tip kompresör içinde yapılmış ve batarya kapasiteleri kompresörün ısıtma ve soğutma kapasitelerine eşitlenmiştir. Kapasite eşitleme çalışması esnasında ± 0.5 kW sapmanın kabul edilebilir olduğu varsayılmıştır.

Evaporatör batarya: M 25x22-3/8 C S 16T 6R 550A 3.2P 4NC



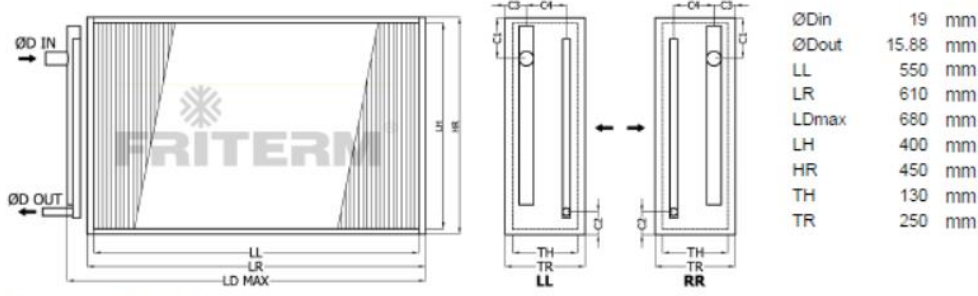
Batarya teknik özellikleri

Kapasite	11.9 kW	Devre/Geçiş sayısı	4 / 24
Duyulur ısı	7.6 kW	Sıra sayısı	6
Gizli ısı	4.3 kW	Boru iç hacmi	4.34 l
Isı transfer yüzey alanı	17.09 m ²	Ağırlık	10.43 kg
Duyulur ısı oranı	0.637	Lamel malzemesi	Alüminyum
Genel transfer katsayısı	63.22 W/m ² -K	Lamel kalınlığı	0.1 mm
Logaritmik sıcaklık farkı	11 °C	Hatve	3.2 mm
Rezerv alan	0.03 %	Boru malzemesi	Bakır
Yoğuşan su buharı	6.12 kg/h	Boru kalınlığı	0.3 mm
		Boru çapı (iç/dış)	8.925 / 9.525 mm
		Kollektör malzemesi	Bakır
		Kollektör seti / Bağlantı adedi	1 / 1

Hava tarafı	Giriş	Çıkış	Ref	Akışkan tarafı	
Kuru termometre sıcaklığı	30.2	18.6	30.2 °C	Akışkan adı	R407C
Yaş termometre sıcaklığı	22.6	17	°C	Evaporasyon sıcaklığı	12.2 °C
Bağıl nem	52.5	85.81	52.5 %	Kondenzasyon sıcaklığı	59.6 °C
Ozgül nem	14.157	11.468	14.157 g/kg	Aşırı soğutma derecesi	2 °C
Hacimsel debi	2000	1915	2000 m ³ /h	Kızgınlık derecesi	5 °C
Kütleli debi	2307	2301	2307 kg/h	Boru içi akışkan hızı (sıvı)	0.45 m/s
Yoğunluk	1.154	1.202	1.154 kg/m ³	Boru içi akışkan hızı (buhar)	11.19 m/s
Hız	2.53	2.42	2.53 m/s	Kütleli debi	331 kg/h
Atmosfer basıncı		1	atm	Giriş entalpisi	291560 J/kg
Kütleli debi (kuru)		2275	kg/h	Çıkış entalpisi	423614 J/kg
Basınç kaybı		83	Pa	Basınç kaybı	92.2 kPa
Basınç kaybı (kuru)		71	Pa		

Şekil 3.10. Evaporatör seçimi - yaz koşulu

Kondenser batarya: M 25x22-3/8 C S 16T 6R 550A 1.8P 6NC



Batarya teknik özellikleri

Kapasite	16.5 kW	Devre/Geçiş sayısı	6 / 16
Duyulur ısı	16.5 kW	Sıra sayısı	6
Gizli ısı	0 kW	Boru iç hacmi	4.37 l
Isı transfer yüzey alanı	29.15 m ²	Ağırlık	11.99 kg
Duyulur ısı oranı	1	Lamel malzemesi	Alüminyum
Genel transfer katsayısı	47.83 W/m ² ·K	Lamel kalınlığı	0.1 mm
Logaritmik sıcaklık farkı	11.8 °C	Hatve	1.8 mm
Rezerv alan	0 %	Boru malzemesi	Bakır
		Boru kalınlığı	0.3 mm
		Boru çapı (iç/dış)	8.925 / 9.525 mm
		Kollektör malzemesi	Bakır
		Kollektör seti / Bağlantı adedi	1 / 1

Hava tarafı	Giriş	Çıkış	Ref	Akışkan tarafı	
Kuru termometre sıcaklığı	29.8	55	29.8 °C	Akışkan adı	R407C
Yaş termometre sıcaklığı	19.4	26.4	°C	Kondenzasyon sıcaklığı	59.6 °C
Bağıl nem	37.7	10.02	37.7 %	Aşırı soğutma derecesi	2 °C
Özgül nem	9.868	9.868	9.868 g/kg	Kızgınlık derecesi	5 °C
Hacimsel debi	2000	2167	2000 m ³ /h	Boru içi akışkan hızı (sıvı)	0.26 m/s
Kütlesel debi	2316	2316	2316 kg/h	Boru içi akışkan hızı (buhar)	2.29 m/s
Yoğunluk	1.158	1.069	1.158 kg/m ³	Kütlesel debi	392 kg/h
Hız	2.53	2.74	2.53 m/s	Giriş entalpisi	435075 J/kg
Atmosfer basıncı		1	atm	Çıkış entalpisi	283696 J/kg
Kütlesel debi (kuru)		2294	kg/h	Basınç kaybı	11.8 kPa
Basınç kaybı		127	Pa	Basınç kaybı	0.1 K

Şekil 3.11. Kondenser seçimi - yaz koşulu

Operating conditions			
Refrigerant:	R407C		
Evaporating dew point temperature:	12,2 °C	Condensing dew point temperature:	59,6 °C
Evaporating pressure:	6,918 bar	Condensing pressure:	25,02 bar
Evaporating mid-point temperature:	10,3 °C	Subcooling:	2,0 K
Useful superheat:	5,0 K	Additional subcooling:	0 K
Additional superheat:	0 K	Total subcooling:	2,0 K
Return gas temperature:	17,2 °C	Liquid temperature:	53,5 °C
Rating conditions:	<i>Custom</i>		
Required cooling capacity:	12,40 kW		

Selection: MTZ050-4, R407C

Model	MTZ050-4
Technology	Reciprocating
Configuration	Single
Refrigerant	R407C
Capacity control	Fixed speed
Speed [rpm]	2900
Cooling [kW]	11,90
COP cooling [W/W]	2,62
Heating [kW]	16,45
COP heating [W/W]	3,62
Power [kW]	4,550
Current [A]	7,715
Frequency [Hz]	50
Power supply	380 - 400 V (415 V) 3 ph*
Mass flow [kg/h]	314,1

Şekil 3.12. Sabit hızlı kompresör seçimi - yaz koşulu

Operating conditions			
Refrigerant:	R407C		
Evaporating dew point temperature:	12,2 °C	Condensing dew point temperature:	59,6 °C
Evaporating pressure:	6,918 bar	Condensing pressure:	25,02 bar
Evaporating mid-point temperature:	10,3 °C	Subcooling:	2,0 K
Useful superheat:	5,0 K	Additional subcooling:	0 K
Additional superheat:	0 K	Total subcooling:	2,0 K
Return gas temperature:	17,2 °C	Liquid temperature:	53,5 °C
Rating conditions:	Custom		
Required cooling capacity:	11,90 kW		

Selection: VTZ054-G, R407C - 4719 rpm

Model	VTZ054-G
Technology	Reciprocating
Configuration	Single
Refrigerant	R407C
Capacity control	Variable speed
Speed [rpm]	4719
Cooling [kW]	11,90
COP cooling [W/W]	2,17
Heating [kW]	17,01
COP heating [W/W]	3,10
Power [kW]	5,491
Current [A]	9,016
Frequency [Hz]	50
Power supply	380 - 400 V (415 V) 3 ph*
Mass flow [kg/h]	314,0

Şekil 3.13. Değişken hızlı kompresör seçimi - yaz koşulu

Şekil 3.12 ve Şekil 3.13’de verilen çıktılar, kompresör seçim programından alındığı için orijinal dilinde bırakılmıştır.

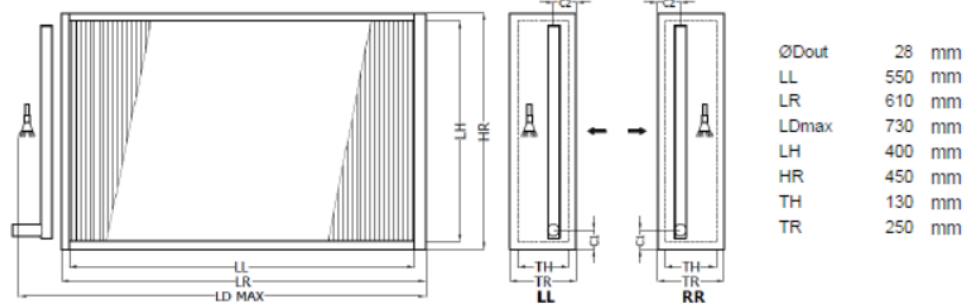
Kış koşulu için evaporatörün giriş sıcaklığı ısı değiştiriciden çıkan egzoz havası üfleme sıcaklığıdır (sıcaklık 11.5°C, bağıl nem 77.9%). Cihaz boyutları da göz önüne alınarak seçilen evaporatör ve kompresörün 0.1°C evaporasyon sıcaklığında ve 38.5°C kondenzasyon sıcaklığında evaporatör kapasitesi, kompresörün soğutma kapasitesine eşitlenmektedir (10.4 kW). Kapasite eşitleme sonrasında evaporatör çıkış sıcaklığı 2°C, bağıl nemi ise 99.78%’dir (Şekil 3.14, Şekil 3.16 ve Şekil 3.17).

Yine kış koşulu için kondenserin giriş sıcaklığı ısı değiştiriciden çıkan taze hava üfleme sıcaklığıdır (sıcaklık 10.5°C, bağıl nem 38.4%). Cihaz boyutları da göz önüne alınarak seçilen kondenser ve kompresörün 0.1°C evaporasyon sıcaklığında

ve 38.5°C kondenzasyon sıcaklığında kondenser kapasitesi, kompresörün ısıtma kapasitesine eşitlenmektedir (13.5 kW). Kapasite eşitleme sonrasında kondenser çıkış sıcaklığı 29.9°C, bağıl nemi ise 11.53%'dür (Şekil 3.15, Şekil 3.16 ve Şekil 3.17).

Aynı hesaplama sabit hızlı ve değişken hızlı iki tip kompresör içinde yapılmış ve batarya kapasiteleri kompresörün ısıtma ve soğutma kapasitelerine eşitlenmiştir. Kapasite eşitleme çalışması esnasında ± 0.5 kW sapmanın kabul edilebilir olduğu varsayılmıştır.

Evaporatör batarya: M 25x22-3/8 C S 16T 6R 550A 1.8P 6NC



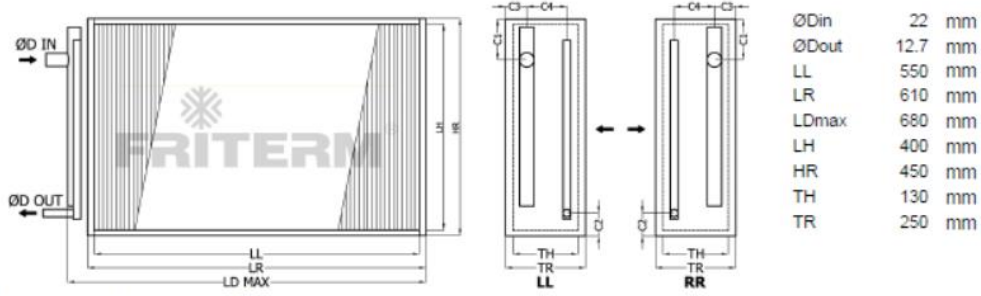
Batarya teknik özellikleri

Kapasite	10.4 kW	Devre/Geçiş sayısı	6 / 16
Duyulur ısı	6.6 kW	Sıra sayısı	6
Gizli ısı	3.8 kW	Boru iç hacmi	4.42 l
Isı transfer yüzey alanı	29.15 m ²	Ağırlık	12.56 kg
Duyulur ısı oranı	0.634	Lamel malzemesi	Alüminyum
Genel transfer katsayısı	51.42 W/m ² ·K	Lamel kalınlığı	0.1 mm
Logaritmik sıcaklık farkı	6.9 °C	Hatve	1.8 mm
Rezerv alan	0.1 %	Boru malzemesi	Bakır
Yoğuşan su buharı	5.42 kg/h	Boru kalınlığı	0.3 mm
		Boru çapı (iç/dış)	8.925 / 9.525 mm
		Kollektör malzemesi	Bakır
		Kollektör seti / Bağlantı adedi	1 / 1

Hava tarafı	Giriş	Çıkış	Ref	Akışkan tarafı	
Kuru termometre sıcaklığı	11.5	2	11.5 °C	Akışkan adı	R407C
Yaş termometre sıcaklığı	9.5	2	°C	Evaporasyon sıcaklığı	0.1 °C
Bağıl nem	77.9	99.78	77.9 %	Kondenzasyon sıcaklığı	38.5 °C
Özgül nem	6.557	4.35	6.557 g/kg	Aşırı soğutma derecesi	2 °C
Hacimsel debi	2000	1926	2000 m ³ /h	Kızgınlık derecesi	5 °C
Kütleli debi	2470	2465	2470 kg/h	Boru içi akışkan hızı (sıvı)	0.18 m/s
Yoğunluk	1.235	1.279	1.235 kg/m ³	Boru içi akışkan hızı (buhar)	7.87 m/s
Hız	2.53	2.43	2.53 m/s	Kütleli debi	234 kg/h
Atmosfer basıncı		1	atm	Giriş entalpisi	255584 J/kg
Kütleli debi (kuru)		2454	kg/h	Çıkış entalpisi	418170 J/kg
Basınç kaybı		149	Pa	Basınç kaybı	19.8 kPa
Basınç kaybı (kuru)		127	Pa		

Şekil 3.14. Evaporatör seçimi - kış koşulu

Kondenser batarya: M 25x22-3/8 C S 16T 6R 550A 3.2P 4NC



Batarya teknik özellikleri

Kapasite	13.5 kW	Devre/Geçiş sayısı	4 / 24
Duyulur ısı	13.5 kW	Sıra sayısı	6
Gizli ısı	0 kW	Boru iç hacmi	4.37 l
Isı transfer yüzey alanı	17.09 m ²	Ağırlık	9.99 kg
Duyulur ısı oranı	1	Lamel malzemesi	Alüminyum
Genel transfer katsayısı	58.78 W/m ² ·K	Lamel kalınlığı	0.1 mm
Logaritmik sıcaklık farkı	13.5 °C	Hatve	3.2 mm
Rezerv alan	0 %	Boru malzemesi	Bakır
		Boru kalınlığı	0.3 mm
		Boru çapı (iç/dış)	8.925 / 9.525 mm
		Kollektör malzemesi	Bakır
		Kollektör seti / Bağlantı adedi	1 / 1

Hava tarafı	Giriş	Çıkış	Ref	Akışkan tarafı	
Kuru termometre sıcaklığı	10.5	29.9	10.5 °C	Akışkan adı	R407C
Yaş termometre sıcaklığı	4.8	13.6	°C	Kondenzasyon sıcaklığı	38.5 °C
Bağıl nem	38.4	11.53	38.4 %	Aşırı soğutma derecesi	2 °C
Özgül nem	3.007	3.007	3.007 g/kg	Kızgınlık derecesi	5 °C
Hacimsel debi	2000	2137	2000 m ³ /h	Boru içi akışkan hızı (sıvı)	0.24 m/s
Kütlesel debi	2484	2484	2484 kg/h	Boru içi akışkan hızı (buhar)	4.2 m/s
Yoğunluk	1.242	1.162	1.242 kg/m ³	Kütlesel debi	263 kg/h
Hız	2.53	2.7	2.53 m/s	Giriş entalpisi	431245 J/kg
Atmosfer basıncı		1	atm	Çıkış entalpisi	246494 J/kg
Kütlesel debi (kuru)		2476	kg/h	Basınç kaybı	26 kPa
Basınç kaybı		79	Pa	Basınç kaybı	0.6 K

Şekil 3.15. Kondenser seçimi - kış koşulu

Operating conditions			
Refrigerant:	R407C		
Evaporating dew point temperature:	0,1 °C	Condensing dew point temperature:	38,5 °C
Evaporating pressure:	4,627 bar	Condensing pressure:	14,79 bar
Evaporating mid-point temperature:	-2,2 °C	Subcooling:	2,0 K
Useful superheat:	5,0 K	Additional subcooling:	0 K
Additional superheat:	0 K	Total subcooling:	2,0 K
Return gas temperature:	5,1 °C	Liquid temperature:	31,4 °C
Rating conditions:	Custom		
Required cooling capacity:	12,40 kW		

Selection: MTZ050-4, R407C

Model	MTZ050-4
Technology	Reciprocating
Configuration	Single
Refrigerant	R407C
Capacity control	Fixed speed
Speed [rpm]	2900
Cooling [kW]	10,44
COP cooling [W/W]	3,50
Heating [kW]	13,43
COP heating [W/W]	4,50
Power [kW]	2,988
Current [A]	5,608
Frequency [Hz]	50
Power supply	380 - 400 V (415 V) 3 ph*
Mass flow [kg/h]	225,0

Şekil 3.16. Sabit hızlı kompresör seçimi - kış koşulu

Operating conditions			
Refrigerant:	R407C		
Evaporating dew point temperature:	0,1 °C	Condensing dew point temperature:	38,5 °C
Evaporating pressure:	4,627 bar	Condensing pressure:	14,79 bar
Evaporating mid-point temperature:	-2,2 °C	Subcooling:	2,0 K
Useful superheat:	5,0 K	Additional subcooling:	0 K
Additional superheat:	0 K	Total subcooling:	2,0 K
Return gas temperature:	5,1 °C	Liquid temperature:	31,4 °C
Rating conditions:	Custom		
Required heating capacity:	13,50 kW		

Selection: VTZ054-G, R407C - 4766 rpm	
Model	VTZ054-G
Technology	Reciprocating
Configuration	Single
Refrigerant	R407C
Capacity control	Variable speed
Speed [rpm]	4766
Cooling [kW]	10,03
COP cooling [W/W]	2,69
Heating [kW]	13,50
COP heating [W/W]	3,62
Power [kW]	3,728
Current [A]	6,671
Frequency [Hz]	50
Power supply	380 - 400 V (415 V) 3 ph*
Mass flow [kg/h]	216,1

Şekil 3.17. Değişken hızlı kompresör seçimi - kış koşulu

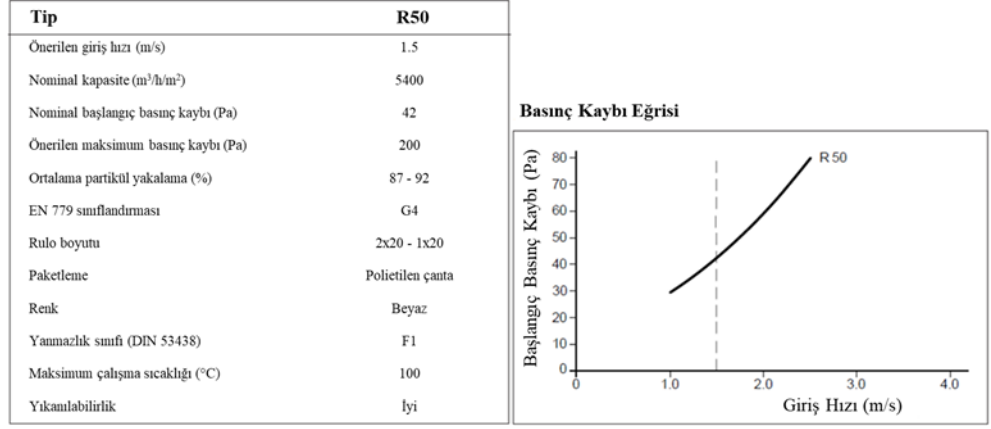
Şekil 3.16 ve Şekil 3.17’de verilen çıktılar, kompresör seçim programından alındığı için orijinal dilinde bırakılmıştır.

3.5 Filtre Seçimi

Yapılan çalışma kapsamında cihaz boyutları göz önüne alınarak G4 tipi filtre seçilmiştir. Şekil 3.18’de seçilen G4 tipi filtrenin özellikleri verilmektedir. Cihazda kullanılan filtre boyutları 1266x244 mm’dir. Boyutu belirlenen filtreden bir adet taze hava hattında bir adet de egzoz havası hattında ısı değiştiriciden önce kullanılmaktadır.

Şekil 3.18’de seçimi gerçekleştirilen filtrenin alanına bağlı olarak filtre giriş hızından hesaplanan basınç kaybı değerleri eğri üzerinden belirlenebilmektedir. Testi yapılan cihazın test debisi 2000 m³/h olduğuna göre filtrenin giriş hızı da 1.37

m/s olmaktadır. İlgili egride 1.37 m/s'ye karşılık gelen basınç kaybı değeri 38.5 Pa olmaktadır.



Şekil 3.18. Filtre seçimi

3.6 Fan Seçimi

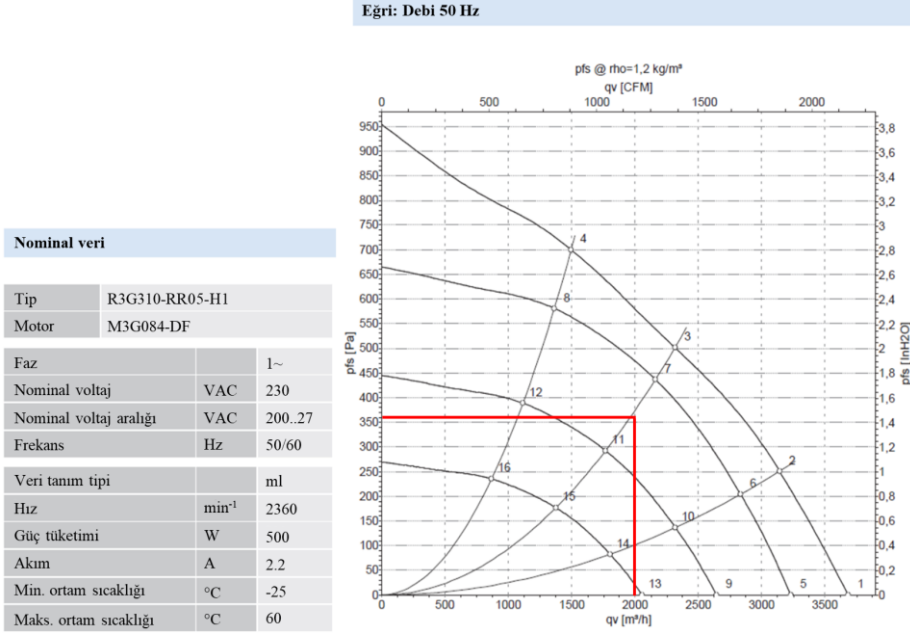
Isı geri kazanımlı havalandırma cihazı için fan, cihaz iç kayıplarını ve cihazın mahale üflemesi için gerekli olan kanal basıncını (dış statik basıncı, bu tezde 100 Pa olarak kabul edilmiştir) yenecek kadar basınç sağlayabilecek ve cihaz boyutlarına uygun olacak şekilde seçilmiştir.

Isı değiştirici, evaporatör, kondenser, filtre ve dış statik basınç göz önüne alındığında oluşacak basınç kaybı değerleri Çizelge 3.1'de verilmektedir.

Çizelge 3.1. Sistem elemanlarında oluşacak basınç kaybı değerleri

Komponent	Basınç Kaybı Değerleri (Pa)			
	Taze Hava Hattı		Egzoz Havası Hattı	
	Yaz	Kış	Yaz	Kış
Isı Değiştirici	77	68	75	72
Evaporatör	83	-	-	149
Kondenser	-	79	127	-
Filtre	38,5		38.5	
Dış Statik Basınç	100		100	
Toplam	298.5	285.5	340.5	359.5

Isı değiştirici, evaporatör, kondenser, filtre ve dış statik basınç göz önüne alındığında yaz ve kış koşullarında en yüksek basınç kaybı yaz koşulunda egzoz havası hattında olduğu gözlemlenmektedir (359.5 Pa). Seçilen fanın da tüm koşullardaki en yüksek basınç kaybını yenebilecek düzeyde olması gerekmektedir. Bu koşullar göz önünde bulundurulduğunda seçilen fana ait veriler Şekil 3.19'da verilmektedir.



Şekil 3.19. Fan seçimi

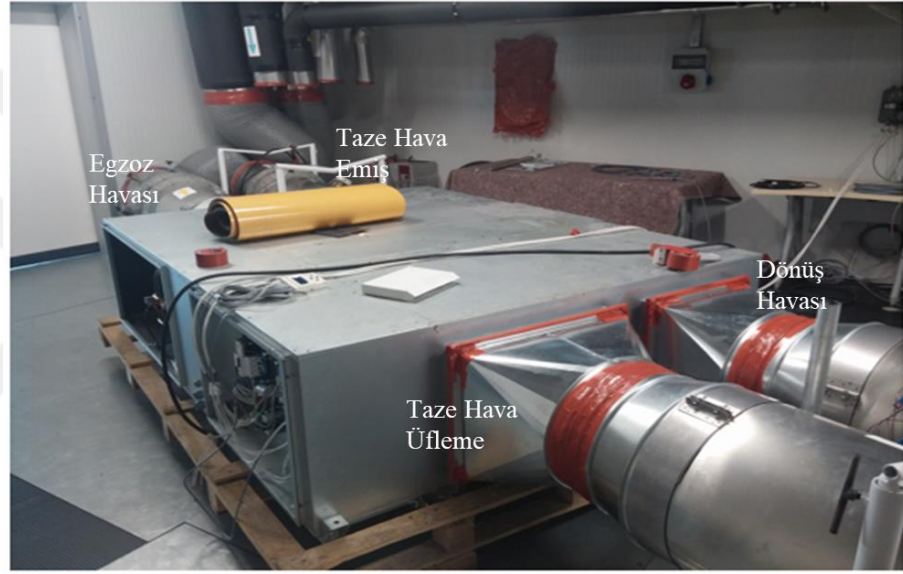
3.7 Deneyle

Çalışma kapsamında tasarımı yapılan sistemin üretimi ısı geri kazanımlı havalandırma cihazlarının üretimini yapan bir firma tarafından yapılmıştır. Tez kapsamında gerçekleştirilen deneyler üretimin yapıldığı kuruluşun bünyesinde bulunan test laboratuvarında gerçekleştirilmiştir.

Yapılan deneysel çalışmalarla ısı pompalı ısı geri kazanımlı cihazın farklı çalışma koşullarındaki performanslarının belirlenmesi hedeflenmiştir. Isı değiştiricinin ve ısı pompasının kendisine uygun tasarlanan özel test kanallarında değil, endüstride kullanılan bir cihaz içerisinde test edilmesi planlanmıştır. Tez kapsamında ısı pompasının sabit hızlı ve değişken hızlı olması durumundaki davranışların deneysel olarak belirlenmesinde mevcut laboratuvar kullanılmıştır.

Özel test kanallarındansa, iç ve dış ortam koşullarının kolaylıkla simüle edilebildiği ve gerçek çalışma koşullarının gözlemlenebildiği laboratuvarın kullanılması uygun görülmüştür.

Laboratuvar, 10000 m³/h debiye kadar üfleme kapasitesine sahip cihazların testlerine uygun olarak tasarlanmıştır. İçerisinde iki ayrı oda bulunmaktadır. Bunlardan bir tanesinde dış ortam koşullarını, diğerinde de iç ortam koşullarını sağlanmaktadır. Böylelikle cihaz testleri gerçekliğe en yakın şekilde gerçekleştirilmiştir. Şekil 3.20’de test cihazının laboratuvar görseli verilmektedir.



Şekil 3.20. Test cihazının laboratuvar görseli

3.8 Test Düzenegi

Çalışma kapsamında yapılan testlerin gerçekleştirildiği laboratuvar 2014 yılında şirket çalışanları tarafından tasarlanarak, Avrupa’da bulunan bağımsız test laboratuvarları düzeyinde kurulmuştur. Şirketin seri ürün gamında bulunan cihazların tüm performans değerleri Şekil 3.21’de görünüşü verilen laboratuvar kullanılarak çıkarılmakta ve müşterilere sunulmaktadır.

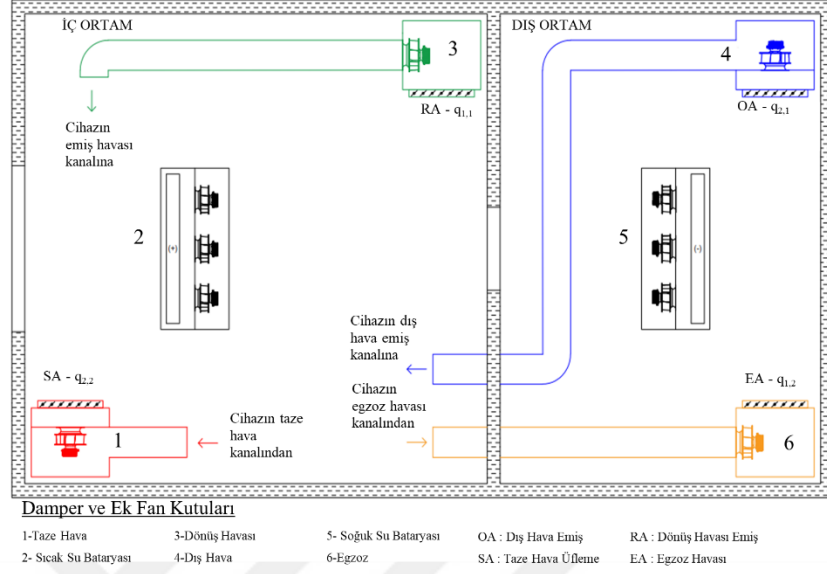


Şekil 3.21. Laboratuvar genel görünüşü

Laboratuvar, şematik görseli Şekil 3.22’de verilmektedir. İç ve dış ortam koşullarının yaratıldığı iki adet test odası, bir adet kontrol odası bulunan laboratuvar, ayrıca kendi soğutma sistemi, pompaları ve akümülyasyon tanklarının bulunduğu mekanik tesisat bölümüne sahiptir. Laboratuvar ile dışındaki ortam arasındaki ısı transferini minimize edebilmek için iç ve dış duvarlarında, kapılarda, tabanı ve tavanında soğuk oda mantığı ile 20 cm kalınlıkta içerisinde köpük izolesi bulunan sandviç paneller kullanılmıştır.

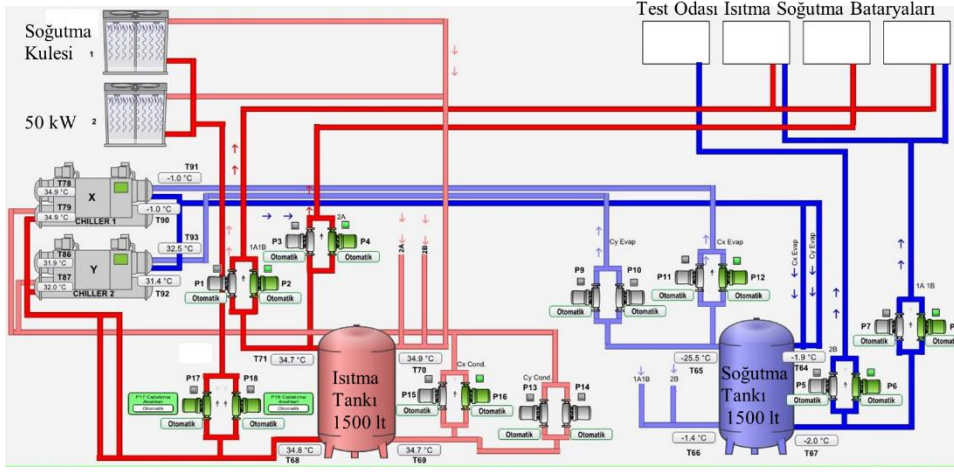
Cihazlardaki fanlar, hem kendi içlerinde bulunan havalandırma komponentlerinin üzerlerinden geçen hava hızlarındaki basınç düşümlerini yenmek hem de cihazın bağlandığı havalandırma tesisatı kanalları üzerinde oluşan hava hızına bağlı basınç kayıplarını karşılamak için kullanılmaktadır. Laboratuvarda bulunan ve Şekil 3.22’de gösterilen damper kutuları bu amaçla tasarlanmıştır. Damperler, cihaz üfleme kanalları çıkışında ve emiş kanalları öncesinde bulunmakta ve oransal olarak kapatılarak istenilen hava kanalı basınç kayıpları elde edilmektedir. Aynı şekilde, damper kutuları içerisine cihazın bu kutulara bağlantısını sağlayan, Şekil 3.22’de gösterilen mevcut kanalların kendi kayıplarını yenebilmek için de yardımcı fanlar yerleştirilmiştir. Cihaza ait üfleme ve emiş boğazlarına ölçüm kanalları bağlanmaktadır. Ölçüm kanallarının devamında

bulunan esnek hortumların görselde gösterilen ilgili hava giriş ve çıkış noktalarına bağlanmasıyla da cihazın laboratuvar sistemine bağlantısı yapılmaktadır.



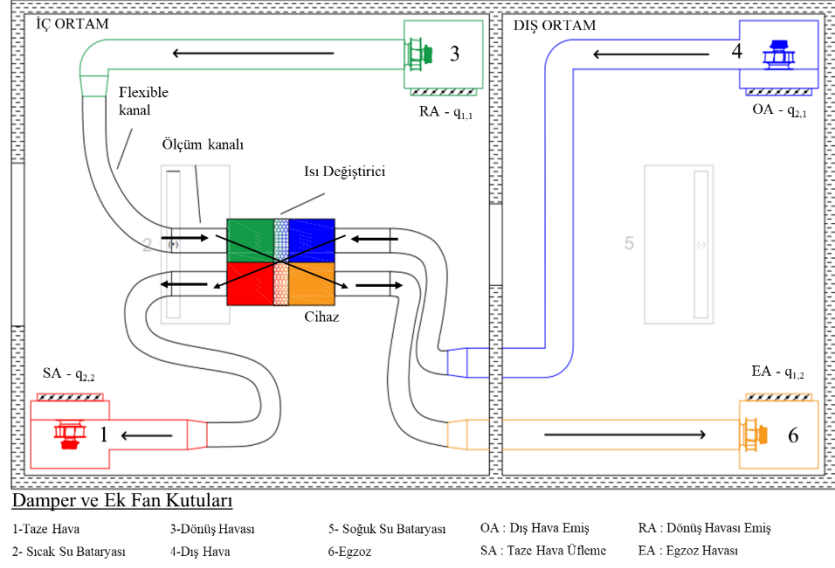
Şekil 3.22. Test laboratuvarının şematik çizimi

Test odasına ait iç ve dış ortam bölümlerinin tavanında cihazdan bağımsız olarak bulunan sıcak ve soğuk sulu bataryalar, mekanik tesisat bölümündeki chiller sistemi yardımıyla elde edilen soğuk ve sıcak suyu kullanarak, iç ve dış ortam odalarının istenilen sıcaklıklara getirilmesi için kullanılmaktadır. Aynı zamanda testler süresince sıcaklığın ± 0.5 K aralığında sabit olması gereksinimini de karşılamaktadır. Şekil 3.23’de test odasının mekanik tesisat bölümüne ait şematik gösterim verilmektedir.



Şekil 3.23. Test laboratuvarının mekanik tesisat düzeneği

Test düzeneği de Şekil 3.24’de gösterilmiştir. Cihazlar TS EN 308 (1997) Isı eşanjörleri-Havadan havaya ve atık gazlardan ısı kazanımı cihazlarının performansının tayini için deney metotları standardına göre test edilmektedir. Cihazın tüm emiş ve çıkış ağızlarına Şekil 3.24’de gösterilen ölçüm kanalları bağlanmıştır. Kanalların cihaz emiş ve üfleme ağızlarına denk gelen kısımları, sızdırmaz contalar ile kaplanarak sızdırmazlık sağlanmıştır. Bahsedilen ölçüm kanalları üzerinde sıcaklık, statik basınç ve bağıl nem ölçümleri yapılmaktadır. Ayrıca esnek hortumların sisteme bağlandığı kanallar üzerinde fark basınç yöntemi ile kanal içinden geçen hacimsel hava debisinin ölçülmesini sağlayacak ventüri tüpleri bulunmaktadır.



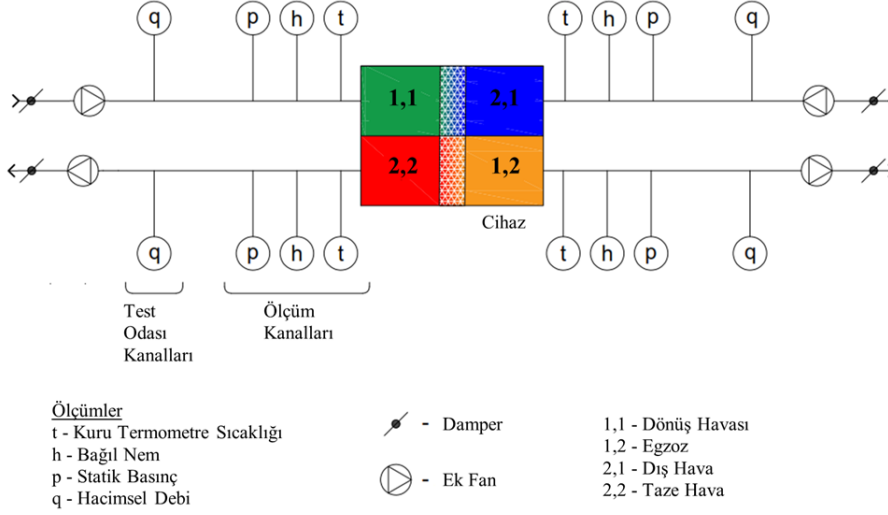
Şekil 3.24. Laboratuvardaki test düzeneği

Şekil 3.24’de gösterilen cihazın ve laboratuvarın hava akış yönlerine göre; taze hava hattı emişi ($q_{2,1}$, dış hava emiş) dış ortam odasından yapılmakta ve ısı değiştiriciden geçen hava ($q_{2,2}$, taze hava) iç ortam odasına verilmektedir. Benzer şekilde egzoz hattı emişi ($q_{1,1}$, dönüş havası) iç ortam odasından alınıp eşanjörden geçirildikten sonra ($q_{1,2}$, egzoz) dış ortam odasına verilmektedir. Düşük verimli ısı değiştirici bulunan cihazlarla yapılan testler esnasında, üfleme sıcaklığı iç ortam sıcaklığına çok fazla yaklaşmayacaktır. Bu nedenle iç ortam odasının sıcaklığını stabil tutabilmek için, taze hava damper kutusuna, sıcak sulu tavan bataryaları hattından beslenen ve taze hava çıkış sıcaklığını oda sıcaklığına getiren yardımcı ısıtıcı batarya yerleştirilmiştir. Aynı şekilde düşük verimli ısı değiştiricilerde ısı transferi çok efektif olamayacağı için egzoz sıcaklığı yeteri kadar düşemeyecek ve verildiği dış ortam odasının sıcaklık stabilitesini bozacaktır. Bu nedenle egzoz damper kutusunun çıkışında da, egzoz çıkış sıcaklığını dış ortam oda koşullarına getiren yardımcı soğutucu batarya bulunmaktadır ve bu batarya da soğuk sulu tavan bataryası hattından beslenmektedir.

3.9 Test Düzeneğindeki Ölçüm Sistemi

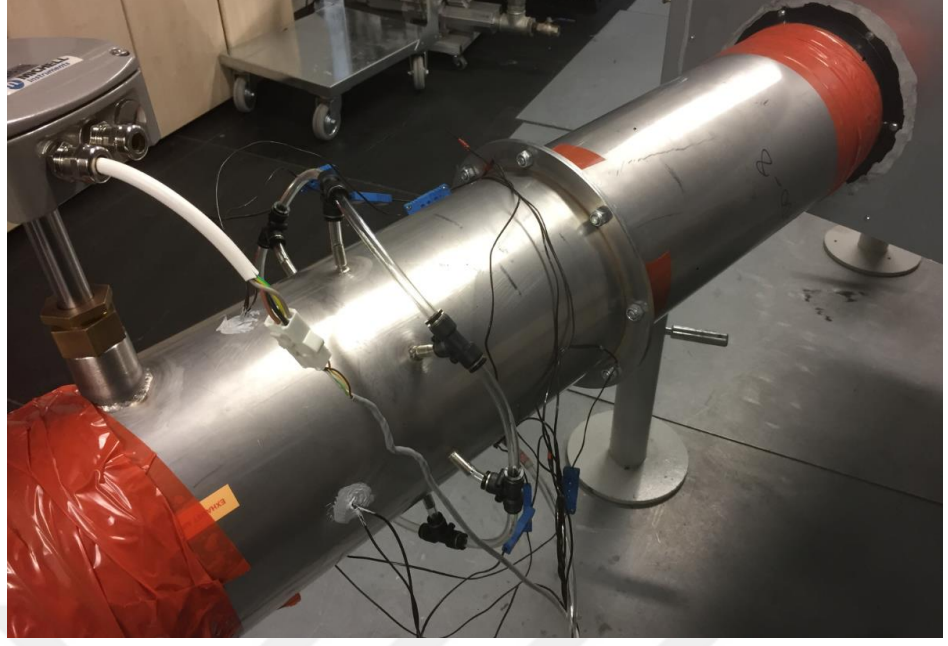
Deney sistemine bağlanan cihazın her bir emiş ve üfleme kanalı üzerinde kuru termometre sıcaklığı, bağıl nem, statik basınç ve hacimsel hava debisi ölçümleri

yapılmıştır. Şematik olarak ölçümler Şekil 3.25 üzerinde gösterilmiştir. Görselde aynı zamanda, deney düzeneği üzerinde olan ve cihazın dış statik basıncı da denilen kullanılabilir statik basıncı ayarlama olanağı sağlayan damper ve yardımcı fanlar da gösterilmiştir. Hacimsel hava debisi hariç tüm ölçümler Şekil 3.25’de gösterilen ölçüm kanalları üzerinden alınmaktadır.

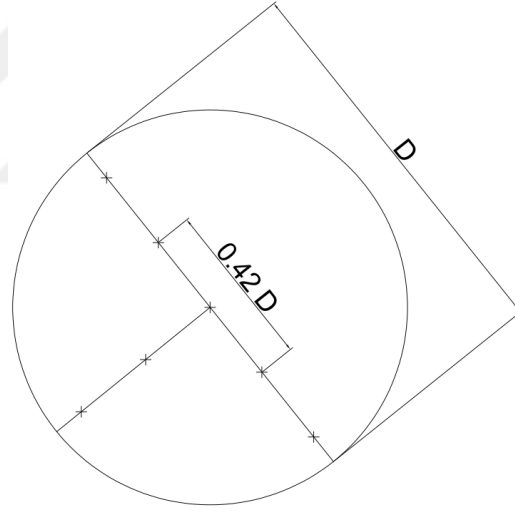


Şekil 3.25. Test düzeneğindeki ölçüm noktaları

Sıcaklık ölçümleri, daha sağlıklı ölçülebilmesi amacıyla Şekil 3.26’da gösterildiği gibi TS EN 308 (1997) standardında önerildiği şekilde yapılmıştır. Her ölçüm kanalı içerisinde Şekil 3.27’de gösterildiği gibi 7 adet K tipi termokupl konumlandırılmıştır. Bu termokuplların ortalama sıcaklık değerleri alınarak her kanala ait kuru termometre sıcaklıkları ölçülmüştür.



Şekil 3.26. Ölçüm kanalı



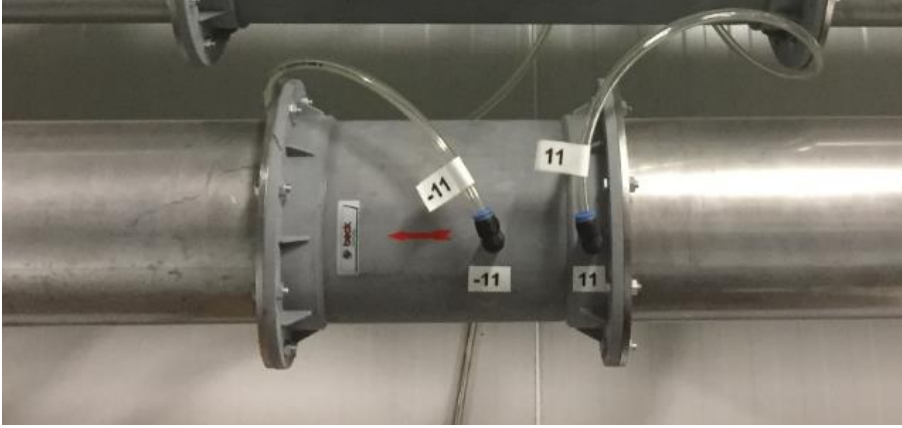
Şekil 3.27. Ölçüm kanallarındaki termokupl yerleri

Her kanal üzerinde, 0-100% aralığında bağıl nem ölçümü yapan kanal tipi sensörler kullanılmıştır. Deneyler için karar verilen kuru termometre sıcaklıkları göz önüne alındığında sensörlerin kesinliği $\pm 0.4\%$ 'tür.

Cihazın dış statik basıncının hesaplanabilmesi için her üfleme ve emiş kanalı üzerinden statik basınç ölçümü yapılmaktadır. Ölçümler, üfleme kanalları üzerinde cihaz çıkışından kanal çapının en az iki katı kadar sonrasında, emiş kanalları

üzerinde ise cihaza yarım kanal çapı mesafe kaldığı noktada yapılmıştır. Belirlenen bu ölçüm mesafelerinde kanal çevresinde eş aralıklara sahip 6 ölçüm deliği açılmış ve bu delikler 6 mm şeffaf borularla birbirine bağlanmıştır. Her kanala ait ortak boru ile 6 ölçüm noktası $\pm 0.25\%$ kesinlikte ölçüm yapan mikromanometre cihazına yönlendirilmiştir.

Ölçüm kanallarından sonra esnek hortumlar ile hava hacimsel debinin ölçüldüğü kanallara yönlendirilmiştir. Bu kanallar üzerinde ventüri tüpleri bulunmaktadır. Bu tüplerde ölçülen fark basıncı yardımıyla, akışkan hızı ve basınçları arasındaki ilişki üzerinden akışkanın (havanın) debisi hesaplanır. Hesaplama için ventüri tedarikçisinden alınan ve tedarikçi tarafından ventüre tüpüne özel türetilen bir denklem kullanılmıştır. Şekil 3.28'de ventüri tüplerinden bir tanesi gösterilmiştir.



Şekil 3.28. Ventüri tüpü

Toplamda ölçüm cihazına ait 4 adet ölçüm kanalının her birinde, 7 adet termokupl ile sıcaklık ölçümü, 6 noktanın ortalaması ile statik basınç ölçümü, hacimsel debi ve bağıl nem ölçümü yapılmaktadır. Ayrıca, cihazlara ait performans katsayısı (COP) gibi elektrik tüketimi ve verim hesaplarının yapılabilmesi için elektrik tüketen her komponentin (fanlar, kompresörler, vb.) enerji verileri de ölçülmektedir. Bu amaçla cihazlarda üfleme hattı fanlarının, egzoz hattı fanlarının ve üçüncü parti elektrik tüketen kompresör gibi komponentlerin ölçümlerinin yapılabileceği enerji analizörleri laboratuvarında kullanılmaktadır. Denklem 3.1'de

verilen COP değeri, EN 13053 (2006) standartına göre taze havaya aktarılan ısının (kW), cihazın harcadığı güç tüketimi (kW) değerine oranı olarak hesaplanmaktadır.

$$\text{COP} = \frac{\dot{Q}}{\dot{W}_{\text{sis}}} \quad (3.1)$$

Statik basınçlar, enerji analizörleri hariç termokupllar ile yapılan tüm ölçümler ve bağıl nem ölçümleri data toplayıcı cihazlara bağlanmıştır. Statik basınç ölçümü yapılan manometreler ve enerji analizörleri MODBUS yardımıyla ölçüm bilgisayarına bağlanmıştır. Bu bilgiler ölçümler yapıldığı anda bilgisayara alınmaktadır. Kalibrasyonlarının periyodik olarak yaptırıldığı sıcaklık ve bağıl nem sensörlerinin ölçümleri, 36 inputa sahip data toplayıcı cihaz tarafından okunmakta, değerlendirilmekte ve hesaplanıp bilgisayara gönderilmektedir.

3.10 Deneysel Parametreler

Bu çalışmada, plakalı tip ısı pompalı ısı geri kazanımlı bir havalandırma cihazının ısı pompası sisteminde kompresörün sabit hızlı veya değişken hızlı çalıştırılması durumlarında, farklı ortam sıcaklıklarında ve hava hızlarında verimin değişiminin belirlenmesi için testler gerçekleştirilmiştir.

Cihazın, TS EN 308 (1997), EN 13141-7 (2010) ve EN 14511-2 (2014) standartları referans alınarak testler gerçekleştirilmiştir. Testler esnasında cihaza giriş ve çıkış sıcaklıkları, dış statik basınç ve cihazın gç tüketimi (fanlar ve kompresörler ayrı ayrı) lçlmştr. Çalışma kapsamında gerçekleştirilen testlerde izelge 3.2’de verilen noktalarda ölçümler alınmıştır. Cihaz, ncelikle İzmire için aylık ortalama sıcaklık değerleri (Karabağlar Belediyesi, 2019) göz önüne alınarak deneyler gerçekleştirilmiştir. Cihazla ilgili olan test standartlarında belirtilen sıcaklık değerlerinde laboratuvar ortamında testleri üç farklı debi noktasında (1750 m³/h, 2000 m³/h, 2250 m³/h ve dış statik basınç olarak 100 Pa) testler yapılmıştır.

Çizelge 3.2. Deneysel ölçüm noktaları

	No	Dış Hava– OA		Dönüş Havaşı – RA	
		Sıcaklık (°C)	Nem (%)	Sıcaklık (°C)	Nem (%)
İzmir ili sıcaklık ortalaması	Ocak	8.6	76	25	<14°C (27 %)
	Şubat	9.6	73	25	<14°C (27 %)
	Mart	11.1	69	25	<14°C (27 %)
	Nisan	15.5	66	25	<14°C (27 %)
	Mayıs	20.4	63	25	<14°C (27 %)
	Haziran	25	55	25	<14°C (27 %)
	Temmuz	27.6	52	25	<14°C (27 %)
	Ağustos	27.3	52	25	<14°C (27 %)
	Eylül	23.3	58	25	<14°C (27 %)
	Ekim	18.4	67	25	<14°C (27 %)
	Kasım	14.3	75	25	<14°C (27 %)
Aralık	10.6	76	25	<14°C (27 %)	
Standartlar	EN 308	5	70 civarı	25	<14°C (27 %)
	EN14511	7	6°C (87%)	20	Max 15°C (Max 58%)
		2	1°C (84%)	20	Max 15°C (Max 58%)
		-7	-8°C (74%)	20	Max 15°C (Max 58%)
		35	24°C (40%)	27	19°C (46.3%)

4. BULGULAR

Çalışma kapsamında her bir debi noktası için testler yapılmış ve elde edilen sonuçlar incelenmiştir. Kompresör etkinliğinin karşılaştırılabilmesi için cihaza ait giriş ve çıkış sıcaklıkları, çalışma anındaki güç tüketimleri, COP değerleri değerlendirilmiştir.

Çizelge 4.1 ve Çizelge 4.2’de 1750 m³/h koşullarında yapılan deneylerde cihaz üzerinden ölçülen dış hava emiş, dönüş havası emiş, taze hava üfleme, egzoz havası sıcaklıkları ve nem değerleri, taze hava fanı, egzoz fanı güç tüketimleri ile kompresör güç tüketimleri sabit hızlı ve değişken hızlı kompresörler için verilmektedir.

Çizelge 4.1. 1750 m³/h için sıcaklık, nem ve güç değerleri (sabit hızlı kompresör)

Test Noktaları	Dış Hava Emiş		Dönüş Havası Emiş		Sabit Hızlı Kompresör					
	Sıcaklık (°C)	Nem (%)	Sıcaklık (°C)	Nem (%)	Taze Hava Üfleme		Egzoz Havası		Fan Gücü (kW)	Kompresör Gücü (kW)
					Sıcaklık (°C)	Nem (%)	Sıcaklık (°C)	Nem (%)		
Ocak	8.6	76	25	27	38.6	12.33	2.7	97.95	0.47	3.38
Şubat	9.6	73	25	27	39	12.5	2.9	97.7	0.47	3.40
Mart	11.1	69	25	27	40.1	12.29	3.3	97.41	0.46	3.47
Nisan	15.5	66	25	27	43	13.45	4.4	96.16	0.46	3.67
Mayıs	20.4	63	25	27	46.3	14.79	5.8	92.46	0.46	3.90
Haziran	25	55	25	27	25	55	25	27	0.47	0.00
Temmuz	27.6	52	25	27	14.5	88.64	52.6	6.09	0.47	4.20
Ağustos	27.3	52	25	27	14.3	88.55	52.2	6.18	0.47	4.17
Eylül	23.3	58	25	27	48.2	14.66	7	85.34	0.46	4.07
Ekim	18.4	67	25	27	44.9	14.83	5.2	94.71	0.46	3.80
Kasım	14.3	75	25	27	42.2	14.74	4.1	96.6	0.46	3.61
Aralık	10.6	76	25	27	39.9	13.24	3.1	97.52	0.46	3.46
EN 308	5	72	25	27	36.5	10.26	1.8	98.5	0.47	3.25
EN14511-1	7	87	20	57	36.2	14.53	4.2	100	0.48	3.31
EN14511-2	2	84	20	57	33.7	11.37	2.6	100	0.48	3.15
EN14511-3	-7	74	20	57	29.4	6.11	-0.2	99.67	0.47	2.88
EN14511-4	35	40	27	46.3	18.3	86.43	58.9	8.72	0.47	4.74

Çizelge 4.2. 1750 m³/h için sıcaklık, nem ve güç değerleri (değişken hızlı kompresör)

Test Noktaları	Dış Hava Emiş		Dönüş Havası Emiş		Değişken Hızlı Kompresör					
	Sıcaklık (°C)	Nem (%)	Sıcaklık (°C)	Nem (%)	Taze Hava Üfleme		Egzoz Havası		Fan Gücü (kW)	Kompresör Gücü (kW)
					Sıcaklık (°C)	Nem (%)	Sıcaklık (°C)	Nem (%)		
Ocak	8.6	76	25	27	29.3	20.72	6.5	88.47	0.46	1.46
Şubat	9.6	73	25	27	30.3	20.3	6.7	87.08	0.46	1.54
Mart	11.1	69	25	27	31.2	20	7.3	83.6	0.46	1.57
Nisan	15.5	66	25	27	33.4	22.69	9.5	72.17	0.46	1.54
Mayıs	20.4	63	25	27	36.5	24.81	11.5	62.97	0.46	1.66
Haziran	25	55	25	27	25	55	25	27	0.47	0.00
Temmuz	27.6	52	25	27	16.3	90.35	43.6	9.57	0.47	2.21
Ağustos	27.3	52	25	27	16.1	90.37	43.2	9.73	0.47	2.13
Eylül	23.3	58	25	27	38.4	24.43	12.7	58.49	0.46	1.74
Ekim	18.4	67	25	27	35.3	24.75	10.7	66.48	0.46	1.62
Kasım	14.3	75	25	27	32.8	24.59	8.9	74.91	0.46	1.54
Aralık	10.6	76	25	27	30.4	22.46	7.7	81.34	0.46	1.43
EN 308	5	72	25	27	27.3	17.28	5.1	95.46	0.46	1.43
EN14511-1	7	87	20	57	26.2	25.66	7.5	99.87	0.48	1.37
EN14511-2	2	84	20	57	25	18.76	5.7	99.3	0.47	1.48
EN14511-3	-7	74	20	57	25	7.91	1.5	100	0.47	2.15
EN14511-4	35	40	27	46.3	19.2	87.99	53.3	11.37	0.47	3.39

Çizelge 4.3’de 1750 m³/h debi için sabit hızlı kompresör ve değişken hızlı kompresör kullanılması durumundaki güç tüketimleri ve COP değerleri gösterilmektedir.

Çalışmada 1750 m³/h debide yapılan deney sonuçları incelendiğinde yaz dönemi içerisinde her iki durum içinde güç tüketim miktarlarının arttığı görülmektedir. Ortalama güç tüketim değerleri haziran ayında talep edilen sıcaklık ve dış ortam sıcaklığı birbirine eşit olduğu için ısı pompasının çalışmasına gerek duyulmamaktadır. Bu durumda cihazın güç tüketimi sadece fanların harcadığı güç tüketimine eşit olmaktadır. Isı pompası sistemi çalışmadığında COP değeri “0” olmaktadır.

Değişken hızlı kompresör kullanılması durumunda cihazın güç tüketimi sabit hızlı kompresöre göre %45 oranında azalmaktadır. Bu durum COP değerinde ortalama %30 oranında artışa neden olmaktadır.

Dış ve iç ortam arasındaki sıcaklık farkı arttıkça, kompresörün çalışma oranı artmakta ve güç tüketimi de buna bağlı olarak artmaktadır.

Çizelge 4.3. 1750m³/h için güç tüketimleri ve COP karşılaştırması

Test Noktaları	Sabit Hızlı Kompresör		Değişken Hızlı Kompresör	
	Toplam Güç Tüketimi (kW)	COP	Toplam Güç Tüketimi (kW)	COP
Ocak	3.85	4.65	1.92	6.44
Şubat	3.87	4.56	1.99	6.15
Mart	3.94	4.39	2.03	5.89
Nisan	4.13	3.93	2.00	5.29
Mayıs	4.36	3.47	2.12	4.46
Haziran	0.47	0.00	0.47	0.00
Temmuz	4.67	2.51	2.68	3.31
Ağustos	4.64	2.51	2.59	3.30
Eylül	4.53	3.23	2.20	4.00
Ekim	4.26	3.66	2.08	4.78
Kasım	4.07	4.05	2.00	5.45
Aralık	3.92	4.42	1.89	6.18
EN 308	3.72	5.03	1.89	7.03
EN14511-1	3.79	4.60	1.85	6.19
EN14511-2	3.63	5.13	1.96	6.80
EN14511-3	3.35	6.08	2.62	6.74
EN14511-4	5.21	2.59	3.86	3.07

Çizelge 4.4 ve Çizelge 4.5’de 2000 m³/h koşullarında yapılan deneylerde cihaz üzerinden ölçülen dış hava emiş, dönüş havası emiş, taze hava üfleme, egzoz havası sıcaklıkları ve nem değerleri, taze hava fanı, egzoz fanı güç tüketimleri ile kompresör güç tüketimleri sabit hızlı ve değişken hızlı kompresörler için verilmektedir.

Çizelge 4.4. 2000 m³/h için sıcaklık, nem ve güç değerleri (sabit hızlı kompresör)

Test Noktaları	Dış Hava Emiş		Dönüş Havası Emiş		Sabit Hızlı Kompresör					
	Sıcaklık (°C)	Nem (%)	Sıcaklık (°C)	Nem (%)	Taze Hava Üfleme		Egzoz Havası		Fan Gücü (kW)	Kompresör Gücü (kW)
					Sıcaklık (°C)	Nem (%)	Sıcaklık (°C)	Nem (%)		
Ocak	8.6	76	25	27	36.5	13.94	3.4	96.95	0.60	3.33
Şubat	9.6	73	25	27	37.1	13.81	3.7	96.65	0.60	3.38
Mart	11.1	69	25	27	38.1	13.73	4.1	96.21	0.60	3.44
Nisan	15.5	66	25	27	40.9	15.03	5.2	94.09	0.60	3.63
Mayıs	20.4	63	25	27	44.1	17.25	6.9	86.11	0.60	3.87
Haziran	25	55	25	27	25	55	25	27	0.61	0.00
Temmuz	27.6	52	25	27	15.3	87.36	50.1	6.91	0.61	4.12
Ağustos	27.3	52	25	27	15.3	87.32	52.7	7.24	0.61	4.26
Eylül	23.3	58	25	27	46.2	14.59	8.1	79.5	0.60	4.04
Ekim	18.4	67	25	27	42.9	16.49	6.1	90.43	0.60	3.78
Kasım	14.3	75	25	27	40.2	20.9	4.9	94.93	0.60	3.58
Aralık	10.6	76	25	27	37.7	14.86	4	96.35	0.60	3.42
EN 308	5	72	25	27	34.1	11.73	2.5	97.79	0.60	3.19
EN14511-1	7	87	20	57	33.9	16.43	5	100	0.62	3.26
EN14511-2	2	84	20	57	31.6	12.81	3.5	99.68	0.62	3.11
EN14511-3	-7	74	20	57	27.3	6.91	0.7	99.6	0.61	2.84
EN14511-4	35	40	27	46.3	18.9	85.14	56.3	9.87	0.61	4.65

Çizelge 4.5. 2000 m³/h için sıcaklık, nem ve güç değerleri (değişken hızlı kompresör)

Test Noktaları	Dış Hava Emiş		Dönüş Havası Emiş		Değişken Hızlı Kompresör					
	Sıcaklık (°C)	Nem (%)	Sıcaklık (°C)	Nem (%)	Taze Hava Üfleme		Egzoz Havası		Fan Gücü (kW)	Kompresör Gücü (kW)
					Sıcaklık (°C)	Nem (%)	Sıcaklık (°C)	Nem (%)		
Ocak	8.6	76	25	27	28	22.52	7.6	81.77	0.59	1.42
Şubat	9.6	73	25	27	28.9	21.96	7.7	81.17	0.59	1.51
Mart	11.1	69	25	27	29.9	21.69	8.3	77.8	0.59	1.54
Nisan	15.5	66	25	27	32	24.51	10.6	66.89	0.59	1.50
Mayıs	20.4	63	25	27	35.7	27.02	12.1	60.44	0.59	1.77
Haziran	25	55	25	27	25	55	25	27	0.61	0.00
Temmuz	27.6	52	25	27	17.2	89.55	41	11.04	0.60	1.93
Ağustos	27.3	52	25	27	16.5	89.22	46.2	10.02	0.60	2.62
Eylül	23.3	58	25	27	36.9	23.83	13.8	54.5	0.59	1.68
Ekim	18.4	67	25	27	33.9	26.85	11.6	62.6	0.59	1.60
Kasım	14.3	75	25	27	31.8	25.9	9.6	71.56	0.59	1.61
Aralık	10.6	76	25	27	29	24.26	8.5	77.09	0.59	1.43
EN 308	5	72	25	27	25.9	18.74	5.9	91.7	0.59	1.41
EN14511-1	7	87	20	57	25	27.36	8	99.66	0.62	1.42
EN14511-2	2	84	20	57	25	18.79	5.9	99.5	0.61	1.77
EN14511-3	-7	74	20	57	25	7.93	1.7	99.84	0.61	2.64
EN14511-4	35	40	27	46.3	19.6	86.59	51.8	12.28	0.61	3.57

Çizelge 4.6'de 2000 m³/h debi için sabit hızlı kompresör ve değişken hızlı kompresör kullanılması durumundaki güç tüketimleri ve COP değerleri gösterilmektedir.

Çalışmada 2000 m³/h debide yapılan deney sonuçları incelendiğinde yaz dönemi içerisinde her iki durum içinde güç tüketim miktarlarının arttığı görülmektedir. Ortalama güç tüketim değerleri haziran ayında talep edilen sıcaklık ve dış ortam sıcaklığı birbirine eşit olduğu için ısı pompasının çalışmasına gerek duyulmamaktadır. Bu durumda cihazın güç tüketimi sadece fanların harcadığı güç tüketimine eşit olmaktadır.

Değişken hızlı kompresör kullanılması durumunda cihazın güç tüketimi sabit hızlı kompresöre göre %45 oranında azalmaktadır. Bu durum COP değerinde ortalama %25 oranında artışa neden olmaktadır.

Dış ve iç ortam arasındaki sıcaklık farkı arttıkça, kompresörün çalışma oranı artmakta ve güç tüketimi de buna bağlı olarak artmaktadır.

Çizelge 4.6. 2000m³/h için güç tüketimleri ve COP karşılaştırması

Test Noktaları	Sabit Hızlı Kompresör		Değişken Hızlı Kompresör	
	Toplam Güç Tüketimi (kW)	COP	Toplam Güç Tüketimi (kW)	COP
Ocak	3.94	4.81	2.01	6.51
Şubat	3.98	4.70	2.11	6.21
Mart	4.04	4.54	2.13	5.95
Nisan	4.23	4.06	2.09	5.30
Mayıs	4.47	3.57	2.36	4.36
Haziran	0.61	0.00	0.61	0.00
Temmuz	4.73	2.64	2.53	3.45
Ağustos	4.87	2.44	3.22	2.93
Eylül	4.63	3.30	2.27	3.98
Ekim	4.38	3.76	2.19	4.76
Kasım	4.18	4.17	2.21	5.38
Aralık	4.02	4.59	2.02	6.17
EN 308	3.80	5.24	2.01	7.11
EN14511-1	3.88	4.76	2.04	6.08
EN14511-2	3.73	5.30	2.38	6.39
EN14511-3	3.46	6.30	3.26	6.20
EN14511-4	5.25	2.75	4.17	3.09

Çizelge 4.7 ve Çizelge 4.8'de 2250 m³/h koşullarında yapılan deneylerde cihaz üzerinden ölçülen dış hava emiş, dönüş havası emiş, taze hava üfleme, egzoz havası sıcaklıkları ve nem değerleri, taze hava fanı, egzoz fanı güç tüketimleri ile kompresör güç tüketimleri sabit hızlı ve değişken hızlı kompresörler için verilmektedir.

Çizelge 4.7. 2250 m³/h için sıcaklık, nem ve güç değerleri (sabit hızlı kompresör)

Test Noktaları	Dış Hava Emiş		Dönüş Havası Emiş		Sabit Hızlı Kompresör					
	Sıcaklık (°C)	Nem (%)	Sıcaklık (°C)	Nem (%)	Taze Hava Üfleme		Egzoz Havası		Fan Gücü (kW)	Kompresör Gücü (kW)
					Sıcaklık (°C)	Nem (%)	Sıcaklık (°C)	Nem (%)		
Ocak	8.6	76	25	27	34.7	15.3	4.2	95.76	0.77	3.31
Şubat	9.6	73	25	27	35.3	15.19	4.4	95.48	0.77	3.34
Mart	11.1	69	25	27	36.3	15.04	4.8	94.79	0.77	3.41
Nisan	15.5	66	25	27	39.2	16.48	6	91.26	0.77	3.60
Mayıs	20.4	63	25	27	42.5	17.98	7.8	80.54	0.77	3.85
Haziran	25	55	25	27	25	55	25	27	0.74	0.00
Temmuz	27.6	52	25	27	15.9	86.26	48	7.64	0.78	4.05
Ağustos	27.3	52	25	27	15.6	86.16	47.7	7.76	0.78	4.02
Eylül	23.3	58	25	27	44.6	17.68	9.1	74	0.77	4.02
Ekim	18.4	67	25	27	41.3	17.96	7.2	84.64	0.77	3.76
Kasım	14.3	75	25	27	38.5	17.95	5.7	92.57	0.77	3.56
Aralık	10.6	76	25	27	36	16.35	4.6	95	0.77	3.39
EN 308	5	72	25	27	32.5	12.81	3.3	96.85	0.78	3.17
EN14511-1	7	87	20	57	32	18.3	5.6	99.8	0.80	3.21
EN14511-2	2	84	20	57	29.7	14.24	4.1	99.34	0.79	3.06
EN14511-3	-7	74	20	57	25.9	7.5	1.5	99.58	0.79	2.83
EN14511-4	35	40	27	46.3	19.5	83.96	54	11	0.78	4.56

Çizelge 4.8. 2250 m³/h için sıcaklık, nem ve güç değerleri (değişken hızlı kompresör)

Test Noktaları	Dış Hava Emiş		Dönüş Havası Emiş		Değişken Hızlı Kompresör					
	Sıcaklık (°C)	Nem (%)	Sıcaklık (°C)	Nem (%)	Taze Hava Üfleme		Egzoz Havası		Fan Gücü (kW)	Kompresör Gücü (kW)
					Sıcaklık (°C)	Nem (%)	Sıcaklık (°C)	Nem (%)		
Ocak	8.6	76	25	27	26.7	24.25	8.5	77.26	0.76	1.39
Şubat	9.6	73	25	27	27.6	23.6	8.8	75.83	0.76	1.47
Mart	11.1	69	25	27	28.5	23.3	9.3	73.27	0.76	1.51
Nisan	15.5	66	25	27	31.1	25.77	11.4	63.52	0.76	1.52
Mayıs	20.4	63	25	27	34.4	27.75	13.1	56.75	0.76	1.70
Haziran	25	55	25	27	25	55	25	27	0.74	0.00
Temmuz	27.6	52	25	27	17.4	88.53	40.3	11.41	0.77	2.05
Ağustos	27.3	52	25	27	17.3	88.46	39.7	11.78	0.77	1.96
Eylül	23.3	58	25	27	36	27.95	14.4	52.23	0.76	1.72
Ekim	18.4	67	25	27	33	28.16	12.4	59.63	0.76	1.62
Kasım	14.3	75	25	27	30.1	28.51	11	65.23	0.76	1.46
Aralık	10.6	76	25	27	27.9	25.92	9.4	72.53	0.76	1.39
EN 308	5	72	25	27	25	19.79	6.7	86.94	0.76	1.44
EN14511-1	7	87	20	57	25	27.54	8.1	99.48	0.80	1.64
EN14511-2	2	84	20	57	25	18.76	5.9	99.26	0.79	2.10
EN14511-3	-7	74	20	57	25	7.91	1.8	99.61	0.79	3.27
EN14511-4	35	40	27	46.3	20	85.27	50.6	12.99	0.78	3.77

Çizelge 4.9’da 2250 m³/h debi için sabit hızlı kompresör ve değişken hızlı kompresör kullanılması durumundaki güç tüketimleri ve COP değerleri gösterilmektedir.

Çalışmada 2250 m³/h debide yapılan deney sonuçları incelendiğinde yaz dönemi içerisinde her iki durum içinde güç tüketim miktarlarının arttığı görülmektedir. Ortalama güç tüketim değerleri haziran ayında talep edilen sıcaklık ve dış ortam sıcaklığı birbirine eşit olduğu için ısı pompasının çalışmasına gerek duyulmamaktadır. Bu durumda cihazın güç tüketimi sadece fanların harcadığı güç tüketimine eşit olmaktadır.

Değişken hızlı kompresör kullanılması durumunda cihazın güç tüketimi sabit hızlı kompresöre göre %40 oranında azalmaktadır. Bu durum COP değerinde ortalama %22 oranında artışa neden olmaktadır.

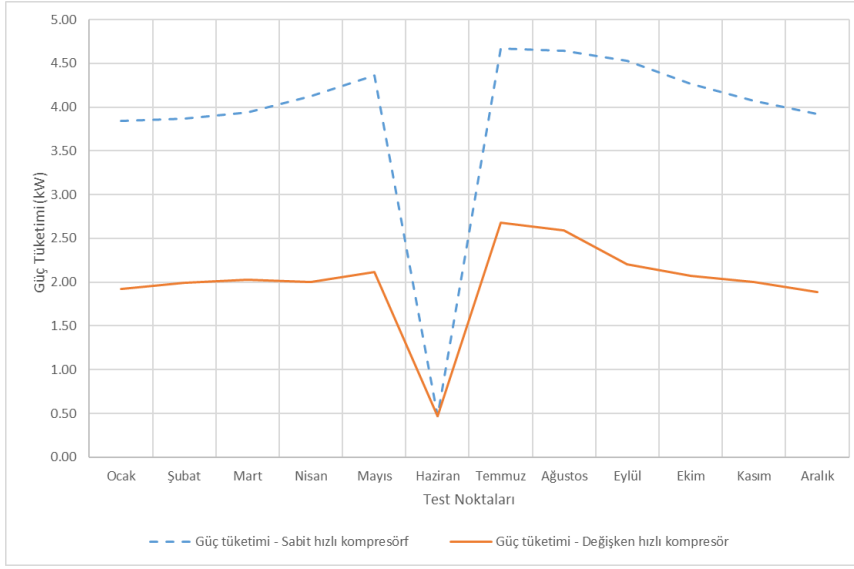
Dış ve iç ortam arasındaki sıcaklık farkı arttıkça, kompresörün çalışma oranı artmakta ve güç tüketimi de buna bağlı olarak artmaktadır.

Çizelge 4.9. 2250m³/h için güç tüketimleri ve COP karşılaştırması

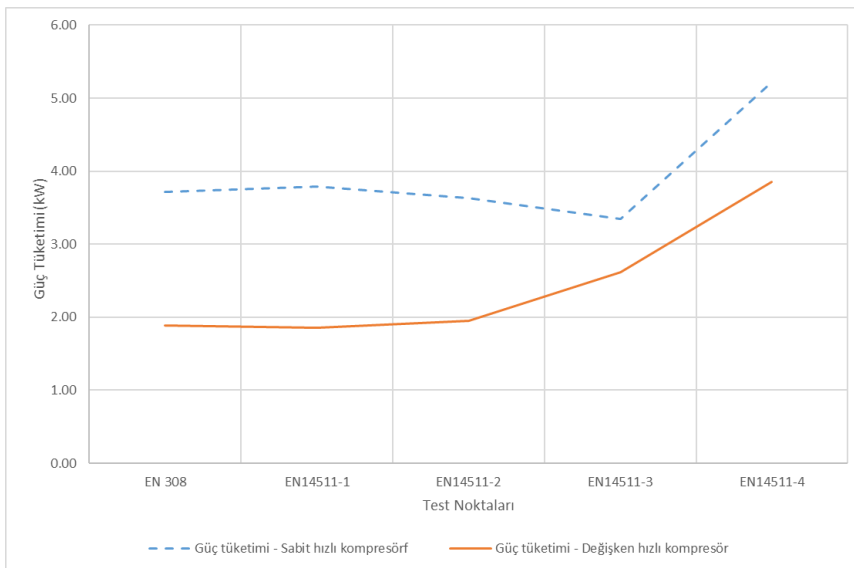
Test Noktaları	Sabit Hızlı Kompresör		Değişken Hızlı Kompresör	
	Toplam Güç Tüketimi (kW)	COP	Toplam Güç Tüketimi (kW)	COP
Ocak	4.08	4.91	2.15	6.44
Şubat	4.11	4.79	2.23	6.19
Mart	4.18	4.61	2.27	5.88
Nisan	4.37	4.12	2.29	5.16
Mayıs	4.62	3.62	2.47	4.28
Haziran	0.74	0.00	0.74	0.00
Temmuz	4.83	2.86	2.82	3.34
Ağustos	4.80	2.70	2.73	3.34
Eylül	4.79	3.32	2.48	3.83
Ekim	4.53	3.81	2.39	4.63
Kasım	4.32	4.25	2.22	5.42
Aralık	4.16	4.66	2.15	6.10
EN 308	3.95	5.33	2.21	6.95
EN14511-1	4.01	4.82	2.43	5.69
EN14511-2	3.86	5.38	2.89	5.93
EN14511-3	3.62	6.39	4.06	5.61
EN14511-4	5.34	2.88	4.55	3.05

5. SONUÇ VE ÖNERİLER

Şekil 5.1 ve Şekil 5.2’de 1750 m³/h debi için ısı geri kazanımlı ısı pompalı bir sistemde kompresörün sabit hızlı veya değişken hızlı çalıştırılması durumlarına bağlı olarak güç tüketimleri karşılaştırılmıştır. Dış ortam ile iç ortam arasındaki sıcaklık farkı arttıkça kompresörlerin güç tüketimleri artmakta hatta EN 14511-3 noktasında her iki kompresörün güç tüketimlerinin birbirine çok yakın olduğu görülebilmektedir.

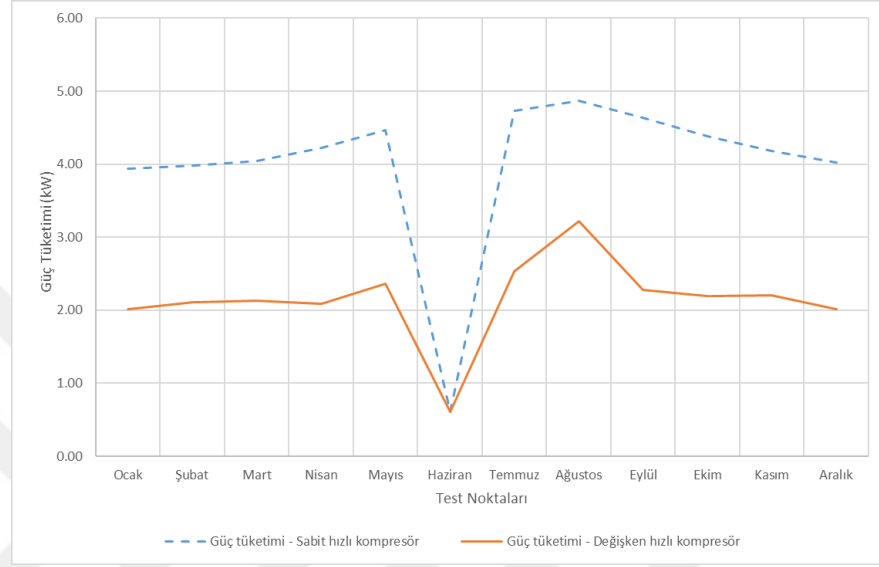


Şekil 5.1. 1750 m³/h için güç tüketimi karşılaştırması (aylık bazda)

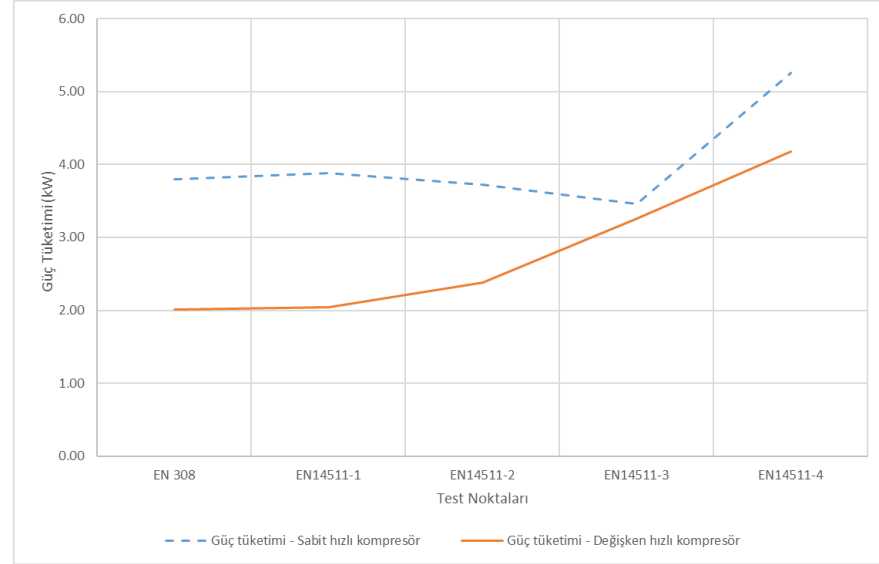


Şekil 5.2. 1750 m³/h için güç tüketimi karşılaştırması (standartlar)

Şekil 5.3 ve Şekil 5.4’de 2000 m³/h debi için ısı geri kazanımlı ısı pompalı bir sistemde kompresörün sabit hızlı veya değişken hızlı çalıştırılması durumlarına bağlı olarak güç tüketimleri karşılaştırılmıştır. Dış ortam ile iç ortam arasındaki sıcaklık farkı arttıkça kompresörlerin güç tüketimlerinin artma eğiliminde olduğu görülmektedir.

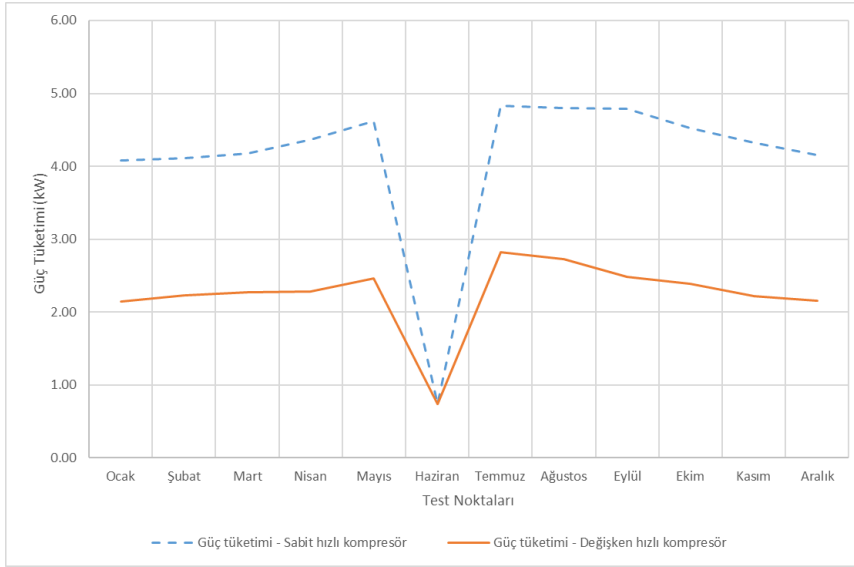


Şekil 5.3. 2000 m³/h için güç tüketimi karşılaştırması (aylık bazda)

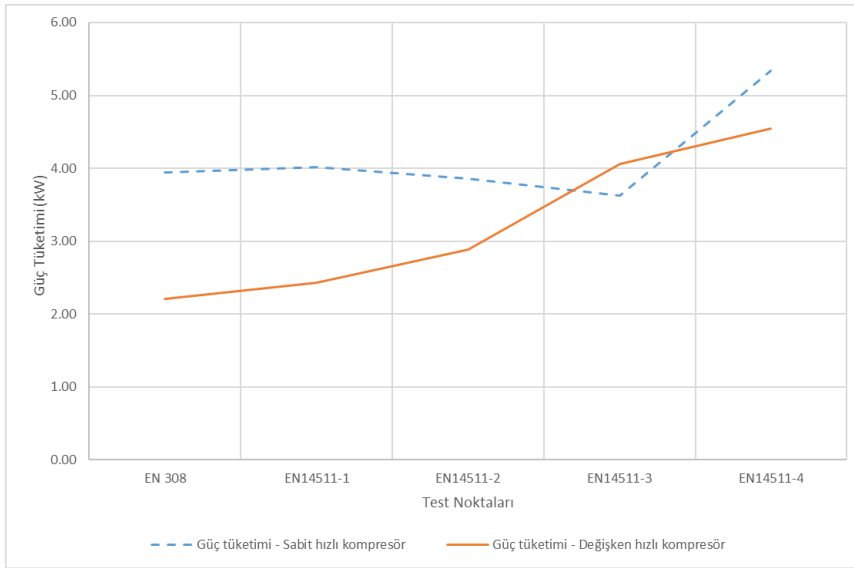


Şekil 5.4. 2000 m³/h için güç tüketimi karşılaştırması (standartlar)

Şekil 5.5 ve Şekil 5.6’da 2250 m³/h debi için ısı geri kazanımlı ısı pompalı bir sistemde kompresörün sabit hızlı veya değişken hızlı çalıştırılması durumlarına bağlı olarak ortalama güç tüketimleri karşılaştırılmıştır. EN 14511-3 test noktasında değişken hızlı kompresör ile güç tüketiminin, sabit hızlı kompresör ile güç tüketiminden fazla olduğu görülmektedir. Bu durum değişken hızlı kompresörün çalışma sınırlarına geldiğini ve maksimum çalışma noktasında olduğunu göstermektedir.

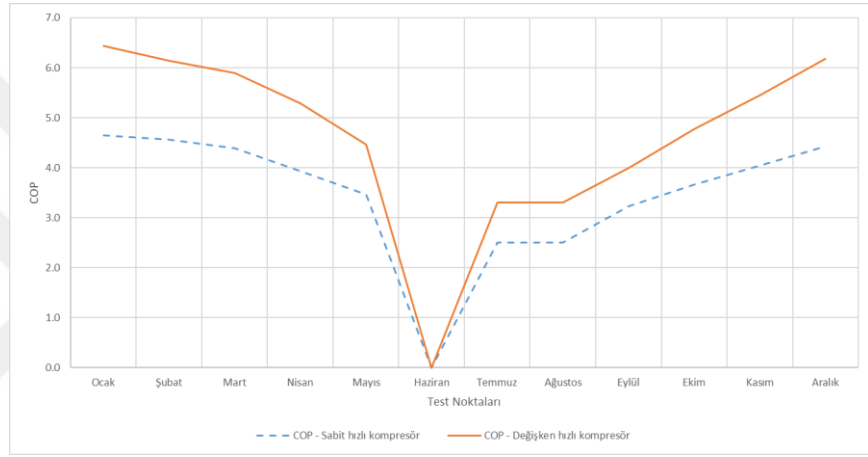


Şekil 5.5. 2250 m³/h için güç tüketimi karşılaştırması (aylık bazda)

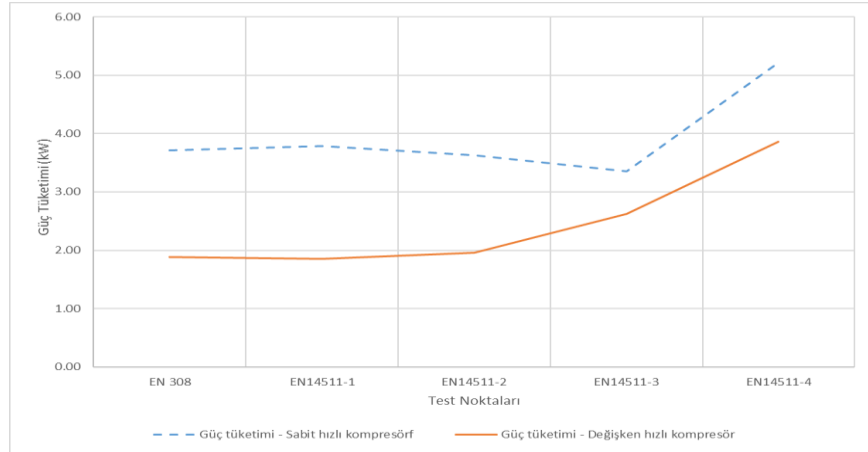


Şekil 5.6. 2250 m³/h için güç tüketimi karşılaştırması (standartlar)

Şekil 5.7 ve Şekil 5.8’de 1750 m³/h debi için ısı geri kazanımlı ısı pompalı bir sistemde kompresörün sabit hızlı veya değişken hızlı çalıştırılması durumlarında COP değerleri karşılaştırılmıştır. Haziran ayı için ısı değiştiricide herhangi bir ısı transferi yapılmadığı ve kompresörün çalışmasına da gerek duyulmadığı için COP değeri 0 olmaktadır. Kompresör çalışma oranının maksimuma yaklaştığı EN 14511-3 ve EN 14511-4 test noktalarında ise güç tüketimlerinin arttığı ve COP değerlerinin düşüşe geçtiği görülmektedir. Değişken hızlı kompresörle çalışma durumu için en yüksek COP değeri EN 308 test noktasında görülmektedir. Bu noktanın kompresörün çalışma koşulları için optimal nokta olduğu çıkartılmaktadır.



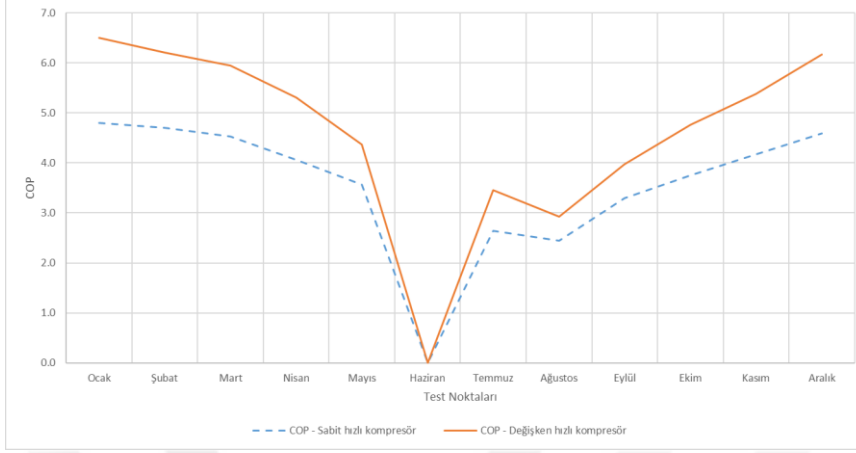
Şekil 5.7. 1750 m³/h için COP karşılaştırması (aylık bazda)



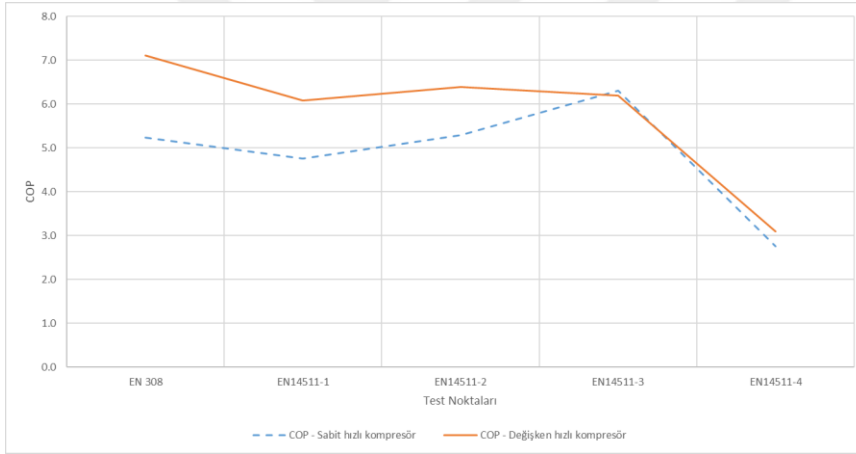
Şekil 5.8. 1750 m³/h için COP karşılaştırması (standartlar)

Şekil 5.9 ve 5.10’da 2000 m³/h debi için ısı geri kazanımlı ısı pompalı bir sistemde kompresörün sabit hızlı veya değişken hızlı çalıştırılması durumlarında

COP değerleri karşılaştırılmıştır. EN 14511-3 ve EN 14511-4 test noktalarında COP değerlerinin her iki kompresör için aynı seviyelerde olduğu gözlemlenmektedir.

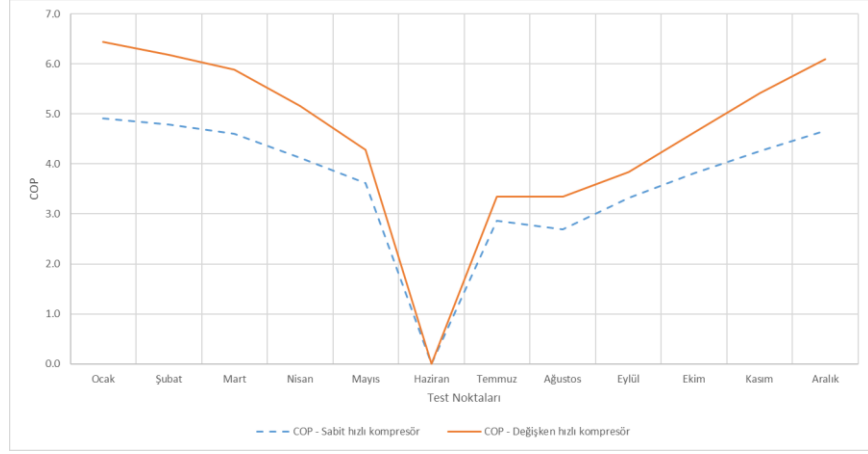


Şekil 5.9. 2000 m³/h için COP karşılaştırması (aylık bazda)

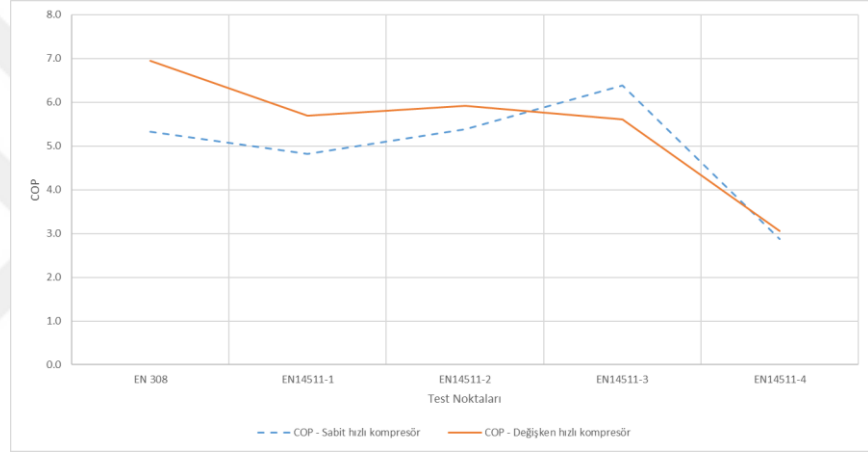


Şekil 5.10. 2000 m³/h için COP karşılaştırması (standartlar)

Şekil 5.11 ve Şekil 5.12'de 2250 m³/h debi için ısı geri kazanımlı ısı pompalı bir sistemde kompresörün sabit hızlı veya değişken hızlı çalıştırılması durumlarında COP değerleri karşılaştırılmıştır. EN 14511-3 ve EN 14511-4 test noktalarında COP değerlerine bakıldığında değişken hızlı kompresöre ait COP değerinin sabit hızlı kompresöre ait COP değerinin altında kaldığı gözlemlenmektedir. Bu gibi dış hava sıcaklığı ile iç ortam sıcaklığı arasındaki farkın fazla olduğu ve değişken hızlı kompresörün çalışma sınırlarına ulaştığı durumlarda sabit hızlı kompresörün çalışması daha verimli hale gelebilmektedir.



Şekil 5.11. 2250 m³/h için COP karşılaştırması (aylık bazda)



Şekil 5.12. 2250 m³/h için COP karşılaştırması (standartlar)

Sonuç olarak, ısı geri kazanımlı ısı pompalı sistemde kullanılan ısı pompasının değişken hızlı ve sabit hızlı karşılaştırmasına bakıldığında, değişken hızlı kompresör kullanımının daha avantajlı olduğu ortaya çıkmaktadır. Isı pompası sisteminin kullanılacağı ortam koşulları ve hava debisi göz önünde bulundurularak yapılacak kompresör ve diğer soğutma elemanları seçimi de bu artış da rol oynamaktadır. Yapılacak iyi bir seçim ile elde edilecek olan avantajın daha da arttırılabileceği öngörülmektedir.

Talep edilen sıcaklık ve dış ortam sıcaklığı birbirine eşit veya yakın olduğu durumlarda ısı pompasının çalışmasına hatta ısı değiştiriciden havanın geçirilmesine gerek olmamaktadır. Bu gibi durumlarda doğal soğutma veya doğal ısıtma (by-pass sistemi) kullanılarak havanın ısı değiştiriciden geçmemesi

sağlanırsa, g¼c t¼ketiminin azalacağı ¼ng¼r¼lmektedir. Dış ve i¼ hava şartlarının birbirine yakın olduğu durumlar i¼in doğal soğutma / doğal ısıtma kullanımı ¼nerilmektedir.



KAYNAKLAR DİZİNİ

- Adhikari, R. S., Aste, N., Manfren, M. and Marini, D.**, 2012, Energy savings through variable speed compressor heat pump systems. *Energy Procedia*, 14, 1337-1342p.
- Apra, C., Mastrullo, R. and Renno, C.**, 2009, Determination of the compressor optimal working conditions, *Applied Thermal Engineering*, 29(10), 1991-1997p.
- Arundel, A. V., Sterling, E. M., Biggin, J. H. and Sterling, T. D.**, 1986, Indirect health effects of relative humidity in indoor environments, *Environmental Health Perspectives*, 65, 351-361p.
- ASHRAE**, 2012, *Ventilating, and Air-conditioning Systems and Equipment*. American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers.
- CCOHS (Canadian Centre of Occupational Health and Safety)**, “The Main Features of Dilution Ventilation”, <https://www.ccohs.ca/oshanswers/prevention/ventilation/introduction.html> (Erişim Tarihi: 14 Mayıs 2019)
- EPA (United States Environmental Protection Agency)**, “Introduction to Indoor Air Quality: Indoor Air Pollution and Health”, <https://www.epa.gov/indoor-air-quality-iaq/introduction-indoor-air-quality> (Erişim Tarihi: 30 Mayıs 2019)
- Fucci, F., Perone, C., La Fianza, G., Brunetti, L., Giametta, F. and Catalano, P.**, 2016, Study of a prototype of an advanced mechanical ventilation system with heat recovery integrated by heat pump, *Energy and buildings*, 133, 111-121p.
- Gillott, M. C.**, 2000, A novel mechanical ventilation heat recovery/heat pump system, Doctoral dissertation, University of Nottingham, 252p.

KAYNAKLAR DİZİNİ (devam)

- Goyal, S.**, 2014, ""Presentation On Inverter Technology", <https://beeindia.gov.in/sites/default/files/ctools/Mr%20SANJAY%20GOYAL%20DAIKIN%20PRESENTATION%20ON%20IMPROVING%20AC%20EFFICIENCY.pdf> (Erişim Tarihi: 1 Temmuz 2019)
- Karabağlar Belediyesi**, "İzmir ili iklim verileri", http://www.karabaglar.bel.tr/files/10-iklim-verileripdf_23-10-2017_11-36-54.pdf (Erişim Tarihi: 22 Ocak 2019)
- Kreith, F., Manglik, R. M. and Bohn, M. S.**, 2012, Principles of Heat Transfer, Cengage learning, Stamford, 696p.
- Krunal, R. M., Prashant, R. M., Tushar, S. J. and Mandar, M. L.**, 2016, Review on Waste Heat Recovery Techniques in Air Conditioning Application, International Journal of Current Engineering and Technology, 4, 5p.
- Mardiana-Idayu, A. and Riffat, S. B.**, 2012, Review on heat recovery technologies for building applications, Renewable and Sustainable Energy Reviews, 16(2), 1241-1255p.
- Nguyen, A., Kim, Y., & Shin, Y.**, 2005, Experimental study of sensible heat recovery of heat pump during heating and ventilation, International Journal of Refrigeration, 28(2), 242-252p.
- Riffat, S. B. and Gillott, M. C.**, 2002, Performance of a novel mechanical ventilation heat recovery heat pump system, Applied thermal engineering, 22(7), 839-845p.
- Roulet, C. A., Heidt, F. D., Foradini, F. and Pibiri, M. C.**, 2001, Real heat recovery with air handling units, Energy and Buildings, 33(5), 495-502p.
- Schell, M. and Int-Hout, D.**, 2001, Demand Control Ventilation Using CO₂, ASHRAE Journal, 43(2), 18-29p.

KAYNAKLAR DİZİNİ (devam)

- Schlunder, E. U.**, 1983, Heat exchanger design handbook, Hemisphere Publishing Corporation, Düsseldorf, 1186p.
- Shah, R. K. and Sekulic, D. P.**, 2003, Fundamentals of heat exchanger design, John Wiley & Sons, United States of America, 941p.
- Solberg, A.**, 2015, Heat recovery in combination with different heat pump solutions for energy supply, Master's thesis, Norwegian University of Science and Technology, Trondheim, 168p.
- Sugarman, S. C.**, 2005, HVAC fundamentals, Crc Press, United States of America, 300p.
- Svenøy, M. S.**, 2016, Heat recovery in combination with different heat pump solutions, Master's thesis, Norwegian University of Science and Technology, Trondheim, 77p.
- Tassou, S. A., Marquand, C. T. and Wilson, D. R.**, 1983, Comparison of the performance of capacity controlled and conventional on/off controlled heat pumps, Applied energy, 14(4), 241-256p.
- Thoke, O.**, "Inverter Technology for Air Conditioners", <https://www.brighthubengineering.com/commercial-electrical-applications/124042-dc-inverters-for-air-conditioners/> (Erişim Tarihi: 1 Temmuz 2019)
- Toksoy, M., Sofuoğlu, S., Atmaca, İ., Sofuoğlu, A., Kazanasmaz, T., Kara, M., Yüksel, H., Ekren, O., Sayar, İ., Varlık, N.**, 2015, Okullarda iç hava kalitesi eğitimi: pilot çalışma İzmir, Tesisat Mühendisliği Dergisi, (148), İzmir, 12s.
- TS EN 13053 Türk Standardı**, 2006, Binaların havalandırması - hava taşıma birimleri - birimler, bileşenler ve bölümlerin performans ve oranları, 54s.

KAYNAKLAR DİZİNİ (devam)

- TS EN 308:1997 Türk Standardı**, 1997, Isı degistiriciler - havadan havaya ve atık gazlardan ısı kazanımı cihazlarının performansının tayini için deney metotları, 12s.
- Türkiye Cumhuriyeti Resmi Gazete**, 2007, “Enerji Verimliliği Kanunu”, <http://www.resmigazete.gov.tr/eskiler/2007/05/20070502-2.htm> (Erişim Tarihi: 22 Mayıs 2019)
- U.S. Department of Energy Office**, 2004, Energy use, loss and opportunities analysis, U.S. Manufacturing and Mining, 165p.
- Vali, A., Simonson, C. J., Besant, R. W. and Mahmood, G.**, 2009, Numerical model and effectiveness correlations for a run-around heat recovery system with combined counter and cross flow exchangers, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 52(25-26), 5827-5840p.
- Vasiliev, L. L.**, 2005, Heat pipes in modern heat exchangers, *Applied thermal engineering*, 25(1), 1-19p.
- Wallin, J. and Claesson, J.**, 2014, Improving heat recovery using retrofitted heat pump in air handling unit with energy Wheel, *Applied Thermal Engineering*, 62(2), 823-829p.
- Yau, Y. H. and Ahmadzadehtalatapeh, M.**, 2010, A review on the application of horizontal heat pipe heat exchangers in air conditioning systems in the tropics, *Applied Thermal Engineering*, 30(2-3), 77-84p.
- Yilmaz, M., Sara, O. N. and Karsli, S.**, 2001, Performance evaluation criteria for heat exchangers based on second law analysis, *Exergy, an International Journal*, 1(4), 278-294p.

TEŞEKKÜR

Tez çalışmam sırasında kıymetli bilgi, birikim ve tecrübeleri ile bana yol gösterici olan ve desteğini hiçbir zaman esirgemeyen değerli danışman hocam sayın Dr. Öğr. Üyesi Özay AKDEMİR'e ve çalışmam süresince tüm zorlukları benimle göğüsleyen ve hayatımın her evresinde bana destek olan değerli eşim Hüseyin Ali SÖNMEZ'e sonsuz teşekkürlerimi sunarım. Ayrıca desteklerini ve sevgilerini benden hiçbir zaman esirgemeyen anneme, babama ve kardeşime, bu çalışmanın konusu olan cihazın yapılması süresince emeği geçen tüm çalışma arkadaşlarıma, Eneko Havalandırma'ya ve özellikle görüş ve önerileri ile çalışmama sürekli katkıda bulunan dostum Huriye OĞUZ'a çok teşekkür ederim.

09 / 08 / 2019

İmzası

Göknil AĞAR

ÖZGEÇMİŞ

1990 yılında İzmir’de doğmuştur. Lisans öğrenimini 2014 yılında Dokuz Eylül Üniversitesi, Makine Mühendisliği Bölümü’nde tamamlamıştır. 2014 yılında Ege Üniversitesi Makine Mühendisliği Termodinamik anabilim dalında yüksek lisansa başlamıştır. 2013-2018 yılları arasında ENEKO Havalandırma’da Ar-Ge Tasarım Mühendisi olarak çalışmıştır. 2018 Kasım ve 2019 Ağustos ayları arasında Samsun Yurt Savunma A.Ş.’de Ar-Ge Mühendisi olarak çalışmıştır. 2019 Ağustos ayından bu yana da İmbat İklimlendirme ve Havalandırma şirketinde Ar-Ge Sorumlusu olarak çalışma hayatına devam etmektedir.

Yapılan çalışmalar ve yayınlar aşağıda listelenmiştir:

Ağar, G., Akdemir, Ö., 2019, Isı Geri Kazanım Cihazlarında Farklı Tipte Isı Değiştirici Kullanımının İncelenmesi, 14. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi, İzmir.

Ağar, G., Ocak, İ., Aktakka, S., Şentürk, U., Toksoy M., 2015, Bir Isı Geri Kazanım Cihazına Ait Paralel Plakalı, Çapraz Akışlı Bir Eşanjörün Yüzeylerindeki Hız Dağılımlarının Isıl Etkenliğe Etkisinin Belirlenmesi, ULIBTK'15 20. Ulusal Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi, Balıkesir.

Şentürk, U., Altın, M., Ağar, G., Aktakka, S., Toksoy, M., 2015, Bir Isı Geri Kazanım Cihazının Performans Karakteristiklerinin Deneysel ve Sayısal Olarak Belirlenmesi, 12. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi, İzmir.

Ağar, G., 2014, Zeytin Eleme Makinası Tasarımı, Dokuz Eylül Üniversitesi Lisans Bitirme Projesi, İzmir.