



**YERDEN SOĞUTMA SİSTEMİNİN DENEYSEL OLARAK İNCELENMESİ
İÇİN ASHRAE 138 STANDARDINA UYGUN BİR TEST ODASININ
TASARIMI, KURULUMU VE PERFORMANS TESTLERİ**

Gültekin ŞAHİN

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANA BİLİM DALI**

**GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

EYLÜL 2019

Gültekin ŞAHİN tarafından hazırlanan “YERDEN SOĞUTMA SİSTEMİNİN DENEYSEL OLARAK İNCELENMESİ İÇİN ASHRAE 138 STANDARDINA UYGUN BİR TEST ODASININ TASARIMI, KURULUMU ve PERFORMANS TESTLERİ” adlı tez çalışması aşağıdaki jüri tarafından OY BİRLİĞİ ile Gazi Üniversitesi Makina Mühendisliği Ana Bilim Dalında YÜKSEK LİSANS TEZİ olarak kabul edilmiştir.

Danışman: Prof. Dr. Abuzer ÖZSUNAR

Makina Mühendisliği Ana Bilim Dalı, Gazi Üniversitesi

Bu tezin, kapsam ve kalite olarak Yüksek Lisans Tezi olduğunu onaylıyorum.

Başkan: Prof. Dr. Erol ARCAKLIOĞLU

Makina Mühendisliği Ana Bilim Dalı, Ankara Yıldırım Beyazıt Üniversitesi

Bu tezin, kapsam ve kalite olarak Yüksek Lisans Tezi olduğunu onaylıyorum.

Üye: Prof. Dr. Atilla BIYIKOĞLU

Makina Mühendisliği Ana Bilim Dalı, Gazi Üniversitesi

Bu tezin, kapsam ve kalite olarak Yüksek Lisans Tezi olduğunu onaylıyorum.

Tez Savunma Tarihi: 17/09/2019

Jüri tarafından kabul edilen bu çalışmanın Yüksek Lisans Tezi olması için gerekli şartları yerine getirdiğini onaylıyorum

Prof. Dr. Sena YAŞYERLİ
Fen Bilimleri Enstitüsü Müdürü

ETİK BEYAN

Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Tez Yazım Kurallarına uygun olarak hazırladığım bu tez çalışmada;

- Tez içinde sunduğum verileri, bilgileri ve dokümanları akademik ve etik kurallar çerçevesinde elde ettiğimi,
- Tüm bilgi, belge, değerlendirme ve sonuçları bilimsel etik ve ahlak kurallarına uygun olarak sunduğumu,
- Tez çalışmada yararlandığım eserlerin tümüne uygun atıfta bulunarak kaynak gösterdiğimi,
- Kullanılan verilerde herhangi bir değişiklik yapmadığımı,
- Bu tezde sunduğum çalışmanın özgün olduğunu,

bildirir, aksi bir durumda aleyhime doğabilecek tüm hak kayıplarını kabullendiğimi beyan ederim.

.....
Gültekin ŞAHİN
17/09/2019

YERDEN SOĞUTMA SİSTEMİNİN DENEYSEL OLARAK İNCELENMESİ İÇİN
ASHRAE 138 STANDARDINA UYGUN BİR TEST ODASININ TASARIMI,
KURULUMU ve PERFORMANS TESTLERİ

(Yüksek Lisans Tezi)

Gültekin ŞAHİN

GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

Eylül 2019

ÖZET

Günümüzde küresel ısınmanın etkisiyle mevsim şartlarında oluşan değişiklikler sebebiyle soğutma daha da büyük ihtiyaç haline gelmiştir. Yapı sektöründeki gelişmeler ile birlikte ısıtma ve soğutmayı barındıran iklimlendirme sektörü ve bunu hayata geçiren mekanik tesisat mühendisleri her geçen gün yeni teknolojiler üretmenin çalışmalarını yapmaktadırlar. İklimlendirme sektöründe yeni gelişen ve kullanılan kavramlardan bir tanesi de “ düşük sıcaklıkla ısıtma yüksek sıcaklıkla soğutma ” olmuştur. “ Düşük sıcaklıkla ” ısıtma herkesin bildiği yerden ısıtma sistemidir. Burada farklı olan “ yüksek sıcaklıkla soğutma ” kavramıdır. Klima, fancoil gibi soğutma için kullanılan sistemlerden farklı olarak kullanılan yerden, duvardan, tavandan soğutma sistemlerine atıfta bulunmaktadır. Burada asıl fark soğutucu akışkanın sıcaklığıdır. Soğutma sistemlerinde genellikle 5 °C ile 7° C mertebeleri yeterli olmaktadır. Yerden soğutmada ise 15 °C ile 20 °C mertebeleri ile çalışılabilmektedir ve bu sayede daha verimli, tasarımlar yapılabilir. Bu çalışmanın temel amacı, yerden soğutmanın uygulanabilirliğinin ve performansının deneysel olarak incelenmesidir. Bu inceleme için analitik yöntemler ile elde edilmiş sonuçlar ve deneylerden elde edilen sonuçların karşılaştırılması hedeflenmiştir. Bu amaçla otomatik kontrollü bir deney odası tasarlanmış ve imal edilmiştir. Deney odası imalatı bittikten sonra yerden soğutma için deneyler gerçekleştirilmiştir. Standart ANSI/ASHRAE 138 uyarınca kurulan bu deney odası içerisinde tüm duvarların, zeminin ve tavanın yüzey sıcaklıkları birbirlerinden bağımsız olarak kontrol edilebilmektedir. Farklı pasif duvar sıcaklıkları seçilerek farklı ortam sıcaklıklarında Yerden soğutma sistemi çalıştırılmış ve gerekli sıcaklıklar ve iletilen ısı miktarı ölçülmüştür. Analitik hesaplamalar ile elde edilmiş sonuçlar ile deney sonuçları karşılaştırılmıştır,

Bilim Kodu : 91412
Anahtar Kelimeler : Isı Transferi, yerden soğutma, yerden serinletme, yerden ısıtma, radyant panel soğutma, radyant panel ısıtma, Ashrae 138
Sayfa Adedi : 63
Danışman : Prof. Dr. Abuzer ÖZSUNAR

DESIGN, INSTALLATION AND PERFORMANCE TESTS OF A TEST ROOM
ACCORDING TO ASHRAE 138 FOR EXPERIMENTAL INVESTIGATION OF
UNDERFLOOR RADIANT COOLING SYSTEM

(M. Sc. Thesis)

Gültekin ŞAHİN

GAZİ UNIVERSITY

GRADUATE SCHOOL OF NATURAL AND APPLIED SCIENCES

September 2019

ABSTRACT

Today, due to the effects of global warming and seasonal conditions, cooling have become even more in need. With the developments in the construction sector, the air conditioning sector, which includes heating and cooling, and the mechanical installation engineers that have implemented this, are working to produce and use new technologies every day. One of the emerging concepts was “low temperature heating and high temperature cooling“. “ Low temperature heating ” is a well-known floor heating system. What is different here is the concept of “ high temperature cooling ”. Unlike systems used for cooling such as air conditioners, fancoils; floor, wall and ceiling radiant cooling systems are used. The main difference is the temperature of the refrigerant. In cooling systems, evaporator temperatures generally cool with fluid temperatures between 5 °C and 7 °C. Underfloor radiant cooling systems can be operated at 15 °C to 20 °C. Thanks to these temperatures, both different waste energies can be used and more comfortable designs can be made in terms of humidity. The main purpose of this study is to investigate the applicability and performance of floor cooling experimentally. For this study, it is aimed to compare the results obtained with analytical methods and the results obtained from the experiments. For this purpose, an automatic controlled test chamber was designed and manufactured. After the production of the test chamber, the tests were carried out for underfloor cooling. The surface temperatures of all walls, floors and ceilings can be controlled independently in this test chamber established in accordance with the standard ANSI / ASHRAE 138. Floor cooling system was operated at different ambient temperatures by selecting different passive wall temperatures and the required temperatures and the amount of heat transmitted were measured. The results obtained with analytical calculations and experimental results were compared.

Science Code : 91412

Key Words : Heat transfer, underfloor cooling, radiant cooling, underfloor heating, radiant heating, Ashrae 138

Page Number : 63

Supervisor : Prof. Dr. Abuzer ÖZSUNAR

TEŞEKKÜR

Bu çalışmanın şekillendirilmesinde göstermiş oldukları sabır ve hoşgörü için muhterem yakınlarıma, çalışmanın istisnasız her aşamasında özveri ile değerli katkılarını esirgemeyen sevgili eşim Özlem Feride ŞAHİN'e sonsuz teşekkürlerimi sunarım. Makina Mühendisliğini seçmemde yol haritamı oluşturan sevgili babam Kadir ŞAHİN'e Allah'tan rahmet diliyorum. Eğitim hayatımda maddi, manevi her türlü desteklerini esirgemeyen sevgili annem Safiye ŞAHİN'e, sevgili ablalarım Gülcan ŞAHİN ile Nuran OTUZOĞLU'na hürmet, muhabbet ve şükranlarımı arz ederim. Hayatıma enerji katan çok sevgili çocuklarım Zeynep Ebrar, Muhammed Yusuf ve Meryem'e değerli bir hatıra olması temennisindeyim.

Çalışmalarımda iş hayatımızın getirdiği tecrübeleri aktarmakla birlikte destekleri ile yanımda olan iş ortağım Makina Mühendisi Doğan VAROL'a da ayrıca teşekkür ederim.

Bu çalışmayı hazırlamamda her türlü desteği ve laboratuvar imkanlarını sağlayan aynı zamanda tez danışmanı olarak her zaman yol gösteren, çok kıymetli ve değerli hocam Prof. Dr. Abuzer ÖZSUNAR'a sonsuz teşekkürlerimi arz ederim. Yine bu çalışmamda yol gösterici fikirleri ile yolumu aydınlatan saygıdeğer hocam Prof. Dr. Birol KILKIŞ'a müteşekkirim.

Deney düzeneğinin kurulumunda yardım ve katkıları için ayrıca uzun soluklu bu çalışmanın her aşamasında desteğini esirgemeyen çok değerli kardeşim Makina Yüksek Mühendisi Mustafa Fatih EVREN'e ve deney düzeneğine katkıları için mekanik tesisat taahhüt firması Gentem Mühendislik Ltd. Şti.'ye teşekkürlerimi sunarım. Ayrıca plastik PE-Xa boruları ve alüminyum levhalı özel yalıtım malzemeleri için yardımcı olan REHAU Türkiye yönetici ve çalışanlarına teşekkür ederim.

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
ÖZET	iv
ABSTRACT.....	v
TEŞEKKÜR.....	vi
İÇİNDEKİLER LİSTESİ.....	vii
ÇİZELGELERİN LİSTESİ.....	ix
ŞEKİLLERİN LİSTESİ.....	x
RESİMLERİN LİSTESİ	xi
SİMGELER VE KISALTMALAR.....	xiii
1. GİRİŞ.....	1
2. LİTERATÜR TARAMASI.....	13
3. TEORİ ve ANALİTİK HESAPLAMALAR.....	19
4. DENEY DÜZENEĞİ	25
4.1. Deney Odasının İlk Durumu	25
4.2. Deney Odasının Tasarımı.....	29
4.3. Deney Odasında Kullanılan Malzemeler	30
4.4. Deney Odasının Kurulması	36
4.5. Ölçüm Aletlerinin ve Sensörlerin Kalibrasyonu	45
4.6. Deneylerin Yapılışı	46
5. ANALİTİK ve DENEY SONUÇLARININ KARŞILAŞTIRILMASI	49
5.1. Ön hesaplamalar ve Kabuller	49
5.2. Analitik Sonuçlar	50
5.3. Deney Sonuçları	51

Sayfa

5.4. Sonuçların Karşılaştırılması	52
6. SONUÇ VE ÖNERİLER	55
KAYNAKLAR	57
ÖZGEÇMİŞ.....	61

ÇİZELGELERİN LİSTESİ

Çizelge	Sayfa
Çizelge 3.1. Panel ısı dirençleri r_p ve r_s	22
Çizelge 4.1. Isıtma – Soğutma Tesisat elemanları	44
Çizelge 4.2. Ölçüm aletleri ve parçaları.....	45
Çizelge 5.1. Deney odasındaki malzemeler için hesaplarda kullanılacak değerler	49
Çizelge 5.2. Deney odasının ısı transfer yüzey alan ölçüleri	50
Çizelge 5.3. Analitik hesap için AUST ve hesaplamalar sonucu elde edilen değerler	50
Çizelge 5.4. Deneyler sonucu elde edilen değerler	51
Çizelge 5.5. Akışkan sıcaklığının analitik ve deneysel sonuçlarını kıyaslama.....	52

ŞEKİLLERİN LİSTESİ

Şekil	Sayfa
Şekil 2.1. Önerilen sistem şeması ve Isıtma durumu için dış hava sıcaklığı eğrisi	16
Şekil 3.1. Tavan ve yer panelleri için duyulur ısıtma ve soğutma grafiği	23
Şekil 3.2. Tavan ve yer panelleri için örnek bir çalışma değerlerini gösteren.....	23
Şekil 4.1. Deney odası ilk yapı iskeleti.....	26
Şekil 4.2. Deney odası yenileme çalışması öncesi durumda duvar kesiti.....	26
Şekil 4.3. Deney odası yenileme çalışması öncesi durumda döşeme kesiti.....	27
Şekil 4.4. Deney odası yenileme çalışması öncesi durumda tavan kesiti	27
Şekil 4.5. Deney odası yenileme çalışması öncesi özetleme penceresi konumu	27
Şekil 4.6. Deney odası yenileme çalışması öncesi durum kapı konumu ve kesiti.....	28
Şekil 4.7. Deney odası akışkan devresi şeması.....	29
Şekil.4.8. Deney odası iç yüzeylerin boru döşeme şeması	37
Şekil 4.9. Deney odası duvar kesiti ve kanalların alüminyum levha ile kaplanması.....	38
Şekil 4.10. Deney odası duvarlarının adlandırılması, ölçüm noktalarının konumları	43
Şekil 4.11. Deney akış şeması.....	44
Şekil 5.1. Ortalama akışkan sıcaklığı karşılaştırma grafiği	53
Şekil 5.2. Zemin ve Ortam sıcaklığının AUST sıcaklığına bağlı değişim grafiği	53
Şekil 5.3 Zemin, ortam, akışkan sıcaklıkların AUST sıcaklığına bağlı değişim grafiği	54
Şekil 5.4 Ortam sıcaklığı ve bağıl nemin AUST sıcaklığına bağlı değişim grafiği.....	54

RESİMLERİN LİSTESİ

Resim	Sayfa
Resim 1.1. Nevşehir Avanos Seramik Müzesi yerden ısıtma, soğutma uygulaması	4
Resim 1.2. Kütüphane, yemekhane yerden ısıtma, yönetim konutu soğutma uygulaması.....	5
Resim 1.3. İbadet mekanları yerden ısıtma, soğutma uygulaması.....	5
Resim 1.4. Hamam ve havuz kenarı yerden ve duvardan ısıtma uygulaması.....	6
Resim 1.5. Duvardan ısıtma ve soğutma uygulaması	6
Resim 1.6. Kapadokya kayadam otel yerden ısıtma ve soğutma uygulaması	7
Resim 1.7. Endüstriyel yerden ısıtma, Biyogaz tesisi gaz çıkışı hızlandırma	7
Resim 1.8. Endüstriyel yerden ısıtma, soğutma uygulaması: Futbol çim sahaları	8
Resim 1.9. Futbol sahası çim soğutma sayısal yöntem ile hesaplanması	8
Resim 1.10. Alışveriş merkezi ortak alan yerden ısıtma ve soğutma sistemi.....	9
Resim 1.11. Açık alan kar eritme yerden ısıtma uygulaması	9
Resim 1.12. Yerden ısıtma ve soğutma için mevcut bir elçilik yapısı uygulaması	9
Resim 1.13. Yerden ısıtma ve soğutma için örnek uygulama kesitleri.....	10
Resim 1.14. Yerden soğutma için buz paten pisti uygulaması	10
Resim 2.1. Borunun infrared geçirgen membran ile kaplanması ve termal görüntüsü.....	17
Resim 4.1. Deney odası yenileme çalışması öncesi fotoğrafları	28
Resim 4.2. Deney odası yenileme çalışması öncesi fotoğrafları	28
Resim 4.3. Deney odası iç yüzeylerde kullanılan boru kanallı yalıtım plakaları	30
Resim 4.4. Deney odası iç yüzeylerde kullanılan ısı transferini sağlayan borular	32
Resim 4.5. Deney odası iç yüzeylerde kaplama için kullanılan alüminyum levhalar	32
Resim 4.6. İç yüzeylere temas ederek yüzey sıcaklıklarını ölçen termocupl sensörler	33
Resim 4.7. Termocupl sensörlerin yerleşimi ve kablolaması	33
Resim 4.8. Sensör bilgilerini bilgisayara aktaran arayüz elektronik modül	33

Resim	Sayfa
Resim 4.9. Hava kaynaklı monoblok ısı pompası.....	34
Resim 4.10. Tek serpantinli boyler ve akümülayon tankı.....	34
Resim 4.11. Karıştırıcı tip üç yollu vana motoru ve gövdesi.....	35
Resim 4.12. Sirkülasyon pompası.....	35
Resim 4.13. Ultrasonik kalorimetre	35
Resim 4.14. Ayrıştırıcı tip üç yollu vana gövdesi ve motoru	36
Resim 4.15. Mevcut yapı bozulmadan ilave yapılan yalıtımlar.....	36
Resim 4.16. Prefabrik kanallı yalıtım levhaları, ısı transfer yüzeyleri ve borular	38
Resim 4.17. Deney odası iç duvarlarının alüminyum levha ile kaplanması	39
Resim 4.18. Hava kaynaklı ısı pompası deney odasının yanına yerleşimi	39
Resim 4.19. Deney odası giriş kapısı iç yüzeyine döşenen borular ve bağlantı detayı	40
Resim 4.20. Deney odası için gerekli ana donanım ve tesisatlar.....	40
Resim 4.21. Deney odası görünümü ve ısıtma-soğutma tesisatları tamamlanmış hali.....	41
Resim 4.22. Deney odası görünümü ve elektrik bağlantılarının yapılması ve röleler	41
Resim 4.23. Motorlu vanalara konum sinyali iletimi için kullanılan röle ve soketi.....	41
Resim 4.24. Deney verilerini bilgisayara aktaran ara yüz elektronik modüller.....	42
Resim 4.25. Ara yüz elektronik modüller, kablolar ve bilgisayar	42
Resim 4.26. Ultrasonik kalorimetre ve bağlantısı.....	42
Resim 4.27. Konum A'ya yerleştirilen ortam sıcaklığı ölçüm aleti	43
Resim 4.28. Konum B'ye yerleştirilen ortam sıcaklığı ve bağıl nem ölçüm aleti	43
Resim 4.29. Termocupl sensörlerin ölçüm doğruluğunun kontrolü	46

SİMGELER VE KISALTMALAR

Bu çalışmada kullanılmış simgeler ve kısaltmalar, açıklamaları ile birlikte aşağıda sunulmuştur.

Simgeler	Açıklamalar
$A_{1,2,3,4}$	Test odası duvarlarının iç yüzey alanları, m^2
$A_{D\ddot{o}}$	Test odası döşemesi iç yüzey alanı, m^2
A_{TA}	Test odası tavanı iç yüzey alanı, m^2
A_j	Panel harici yüzeylerin alanları, m^2
A_p	Panel yüzey alanı, m^2
A_r	Varsayımsal yüzey alanı, m^2
A_{UST}	Pasif tüm iç yüzeylerin alan ağırlıklı yüzey sıcaklığı ortalaması, $^{\circ}C$
D_o	Boru Dış Çapı, m
D_i	Boru İç Çapı, m
f	Boru demeti katsayısı
F_r	Işınım değişim faktörü
F_{p-r}	Varsayımsal yüzey ile panel arasındaki açıl faktörü
k_p	Isı transferi yapılan yüzeyin kütesinin ısı iletim katsayısı, $W/m.K$
k_t	Boru malzemesinin ısı iletim katsayısı, $W/m.K$
k_c	Yüzey kaplama malzemesinin ısı iletim katsayısı, $W/m.K$
M	Aktif yüzeyde kullanılan boru eksen aralığı, m
q	Enerji, kW
q_r	Işınım ile ısı transferi akısı, W/m^2
q_u	Aktif yüzeyden alınan ısı akısı, W/m^2 (u indeksi aktif olan için)
q_b	Aktif olan zemin yüzeyinden dışarıya/içeriye olan ısı akısı, W/m^2
r_u	Karakterize edilmiş toplam ısı direnç, $m^2.K/W$
r_p	Yüzeyi oluşturan ana kütlede kaynaklanan ısı direnç, $m^2.K/W$
r_s	Boru ve yüzey arasındaki bağlantıya bağımlı ısı direnç, $m.K/W$
r_t	Borudan kaynaklanan ısı direnç, $m.K/W$
r_c	Yüzey üzerindeki malzemenin ısı direnci, $m^2.K/W$
$T_{1,2,3,4}$	Test odası duvarlarının sıcaklıkları, $^{\circ}C$
T_a	İç ortam kuru termometre hava sıcaklığı, $^{\circ}C$

Simgeler	Açıklamalar
T_d	Dış hava sıcaklığı, °C
$T_{Dö}$	Test odası döşeme yüzeyinin sıcaklığı, °C
T_j	Panel harici yüzey sıcaklığı, °C
T_{mr}	Ortalama ışıınım sıcaklığı, °C
T_r	Varsayımsal, ısıl bakımdan pasif duvar sıcaklığı, °C
T_p	Isıtma/soğutma panelinin efektif sıcaklığı, °C
T_{TA}	Test odası tavan yüzey sıcaklığı, °C
t_d	Boru dış yüzey sıcaklığı, °C
t_a	İç ortam kuru termometre sıcaklığı, °C
t_w	Ortalama akışkan sıcaklığı, °C
t_w	Ortalama akışkan sıcaklığı, °C
t_p	Soğutulan Aktif yüzeyin sıcaklığı, °C
x_p	Isı transferi yapılan panel kalınlığı, m
x_c	Yüzey kaplama malzemesinin kalınlığı, m
η	Boru demeti verimi
σ	Stefan-Boltzmann sabiti = $5.67 \times 10^{-8} \text{ W/ m}^2.\text{K}^4$
ε_j	Panel harici yüzeylerin yüzey emisyonu
ε_p	Panel yüzeyinin ısıl emisyonu
ε_r	Varsayımsal yüzeyin ısıl emisyonu
$2w$	Boru net aralığı,

Kısaltmalar	Açıklamalar
ANSI	Amerikan Ulusal Standart Enstitüsü
ASHRAE	Amerikan Isıtma, Soğutma ve İklimlendirme Mühendisleri Birliği
HVAC	Isıtma, Soğutma ve Havalandırma
PV	Fotovoltaik Panel
PVT	Fotovoltaik ve Termal Panel
PVT-C	Fotovoltaik ve Termal Panel ile Soğutma

1. GİRİŞ

Isınma insanoğlu için en temel gereksinimlerden biridir. Kış aylarında bu gereksinimini gidermek için çözümler üretir. Bulunulan iklime göre de yaz aylarında soğutma ihtiyacı ortaya çıkar. Günümüzde insanlar zamanlarının önemli bir kısmını iç mekânlarda geçirmektedirler. Bu bağlamda iç ortamlarda bireysel konforun sağlanması her geçen gün daha fazla önem arz eder hale gelmektedir (Kılış, 2009).

Yine günümüzde küresel ısınmanın da etkisiyle mevsim şartlarında oluşan değişiklikler sebebiyle soğutma daha da büyük ihtiyaç haline gelmiştir. Soğutma ve ısıtmanın doğal yollar haricinde mekanik yollarla da karşılanması gerekir. İstenilen konfor değerlerine gelebilmek için konfor düzeyi arttıkça maliyetinin de arttığını hesaba katarak ilerlemek gerekir. Yapı sektöründeki gelişmeler ile birlikte ısıtma ve soğutmayı barındıran iklimlendirme sektörü ve bunu hayata geçiren mekanik tesisat mühendisleri her geçen gün yeni teknolojiler üretmenin ve kullanmanın çalışmalarını yapmaktadırlar. Soğutulmuş ortam elde etmek için büyük çoğunlukla fancoil veya klima sistemleri kullanılmaktadır. Bu sistemler havayı soğutarak ilgili mahallere direk yönlendirmektedir. Bu soğuk hava akımı o ortamda bulunan kişileri rahatsız edebilmektedir. Hava yönlendirme teknikleri kullanarak veya havanın hızlarında değişkenliğe giderek alternatif çözümler üretilebilir. Ancak kişisel özellikleri farklı olan insanların bir arada bulunduğu ortamlarda bu çözümlerin yeterli olabileceği gibi yetersiz bulacak çok sayıda kişide çıkacaktır. İnsan konforunu arttırmak için yapılan çalışmalarda yapının kütesinin sıcaklığını ayarlamak bir alternatif oluşturmuştur.

Yapıların bulunduğu coğrafyaya bağlı olarak hem ısıtma hem soğutma veya sadece soğutma, sadece ısıtma gerekebilmektedir. Türkiye'nin de içerisinde bulunduğu kuzey yarım küre hem soğutma hem de ısıtma ihtiyacının olduğu bir coğrafyadır. Ekonomik olarak iyi durumda olan ve bu tür uygulamalar için bütçesi bulunabilen bu ülkelerde genellikle ısıtma fosil yakıtlar ve türevleri ile sağlanmaktadır. Soğutma için ise elektrik enerjisi yaygın olarak kullanılmaktadır. Yenilenebilir enerjinin kullanılması, toprak ve hava kaynaklı ısı pompalarının günden güne gelişmesi, enerji verimliliğinin ön plana çıkması, daha modern ürünlerin çıkması ile iklimlendirme, hayatın gündemi içerisinde her geçen gün daha da iyi anlaşılmaktadır.

Yeni gelişen kavramlardan bir tanesi de “düşük sıcaklıkla ısıtma yüksek sıcaklıkla soğutma” olmuştur. “Düşük sıcaklıkla ısıtma” herkesin bildiği yerden ısıtma sistemidir. Burada farklı olan “yüksek sıcaklıkla soğutma” kavramıdır. Klima, fancoil gibi soğutma için kullanılan sistemlerden farklı olarak kullanılan; yerden, duvardan, tavandan soğutma sistemlerine atıfta bulunmaktadır. Bu da uygulama olarak yerden ve tavandan soğutma olarak karşımıza çıkmaktadır. Tavandan soğutma, uygulama maliyetleri ve tavanın fiziksel olarak aydınlatma, dekor, havalandırma vb. sebeplerle kısıtlı kullanım alanına sahiptir.

Yerden soğutma ise rahatlıkla birçok uygulama alanı bulabilmektedir. Yerden ısıtma yapılan yerlerde yine aynı döşenmiş boruları kullanarak yerden soğutma yapılabilir. Burada asıl fark soğutucu akışkanın sıcaklığıdır. Soğutma sistemleri genellikle 5 °C ile 7 °C mertebelerinde akışkan sıcaklıklarında soğutma yapmaktadır. Yerden soğutmada ise 15 °C ile 20 °C mertebeleri arasında çalışılabilmektedir. Bu sıcaklıklar sayesinde hem farklı atık enerjiler kullanılabilir hem de nem açısından daha rahat tasarımlar yapılabilir. Bu sıcaklıkların belirlenmesinde en önemli hususlardan biri ortamlarda oluşabilecek nemdir. Soğutucu akışkanın sıcaklığı yükseldikçe yoğunlaşma problemi de azalmaktadır. Yerden soğutmada kullanılan su sıcaklıkları çığ nokta değerlerine daha yakın olduğu için kontrol edilmesi, minimuma indirilmesi kolaylıkla sağlanabilir.

Yerden ısıtma, soğutma sistemleri; tavandan soğutma ve ısıtma sistemleri ile duvardan soğutma ve ısıtma sistemleri genel olarak radyant soğutma ve ısıtma sistemleri olarak adlandırılır. Bu sistemlerin ısı transfer yöntemi ağırlıklı olarak ışıdır. Taşınım ile ısı transferi de önemli bir paya sahiptir. İletim ile ısı transferi direk temas eden bir durum çok olmadığı için oldukça düşüktür.

HVAC sistemlerinde mahal ısı yükleri genel anlamda düşük ekserjili (düşük kaliteli) yükler olarak değerlendirilebilmektedir. Dolayısı ile ilgili yük taleplerinin düşük ekserjili kaynaklardan karşılanması toplam sistem akılcılığını arttırmaktadır. Radyant sistemlerle ısıtma ve soğutma yapmak düşük ekserjili arz anlamında önemli kolaylıklar sağlamaktadır.

Ülkemizde daha çok yerden ısıtma veya yerden soğutma olarak kullanılan sistemlerdir. Bazı tanımlamalarda diğer soğutma sistemlerine göre birim alanda daha düşük soğutma ısı transferi olduğu düşünülerek yerden serinletme olarak kullanılmaktadır.

Bu sistemlerin avantaj ve dezavantajları aşağıdaki şekilde açıklanabilir.

Yerden ısıtma ve soğutma sistemlerinin avantajları

- Isı transferinin çoğunluğunu ısıtma mekanizması ile sağladığı için termal konforu yakalamak daha kolaydır. Böyle durumlarda konvansiyonel sistemlerden 1-2 °C daha avantajlı sıcaklıklar ile konfor sağlanabilir.
- Isı geri kazanım sistemleri ile çalışması daha kolaydır. Bir başka sistemden dönen akışkan bu sistemin besleme akışkanı olabilir
- Ortamların ısı yük dağılımı direk karşılandığı için ısı konfor açısından konvansiyonel sistemlere göre daha iyi performans sağlar. Sadece taze hava temin edilmesi yeterli olur.
- Düşük entalpili enerji kaynaklarından beslenebilirler ve ısı pompası ile doğrudan eşleştirilerek beraber çalıştırılabilir. Jeotermal kaynaklı enerjiler, biyogaz kaynaklı enerjiler ile kullanılabilir.
- Isıtıcı veya soğutucu görünür herhangi bir donanım olmadığı için alanların maksimum verimlilikte kullanılmasını ve temizlik, mimari yerleşim konusunda çok avantajlıdır.
- Genellikle havalandırma ve nem kontrolü haricinde taşınımı ısı iletim sistem gereksinimi bulunmamaktadır.
- Günümüz risklerinden olan biyolojik terör de kullanılabilecek havanın zehirlenmesi ihtimali bu sistemler için mümkün değildir.
- Hareketli bir donanım olmadığı için gürültü konusunda da avantajlıdır.
- Yine hareketli bir donanım olmadığı için arıza ve ilave olarak bakım masrafı da yoktur.
- Pik yükleri ısı ataletine sahip yüzey elemanları sayesinde rahatlıkla karşılar. Bu çoğu zaman avantaj olarak değerlendirilir.
- Alternatif sistemler ile bütünleşik çalışabilir. Nem alma, hava kalitesinin artırılması, hava hızının dengelenmesi açısından kombine çalışabilir.
- Ağırlıklı olarak ısıtım ile ısı transferi oluşması sebebiyle taşınım ile ısı transferi azalmakta ve ortamdaki hava hızı azalmaktadır. Bu hem toz dolaşımını azaltır hem de konfor olarak yansır.
- Mikroorganizmaların gelişebileceği nemli ortamlara mahal vermediği için tercih edilebilir.

Yerden ısıtma ve soğutma sistemlerinin dezavantajları

- Devreye alındığında hızlı tepki vermesi beklenmemelidir. Isıl atalet sebebiyle buna imkan vermez.
- Yanlış tasarım ve imalat sonrası düzeltmek ve geri dönüş sağlamak zordur.
- Tek başına kullanıldığında sadece duyulur ısıları dengeler.
- Soğutma kısmında, nem alma ve yoğuşma riskine dikkat edilmelidir. Nem alma için ayrı bir ünite temin etmek gerekebilir.

Son yıllarda özellikle plastik borularda meydana gelen olumlu gelişmeler sebebiyle sadece ev ısıtmasında kullanılmaya alışılan bu sistemler hızlı bir şekilde yaygınlaşmaktadır. Yüksek ısı transferi sağlamak için boru hammaddesinin iyileştirilmesi ve boru et kalınlığının inceltilmesi gerekmektedir. Boru kalınlığı incelidikçe basınç ve sıcaklık değerleri açısından riskli durum oluşmaması için son teknolojiler ile polimer esaslı borular kimyasal veya fiziksel olarak imalat sırasında güçlendirilmektedir. Bu gelişmeler ile birlikte farklı alanlarda kullanımı yaygınlaşmaktadır.



Resim 1.1. Nevşehir Avanos Seramik Müzesi yerden ısıtma, soğutma uygulaması



Resim 1.2. Kütüphane, yemekhane yerden ısıtma, yönetim konutu soğutma uygulaması

Evlerde, ofislerde, ibadet alanlarında, anaokullarında, okullarda, sağlık merkezlerinde, havuz kenarlarında, hamamlarda kullanım oranı diğer sistemlere göre çok büyük oranda artmaktadır.



Resim 1.3. İbadet mekanları yerden ısıtma, soğutma uygulaması



Resim 1.4. Hamam ve havuz kenarı yerden ve duvardan ısıtma uygulaması

Bazı uygulamalarda ise boru, duvarlara da döşenerek yapılabilmektedir. Hamam ısıtmalarında bir konfor ihtiyacı olarak yapılan bu uygulama, diğer mekanlar için ısı transfer yüzeyini arttırmak için kullanılır. Bazı zamanlarda da zemine boru döşenmesinin sorun olabileceği yerlerde de kullanılabilir. Duvar içine veya betona gömülebileceği gibi alçıpan içerisine de yerleştirilebilir. Bu uygulamada ilave olarak yayıcı alüminyum levhalar yardımıyla ısı transferi güçlendirilerek de kullanılabilir. Bu sayede da yüksek ısı transferi sağlanabilir.



Resim 1.5. Duvardan ısıtma ve soğutma uygulaması



Resim 1.6. Kapadokya kayadam otel yerden ısıtma ve soğutma uygulaması

Bunlara ilave olarak sanayide fabrika alanlarında ve idari ofislerde, otellerde, uçak hangarlarında, futbol sahalarında çimi canlı tutmak için, seralarda, müzelerde, alışveriş merkezlerinde, otopark rampa ve yürüme yollarında buzlanmayı engellemek için, buz paten sahalarında betonun donmaması için, biyogaz ile elektrik üretiminde gaz üretimini hızlandırmak için kullanılmaktadır.

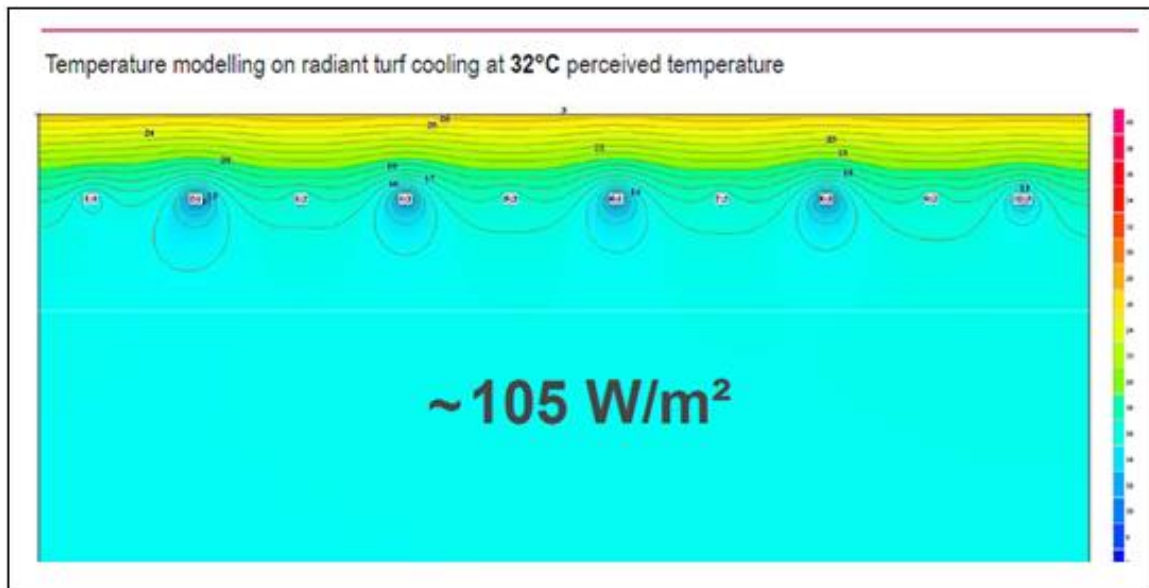


Resim 1.7. Endüstriyel yerden ısıtma, Biyogaz tesisi gaz çıkışı hızlandırma

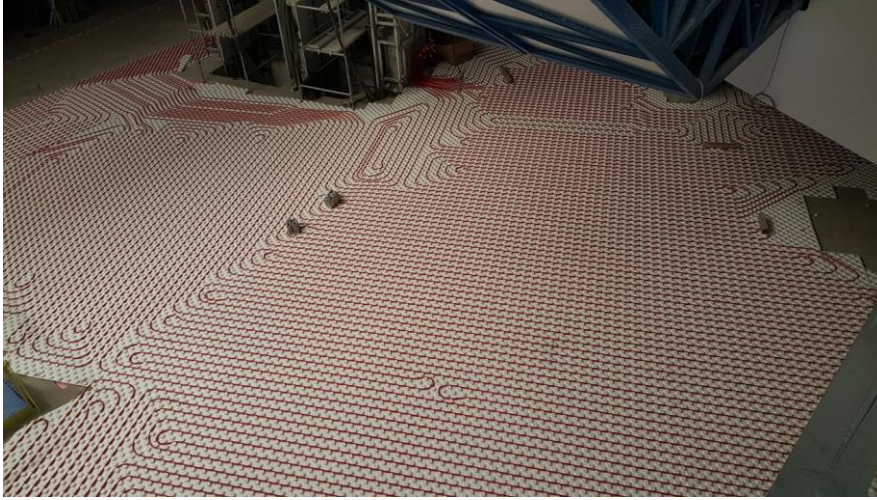


Resim 1.8. Endüstriyel yerden ısıtma, soğutma uygulaması: Futbol çim sahaları

Özellikle futbol sahaları tüm dünyada yeni stadyumların yapılması ile birlikte bir anlamda mekanik tesisat uygulamalarının geniş kullanım alanı olmuştur. Çim sahanın mukavemetini koruması için sürekli gelişmesi gereklidir. Kışın ısıtmaya yazın soğutulmaya ihtiyacı vardır. Doğalgaz ile ısıtılan su saha içerisinde plastik borular vasıtasıyla dolaştırılarak sahanın ve özellikle çim köklerinin kış aylarında 10 °C ve üzerinde kalmasını sağlamaktadır. Ülkemizde artık hemen hemen tüm büyük futbol sahalarında uygulanmıştır. Saha soğutma da yine benzer şekilde yaz aylarında çimin gelişebilmesi için gereklidir. Ülkemizde ilk uygulama Kayseri stadyumunda yapılmıştır. Locaların ve diğer alanların soğutulması için tesis edilmiş soğutma grubundan elde edilen soğuk su, ısıtma için döşenmiş olan borular içerisinde geçirilmiş ve çim köklerinin soğutulması yapılmıştır. Soğutma analizi için yapılmış sayısal akışkanlar yöntemi ile yapılmış çalışma resmi aşağıdadır.



Resim 1.9. Futbol sahası çim soğutma sayısal yöntem ile hesaplanması



Resim 1.10. Alışveriş merkezi ortak alan yerden ısıtma ve soğutma sistemi

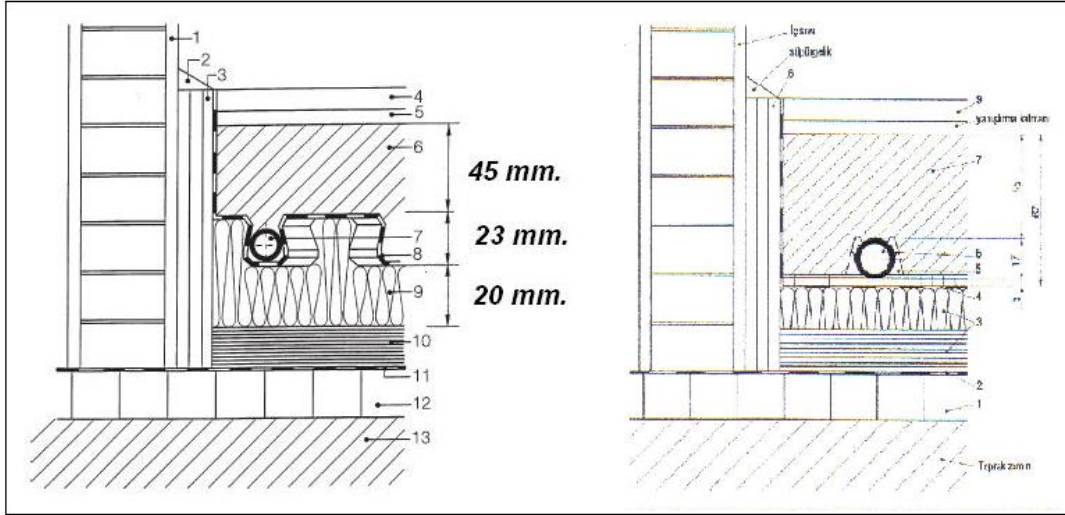
Geniş mekanlarda, yüksek hacimli alanlarda, açık alanlarda geniş uygulama örnekleri ile karşılaşmak mümkündür. Döşeme kalınlığı ile ilgili farklı çözümlerde bulunabilmektedir. Resim 1.12’de görüldüğü gibi yalıtım tabakası içerisine gömülü ve alüminyum paneller ile ısı transferi açısından güçlendirilmiş özel uygulamalarda yaygınlaşmaktadır.



Resim 1.11. Açık alan kar eritme yerden ısıtma uygulaması



Resim 1.12. Yerden ısıtma ve soğutma için mevcut bir elçilik yapısı uygulaması



Resim 1.13. Yerden ısıtma ve soğutma için örnek uygulama kesitleri



Resim 1.14. Yerden soğutma için buz paten pisti uygulaması

Bu çalışmanın temel amacı, yerden soğutmanın uygulanabilirliğinin ve performansının deneysel olarak incelenmesidir. Bu inceleme için analitik yöntemler ile elde edilmiş sonuçlar ve deneylerden elde edilen sonuçların karşılaştırılması hedeflenmiştir. Bu amaçla otomatik kontrollü bir deney odası tasarlanmış ve imal edilmiştir. Deney odası tasarımı ve imalatı için ANSI/ASHRAE 138 standardına göre hareket edilmiştir.

Deney odası imalatı bittikten sonra yerden soğutma için deneyler gerçekleştirilmiştir. Standart ANSI/ASHRAE 138 uyarınca kurulan bu deney odası içerisinde tüm duvarların, zeminin ve tavanın yüzey sıcaklıkları birbirlerinden bağımsız olarak kontrol edilebilmektedir. Farklı pasif duvar sıcaklıkları seçilerek farklı ortam sıcaklıklarında Yerden soğutma sistemi çalıştırılmış ve gerekli sıcaklıklar ve iletilen ısı miktarı ölçülmüştür. Analitik hesaplamalar ile elde edilmiş sonuçlar ile deney sonuçları karşılaştırılmıştır.

Bu çalışmanın 2. bölümünde literatür araştırması yapılmış ve bu araştırma sonuçları değerlendirilmiştir. 3. bölümde, sistem teorisi olarak analitik çözüm yöntemleri incelenmiştir. 4. bölümde deney donanımları, deney odasının hazırlanışı ve benzeri bilgiler verilmiştir. 5. bölümde yerden soğutma ile ilgili deneylerin yapılışı ve deneyler yapıldıktan sonra elde edilen değerler üzerinde çalışılmıştır. 6. ve son bölümde ise deney sonuçları ile analitik yöntemlerin sonuçları kıyaslanmış ve yapılabilecek konular değerlendirilmiştir.

2. LİTERATÜR TARAMASI

Zeminden ısıtma ve soğutmada verimliliğe etki eden bir unsur da zemindeki halı benzeri katmanlardır. Peter Simmonds ve diğerleri, zeminde bulunan halı vb. gibi katmanların radyant ısıtma ve soğutmaya etkilerini incelemiştir. Çalışmaya göre 60 W/m^2 soğutma kapasitesi ve 19°C yüzey sıcaklığı elde edebilmek için beton veya fayans kaplı yüzey olması durumunda 13°C giriş suyu sıcaklığı yeterli olmuştur. Meşe ağacından yapılmış parke veya ince halı kaplı zeminde ise aynı soğutma kapasitesine ulaşabilmek için 7°C giriş suyu sıcaklığına ihtiyaç duyulmuştur. Görüldüğü üzere uygulamada zemindeki kaplamanın sistem performansına önemli etkisi bulunmaktadır (Simmonds ve diğerleri, 2014).

Kılış, 2011 yılında yaptığı çalışmada ise radyant panel ısıtma ve soğutmanın doğrudan PV, PVT ve PVT-C sistemler ile kullanılabilmesinin Net Sıfır Enerji ve Ekserji Binaları için önemi, ekserji tabanlı akılcılık ve CO_2 salınımını azaltma kapasitesi incelenerek vurgulanmıştır. Çalışmaya göre radyant soğutma sistemi PVT ile doğrudan kullanıldığında, PV ile sadece elektrik elde edilerek kullanımına nazaran birinci yasa verimi önemli bir artış ile 0,92 olarak elde edilmektedir (Kılış, 2011).

Yüzeysel ısıtma/soğutma sistemleri; sıcaklıkları kontrol edilen iç yüzeyler vasıtasıyla ısı transferi yapmaktadırlar. Duvarlar, tavan ve döşeme ısı transferi için kullanılan iç yüzeylerdir. Isıtıcı yüzeylerin arkasında veya içerisinde bulunan boruların içerisinden sıcak su geçirilerek veya aynı yüzeylerin arkasından sıcak hava geçirilerek veya yine aynı yüzeylerinin arkasında bulunan elektrik kabloları ile ısıtılan yüzeylerin sıcaklık kontrolleri de yapılmaktadır. Soğutma için yine soğuk akışkanlar kullanılmaktadır. ASHRAE'ye göre ısı transferinin % 50 den fazlasının ısıtma ile olması bu sistemlerin ısıtım paneli olarak isimlendirilmesinin şartlarından biridir (ASHRAE, 2008).

İnsan vücudunun çevresi ile ısı etkileşimi sırasında termal anlamda konfor hissetmesi lüksten ziyade bir gereksinimdir. Isıl konforun üretkenlik üzerinde önemli etkisi bulunmaktadır. Toplam enerji sarfiyatının yaklaşık % 40'ı binalarda gerçekleşmektedir. Bunun yanında binalarda HVAC sistemlerinin enerji sarfiyatları toplam bina enerji sarfiyatında önemli bir kalem olarak öne çıkmaktadır. Bu perspektiften bakıldığında HVAC sistemlerinin toplam enerji sarfiyatında büyük bir paya sahip olduğu aşikârdır. HVAC

sistemlerinin temel amacı ortamda ısı konforu sağlamak, ortamdaki nemi kontrol etmek ve ortama taze hava sunmaktır. Dolayısı ile iç ortamda ısı konforun sağlanabilmesi için sarf edilen enerji toplam enerji sarfıyatında azımsanamayacak paya sahiptir (ASHRAE, 2008).

HVAC sistemlerinin verimini artırmak için bütüncül bir yaklaşım gerekmektedir. Diğer bir ifade ile sistemde kullanılan her bir elemanın verimlerinin yüksek olması gerekliliğinin yanında, bu sistemlerin birbirleriyle uyumu ve amaç fonksiyonlarını karşılamadaki akılcılığı oldukça önemlidir. Bu durum HVAC sistemlerinin tasarımında Termodinamiğin 1. Kanununa dair verimin yüksek olmasının yanında Termodinamiğin 2. Kanunu ile ilişkili ekserji tabanında verimlerin ve arz-talep ekserji uyumu gereksinimini ortaya çıkarmaktadır (Kılkkış, 2006b).

İlgili standartlarda (ASHRAE 55 ve ISO 7730) termal konfor insan bilincinin etrafındaki fiziksel koşullar altındaki memnuniyetinin ölçütü olarak ifade edilmiştir. Işınım, taşınım ve nem kontrollü bir ortam konfor için gereklidir. Diğer bir deyişle vücut ile çevre arasındaki ısı dengenin sağlanabilmesi için belirtilen parametrelerin kontrol edilebilmesi gerekmektedir. İyi bir ısıtma soğutma sistemiyle donatılmış bir ortamdaki insanlar ısıtma ya da soğutma sürecinin farkına varmazlar. Radyant sistemler yüzey sıcaklığı kontrolü esasına dayanarak ısıtma ve soğutma sağlarlar. Yüzey sıcaklığının konfor anlamında insan vücudu üzerindeki etkileri ortalama ışıınım sıcaklığı, T_{mr} , kavramı ile tanımlanmıştır. Konvektif sistemler sadece hava sıcaklığını kontrol ettiklerinden dolayı ortalama ışıınım sıcaklığını doğrudan kontrol edemezler bu pek çok durumda termal asimetri konforsuzluğuna yol açar (ASHRAE, 2008).

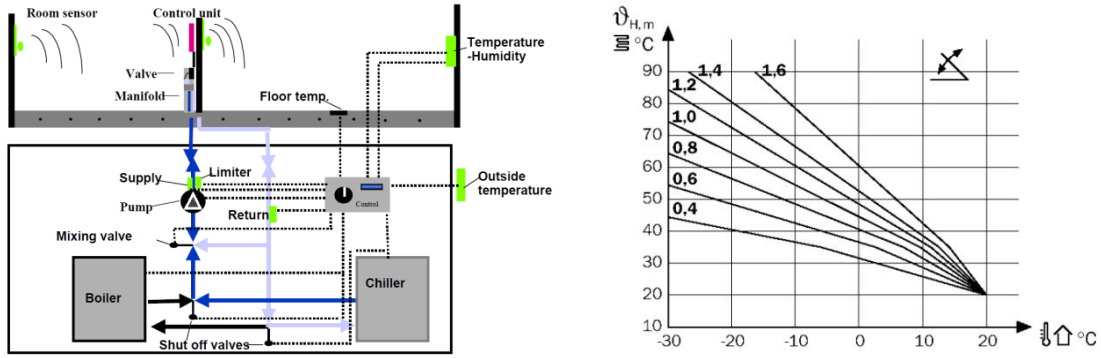
Radyant panel sistemlerin faydaları olduğu gibi dezavantajlı olduğu yönler de vardır. En temel avantajı ortalama ışıınım sıcaklığı ve dolayısıyla operatif sıcaklık kontrolü sağlanabilmesi ve bu sayede düşük sıcaklıkta ısıtma, yüksek sıcaklıkta soğutma yapabilmesidir. Bu özellik atık ısı ile ıslıtmayı çok daha verimli kılmaktadır. Ortamda mekanik donanım bulunmaması gürültü kirliliğinin ve hava ile taşınan tozların da önüne geçmektedir. Panel sistemlerin doğal olarak içerdığı ısı depolama özelliği doğru kullanılırsa pik yükler söz konusu olduğunda fazlalıklar dengelenerek daha verimli sistemler elde edilebilir (ASHRAE, 2008).

Öte yandan başlıca dezavantajı havalandırma ve nem alma yüklerini karşılayamamasıdır. Bu sorunun ortadan kaldırılabilmesi için hibrit sistemler ya da gerekli taşınım sistemi ile eşleştirilerek çalıştırılması gerekmektedir. İyi bir tasarım yapılmaması halinde yüzey sıcaklık homojenliği sağlanamayabilir ve sistemin tepki süresi yavaş olabilir (ASHRAE, 2008).

Pek çok ülkede hidronik radyant zemin ısıtma sistemleri neredeyse bütün bina türlerinde ısıtma amacıyla kullanılmaktadır. Zeminden ısıtmanın tercih edilmesinin nedenleri şöyle sıralanabilir; homojen sıcaklık dağılımı, düşük sıcaklıkta ısıtma, daha verimli enerji aktarımı, konfor. Bunun yanında oda sıcaklığına yakın sıcaklıkta çalışması sulu, havalı ısı pompası ve toprak kaynaklı ısı değiştiricilerin ve diğer yenilenebilir enerji kaynaklı sistemlerin verimini de arttırmaktadır. Hali hazırda döşenmiş ve ısıtma için kullanılan radyant sistemlerin soğutma için kullanılması fikri uzun süredir üzerinde düşünülen bir konudur. Fakat bunun önünde engel teşkil eden belirli hususlar şöyle sıralanabilir; soğutma için taşınımsal ısı transferi katsayısı, ısıtma için taşınımsal ısı transferi katsayısından önemli derecede düşüktür. Bunun yanında konfor anlamında radyant asimetri, kabul edilebilir zemin sıcaklığı gibi faktörler de dikkatle tasarlanmalıdır (Olesen, 2008; Kılış, 1995).

Radyant ısıtma ve soğutma sistemlerinin kontrolü için ışımsal etkilerin de ölçülebilmesi gerekliliği bilinse de ancak son yıllarda gerçekleşen ölçme teknolojilerindeki gelişmeler ve araştırmacılara bu yönde çalışma imkanı vermeye başlamıştır. Evren ve Kılış, bu amaçla insan vücudunun ısıtım ve taşınımsal ısı transferi yoluyla hissettiği sıcaklığı benzeştirebilecek bir sensör geliştirmişlerdir (Evren ve Kılış, 2015).

Olesen, Zemin ısıtma ve soğutma sistemlerinin dış yüklere göre optimum kontrolünü incelemiştir. Çalışmada kontrol sistemi maksimum soğutma gücü sağlarken konfor ve yoğunlaşma riskini göz önünde bulundurulması gerekliliği vurgulanmıştır. Çalışmada radyant sıcaklığı ölçebilen bir sensörle normal hava sıcaklığı sensörü kıyaslanmış olup kontrol için radyant etkilerin de ölçülebilmesinin sistemin optimum çalışması için önemi vurgulanmıştır. Ayrıca ortalama su sıcaklığının dış hava sıcaklığına göre kontrol edilmesi önerilmektedir. Bununla ilişkili olarak ısıtma durumu için dış hava sıcaklığı ısıtma eğrisi çalışmada Şekil 2.1'deki gibi verilmiş olup bunun soğutma için genişletilebileceği belirtilmiştir. Önerilen sistem şeması da yine Şekil 2.1'de sunulmuştur (Olesen, 2000).



Şekil 2.1. Önerilen sistem şeması ve Isıtma durumu için dış hava sıcaklığı eğrisi

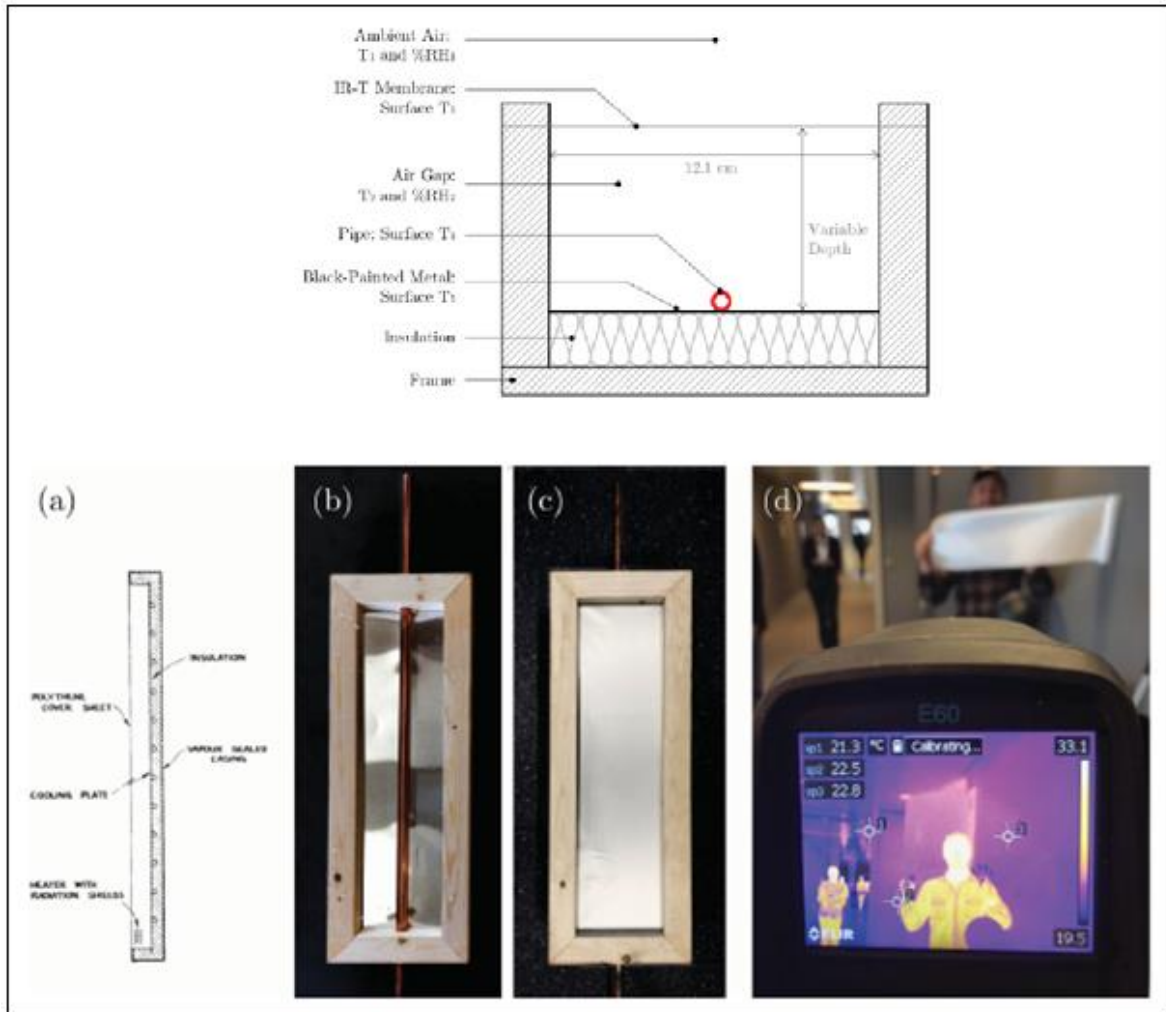
Radyant ısıtma ve soğutma sistemlerinin kontrolü için ışımsal etkilerin de ölçülebilmesi gerekliliği bilinse de ancak son yıllarda gerçekleşen ölçme teknolojilerindeki gelişmeler ve araştırmacılara bu yönde çalışma imkanı vermeye başlamıştır. Evren ve Kılış, bu amaçla insan vücudunun ısıtım ve taşınım ısı transferi yoluyla hissettiği sıcaklığı benzeştirebilecek bir sensör geliştirmişlerdir (Evren ve Kılış, 2015).

Teitelbaum ve diğerleri optik sensör kullanarak ortamdaki ortalama ısıtım sıcaklığının ölçülebilmesi için bir yöntem geliştirmişlerdir (Guo ve diğerleri, 2017).

Ren ve diğerleri tipik bir ofiste zemin soğutma ve yer değiştirme havalandırması (displacement ventilation (DV)) sistem kombinasyonunun termal konfora etkilerini iki farklı durum için nümerik olarak incelemişlerdir. Sistem 1’de çok düşük hava hızı ile radyant soğutma incelenmiş olup sistem 2’de ise sadece konveksiyonla soğutma incelenmiştir. Her iki sistemde de yüzeyler arası maksimum sıcaklık farkı 3,5 °C olarak elde edilmiş olup hibrit sistem sıcaklık dağılımı açısından daha verimli bir çözüm sağlamıştır (Ren ve diğerleri, 2007).

Faz değiştiren malzemelerin günümüzde pek çok alanda uygulamaları bulunmaktadır. Bu tip malzemeler ısıtma ve soğutma problemlerinin çözümleri için de potansiyel oluşturmaktadır. Jin ve Zhang zemin radyant yüzeyine faz değiştiren malzeme entegre etmiş ve sistemin ısıtma soğutma yük dengeleme potansiyelini incelemişlerdir. Çalışmaya göre önerilen sistem ısıtma için % 41, soğutma için % 37,9’luk pik yük dengeleme potansiyeli sağlamıştır (Jin ve Zhang, 2011).

Bilindiği gibi yoğuşma radyant soğutmanın önündeki en büyük engellerden birisidir. Teitelbaum ve arkadaşları Resim 2.1’de görüldüğü üzere radyant soğutmada hidronik boruyu infrared geçirgen bir membran ile dış ortamdan yalıtarak yoğuşmanın önüne geçmeyi hedeflemişlerdir. Radyant panel ve insan vücudu uzun dalga boylu ısı ışınım yaymaktadır. Sistemin temel çalışma prensibi, panel yüzeyinin infrared geçirgen (ilgili dalga boyundaki ışıınımdan etkilenmeyen) bir membran ile kaplanarak ortam havası ile temas eden yüzeyin sıcaklığının, panel sıcaklığının çok üzerinde olmasını sağlamak ve bu sayede yoğuşmanın önüne geçmektir. Çalışmada 5 °C yüzey sıcaklığındaki bir radyant panel 32 °C’de % 70 bağıl neme sahip bir ortamda test edilmiş ve membran yüzey sıcaklığı 26 °C olarak ölçülmüştür. Bu sonuçlara göre membran yüzey sıcaklığı yoğuşma noktasının üzerinde tutulmuş ve ortamda 15,8 °C ortalama ışıını sıcaklığı elde edilebilmiştir (Teitelbaum ve diğerleri, 2019).



Resim 2.1. Borunun infrared geçirgen membran ile kaplanması ve termal görüntüsü

3. TEORİ ve ANALİTİK HESAPLAMALAR

Yerden soğutma sisteminin deneysel incelemesi yapılırken elde edilecek sonuçları kıyaslayabilmek için ısı transfer teorisi incelenecektir. Bununla ilgili analitik ve ampirik çözüm yöntemleri bu bölümde ele alınmaktadır.

Daha önce de ifade edildiği üzere panel sistemler temelde ışımsal ısı transferi ile ortam ısıtma ve soğutması yaparlar. Gerçekte ışınlam ile ısı transferi emisyon, aç faktörü, spektrum gibi pek çok parametreye bağlı ve karmaşıktır. Ortalama radyant sıcaklık yöntemi Eşitlik 3.1'de görüldüğü üzere bu karmaşayı ortadan kaldırarak hesaplamayı basitleştirmektedir. Burada q_r'' , ışımsal ısı akısı, W/m^2 , σ , Stefan-Boltzmann sabiti, ($5.67 \times 10^{-8} W/m^2K^4$), F_r ışınlam değişim faktörü (boyutsuz), T_p , efektif panel sıcaklığı, T_r , ise varsayımsal, ısıl bakımdan pasif (ısıtılıp soğutulmayan) duvar sıcaklığını ifade etmektedir. F_r Eşitlik 3.2, T_r ise Eşitlik 3.3 kullanılarak hesaplanabilir (ASHRAE, 2008).

$$q_r'' = \sigma F_r [T_p^4 - T_r^4] \quad (3.1)$$

Eşitlik 3.2 Hottel denklemi olarak isimlendirilmekte olup F_{p-r} , varsayımsal yüzey ile panel arasındaki radyasyon aç faktörüdür (Düzlemsel panel yüzeyleri için 1,0). Denklemden A , yüzey alanlarını, ϵ ise emisyonu ifade etmekte olup p ve r altsimgeleri sırasıyla panel ve varsayımsal yüzeyi ifade etmektedir (ASHRAE, 2008) .

$$F_r = \frac{1}{\frac{1}{F_{p-r}} + \left(\frac{1}{\epsilon_p} - 1\right) + \frac{A_p}{A_r} \left(\frac{1}{\epsilon_r} - 1\right)} \quad (3.2)$$

$$T_r = \frac{\sum_{j=p}^n A_j \epsilon_j T_j}{\sum_{j=p}^n A_j \epsilon_j} \quad (3.3)$$

Paneli çevreleyen yüzeylerin emisyonunun yaklaşık olarak eşit olması ve panele bakan yüzeylerin ısıl bakımdan pasif olması durumunda Eşitlik 3.2. panele bakan yüzeylerin alan ağırlıklı ortalaması alınarak hesaplanabilir. Literatürde bu değer AUST, (Average Unconditioned Surface Temperatures) olarak isimlendirilmiştir. Tanım itibariyle panel ile şartlandırılmamış yüzeylerin sıcaklıklarının ağırlıklı ortalamasıdır ve aynı yükseklikteki

herhangi bir yüzey bu hesaba dahil edilmemelidir (ASHRAE, 2008). ASHRAE Standard 138'de bölüm 9.2'de eşitlik 7'ye göre AUST hesabı şöyledir:

$$AUST = \frac{A_1T_1 + A_2T_2 + A_3T_3 + A_4T_4 + A_{DÖ}T_{DÖ} + A_{TA}T_{TA}}{A_1 + A_2 + A_3 + A_4 + A_{DÖ} + A_{TA}} \quad (3.4)$$

Bu yüzeylerden zemin döşemesi deney amacı ile soğutulacağı için eşitlikten zemin ile ilgili parametreler çıkarıldıktan sonra bu eşitlik deneylerde ve hesaplamalarda kullanılmak üzere eşitlik 3.5'deki hale gelecektir. Deney sonuçları alındıktan sonra bu eşitlik üzerinden AUST hesaplanacaktır.

$$AUST = \frac{A_1T_1 + A_2T_2 + A_3T_3 + A_4T_4 + A_{TA}T_{TA}}{A_1 + A_2 + A_3 + A_4 + A_{TA}} \quad (3.5)$$

Eşitlik 3.2. ve Eşitlik 3.3. literatürde yer alan ortalama değerler ile hesaplandığında Eşitlik 3.1 aşağıda ifade edilen şekliyle Eşitlik 3.6'ya dönüşmüş olur.

$$q_r'' = 5 \times 10^{-8}[(T_p + 273,15)^4 - (AUST + 273,15)^4] \quad (3.6)$$

Her ne kadar yukarıda sıralanan eşitlikler temel ısı transferi hesaplamalarını gösterse de, gerçek durumda hesaplama dahil edilmesi gereken daha fazla parametre bulunmaktadır. Örneğin uygulamada pek çok farklı panel tipi kullanılmakta olup her bir panel tipi farklı termal direnç, modülasyon gibi değerlere sahiptir. Literatürde her panel tipi için bu değerler tanımlanmış olup, paneller için özelleştirilmiş hesaplama yöntemleri mevcuttur. Bu yöntemler aşağıda ifade edilmiştir.

Yapılan deneylerde kullanılacak analitik formüller, hesaplamalar ASHRAE Handbook kaynağından alınmıştır. Bu hesaplar temel anlamda iç ortam sıcaklıklarına, soğutulan yüzeyin sıcaklığına, ortalama akışkan sıcaklıklarına ve AUST değerlerine göre yapılmıştır.

Aktif olan soğutma yüzeyinin ısı dirençleri de ilave olarak hesaba katılmıştır. Bu ısı dirençler kendi içinde dört ana etkene bağlı olarak değişmektedir. Yapılan bu hesaplamaların sonucunda aktif yüzeyden olası alınabilecek ısı akıları, parametrelerdeki değişimlerine bağlı olarak belirlenebilmektedir. Analitik olarak yapılan bu hesaplamalarda kullanılan katsayı, parametre ve formüller aşağıda sıralanmıştır (ASHRAE, 2008).

$$r_u = r_t \cdot M + r_s \cdot M + r_p + r_c \quad (3.7)$$

Eşitlik 3.7’de r_u , radyant panelin karakteristik toplam ısı direncini ifade etmektedir. Birimi $m^2.K/W$ ’dır. Sıralı hidronik sistem borularının ardışık ikisinin merkezleri arasındaki mesafe (modül) M ile ifade edilmiş olup birimi m ’dir.

Toplam ısı direnci oluşturan ısı dirençlerden r_t , hidronik sistemde kullanılan ısı transfer borusunun özellikleri ile ilgili olup birimi $m.K/W$ ’dır. Bu değer Eşitlik 3.8 kullanılarak hesaplanabilir. Burada D_o , boru dış çapını, D_i , ise boru iç çapını ifade etmektedir. k_t , boru hammaddesine bağlı olarak tespit edilen ısı iletkenlik katsayısıdır.

$$r_t = \frac{\ln(D_o/D_i)}{2\pi k_t} \quad (3.8)$$

Eğer borular panele gömülü ise panel gövdesinin ısı direnci r_p ($m^2.K/W$), Eşitlik 3.9 ile hesaplanır. Eşitlikte x_p panel kalınlığı olup k_p , panel hammaddesine bağlı olarak tespit edilen ısı iletkenlik katsayısıdır.

$$r_p = \frac{x_p - D_o/2}{k_p} \quad (3.9)$$

Zemin kaplama, parke, halı vb. etkilerin ısı direnci r_c ($m^2.K/W$) Eşitlik 3.10 ile hesaplanabilir. Burada x_c ve k_c önceki eşitliklere benzer olarak sırasıyla kaplama kalınlığı ve ısı iletkenlik katsayısıdır.

$$r_c = \frac{x_c}{k_c} \quad (3.10)$$

Boru ve yüzey arasındaki bağlantıya bağımlı ısı direnç r_s ($m^2.K/W$) olup Çizelge 3.1’e göre değeri maksimum 0,12 olarak alınmıştır. Çizelge 3.1’de panel direnci ve boru ve yüzey arasındaki ısı direnç bağıntılarını göstermektedir.

$$t_d \approx t_a + \frac{(t_p - t_a)M}{2W\eta + D_o} + q_u(r_p + r_c + r_s M) \quad (3.11)$$

Burada, t_d , boru dış yüzeyinin sıcaklığını ($^{\circ}C$), t_a ise iç ortam kuru termometre sıcaklığını ($^{\circ}C$) göstermektedir. t_p , soğutulan aktif yüzeyin sıcaklığıdır ($^{\circ}C$). q_u , aktif yüzeyden alınan ısı akısını ifade etmektedir (W/m^2) (u indeksi aktif paneli ifade etmek için kullanılmıştır).

$$t_w = (q_u + q_b)M \cdot r_t + t_d \quad (3.12)$$

Eşitlik 3.12’de t_w , ortalama akışkan sıcaklığının (°C) hesaplanması için gereklidir. Burada q_b , aktif olan zemin yüzeyinden dışarıya/içeriye olan ısı akısını göstermektedir (W/m²).

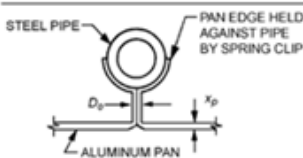
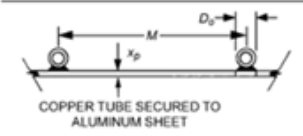
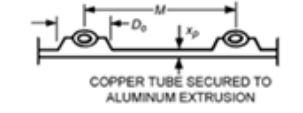
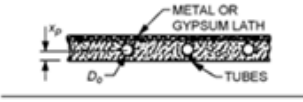
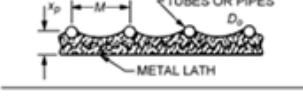
$$\eta = \frac{\tanh(f \cdot w)}{(f \cdot w)} \quad (3.13)$$

Burada η , boru demetinin verimini ifade etmektedir ve boyutsuzdur. f , boru demeti katsayısı olup Eşitlik 3.14 ile hesaplanmaktadır. $2w$, boru net aralığı olup Eşitlik 3.15 ile hesaplanabilir.

$$f = \frac{q_u}{M \cdot (2 + r_c / 2 r_p)(t_p - t_a) (k_t x_t + k_p x_p + k_c x_c)} \quad (3.14)$$

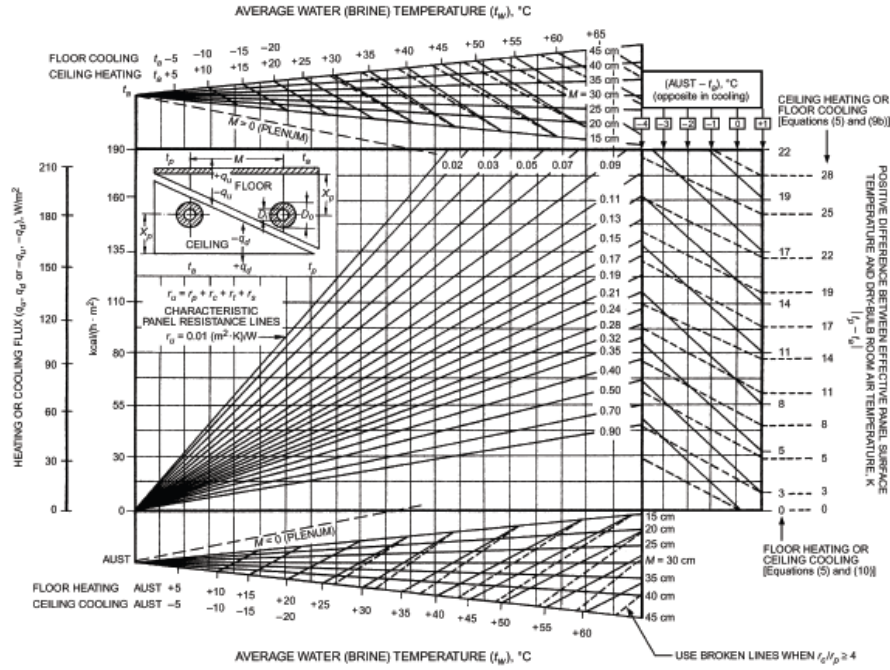
$$2w = M - D_o \quad (3.15)$$

Çizelge 3.1. Panel ısı dirençleri r_p ve r_s

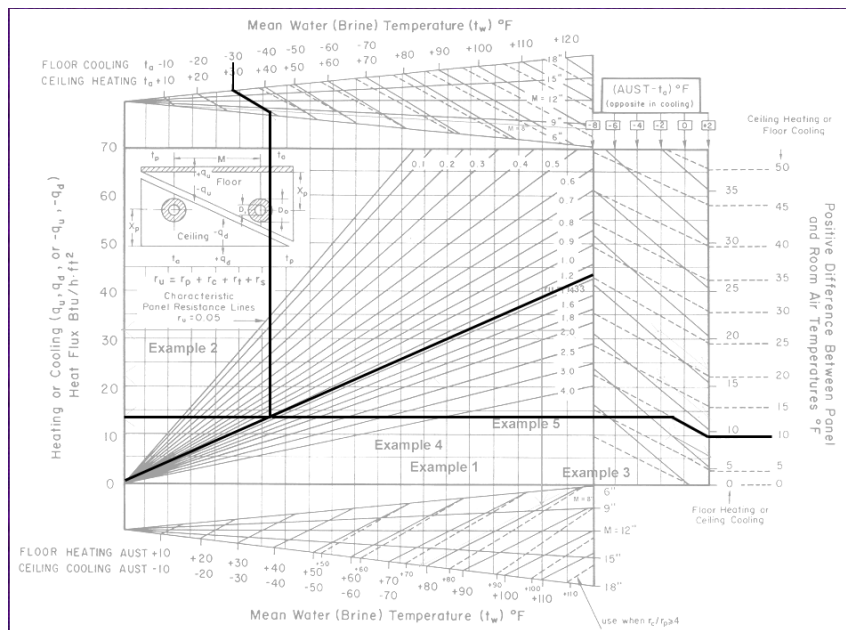
Type of Panel	Thermal Resistance	
	$r_p, \frac{(m^2 \cdot K)}{W}$	$r_s, \frac{(m \cdot K)}{W}$
	$\frac{x_p}{k_p}$	0.32
	$\frac{x_p}{k_p}$	0.38
	$\frac{x_p}{k_p}$	0.10
	$\frac{x_p - D_o/2}{k_p}$	≈ 0
	$\frac{x_p - D_o/2}{k_p}$	≤ 0.12

Şekil 3.1’de ASHRAE 2008’de kullanılan grafik görülmektedir. Bu grafikte; ortalama su sıcaklığı, karakterize edilmiş toplam ısı direnç, AUST sıcaklığı, boru araları döşeme

mesafesi ve birim alandaki ısı transferi arasındaki ilişki görülmektedir. Hem tavandan ısıtma, hem tavandan soğutma, hem yerden ısıtma ve hem de yerden soğutma ile ilgili veriler bu grafik sayesinde kolayca incelenebilir. Teorik formüllerden elde edilen sonuçlar yardımıyla bu tablo ortaya çıkmıştır. Şekil 3.12’de ise aynı grafik üzerinden bir örnek çalışma üzerinden değerler okunması çizilerek ifade edilmiştir.



Şekil 3.1. Tavan ve yer panelleri için duyulur ısıtma ve soğutma grafiği



Şekil 3.2. Tavan ve yer panelleri için örnek bir çalışma değerlerini gösteren grafik

4. DENEY DÜZENEGİ

Bu çalışmadaki deneyler için ANSI/ASHRAE 138 numaralı standart içindeki hususlara göre bir planlama yapılmış ve uygulanmıştır.

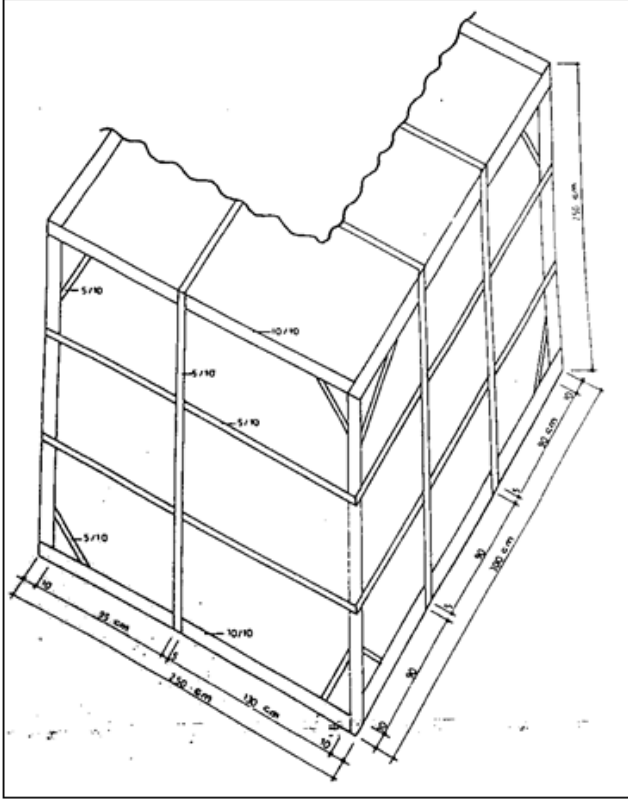
Gazi Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makina Mühendisliği Bölümü içerisinde 1998 yılında bir yüksek lisans tezi kapsamında yapılmış olan bir deney odası bu tez içinde kullanılmıştır. Prof. Dr. Ö. Ercan Ataer in danışmanlığını yaptığı tez çalışmasını Turhan Kaya yapmıştır. Türkiye Teknoloji Geliştirme Vakfı bu çalışmaya destek vermiş ve çalışma 1998 yılında yapılmıştır. Yüksek lisans tezinin konusu “Soğutma Sistemleri İçin Deney Odası Tasarımı, İmal ve Performans Deneyleri” olarak literatüre girmiştir. (Kaya, 1998).

Bu test odası yukarıdaki tez haricinde Mustafa Fatih Evren tarafından yine Gazi Üniversitesinde yüksek lisans tezinde kullanılmak üzere ana yapısı değiştirilmeden oldukça kapsamlı ilaveler ile geliştirilmiştir. Tez konusu ” Melez ısıtma sistemlerinin operatif sıcaklık bazlı güç tüketimi ve ekserji bazlı akılcılık bakımından deneysel optimizasyonu “ dur. Hem Mustafa Fatih Evren in tezi için hem de bu tez için temel gereksinimler tespit edilmiş ve test odası bu doğrultuda iyileştirilerek baştan sona yeniden tasarlanmış ve imal edilmiştir.

Bu çalışma için Gazi Üniversitesi Makina Mühendisliği Bölümü Isı Laboratuvarının içerisinde, 280 cm boyunda, 230 cm genişliğinde, 250 cm yüksekliğinde bir deney odası kullanılmıştır. Bu odanın sadece bir kapısı vardır. Ahşap malzemelerden oluşturulmuş ana taşıyıcı sistem içerisine deney için gerekli imalatlar yapılmıştır. Odanın duvarları arasına eps (expanded polistren köpük - stropor) malzemeden imal edilmiş yalıtım konulmuştur. Oda duvarları içten ve dıştan sunta ile kaplanarak düz yüzeyler elde edilmiştir.

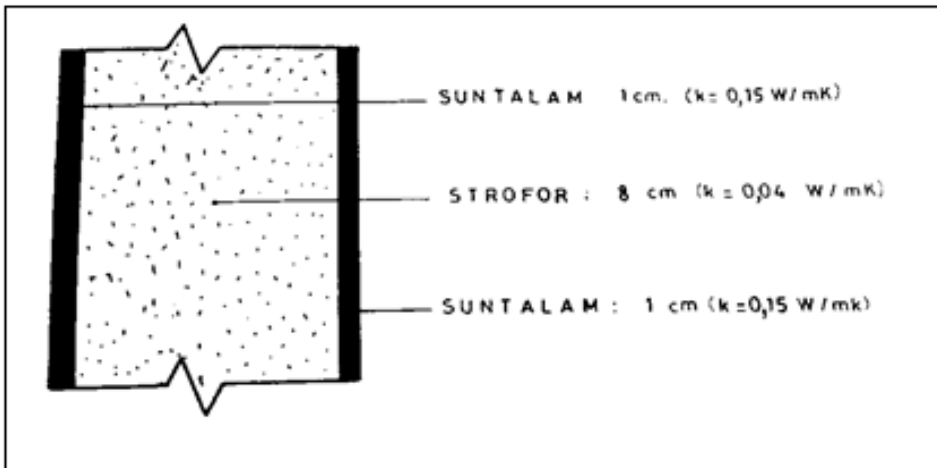
4.1. Deney Odasının İlk Durumu

Bu başlık altında test odasının herhangi bir değişiklik yapılmadan önceki tasarımı ve durumu hakkında bilgi verilmiştir. Test odası iç hacim boyutları 2.3 m, 2.8 m ve yüksekliği 2.55 m’dir. Oda iskeleti 5 cm x 5 cm, 5 cm x 10 cm ve 10 cm x 10 cm kesitli ahşap malzeme ile Şekil 4.1’de görüldüğü şekilde kurulmuştur.

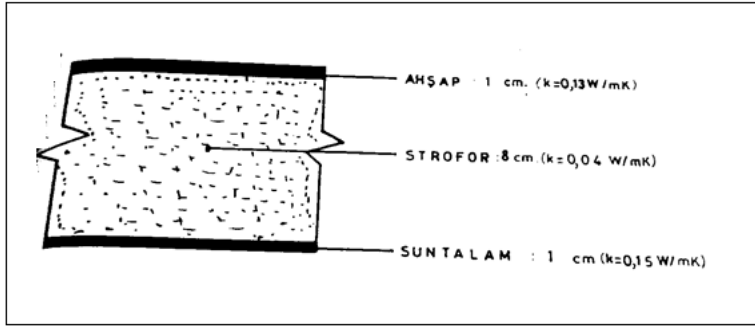


Şekil 4.1. Deney odası ilk yapı iskeleti

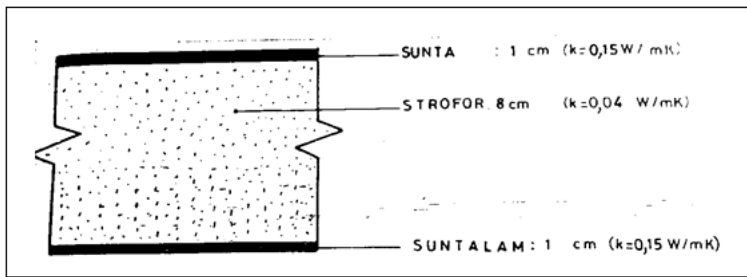
Duvarların kesiti Şekil 4.2’de, döşemenin kesiti Şekil 4.3’de tavan kesiti ise Şekil 4.4’te sunulmuştur. Tavan, duvarlar ve döşemede kullanılan yalıtım malzemesi kalınlıkları ve yalıtım özellikleri aynı olup, duvarların iki tarafı 1 cm kalınlığında parlak yüzeyli beyaz suntalam ile kaplanmıştır. Zeminde dışa bakan yüzey yukarıda belirtilen özelliklerde suntalam ile test odası içerisine bakan yüzey ise 1 cm kalınlığında masif ahşap kütükler ile kaplanmıştır. Tavanın dışa bakan yüzeyi ise yüzey kaplaması bulunmayan sunta ile kaplanmıştır.



Şekil 4.2. Deney odası yenileme çalışması öncesi durumda duvar kesiti

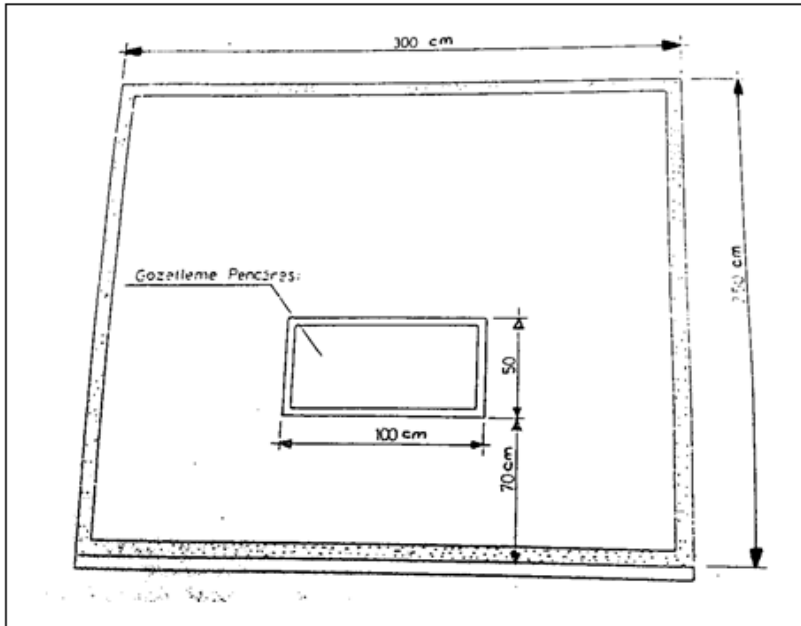


Şekil 4.3. Deney odası yenileme çalışması öncesi durumda döşeme kesiti



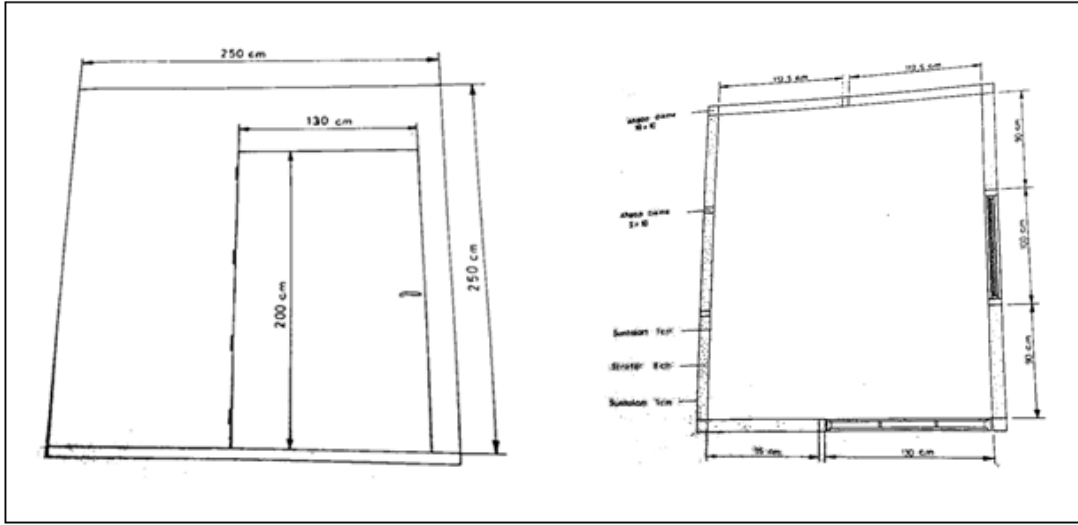
Şekil 4.4. Deney odası yenileme çalışması öncesi durumda tavan kesiti

Test odası duvarlarından birinde 50 cm x 100 cm boyutlarında bir gözetleme penceresi mevcuttur. Şekil 4.5’de pencere konumu görülmektedir.



Şekil 4.5. Deney odası yenileme çalışması öncesi gözetleme penceresi konumu

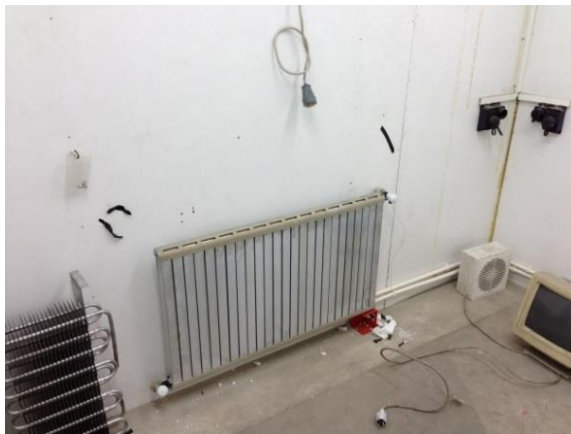
Deney odası kapısı 130 cm x 200 cm boyutlarında olup PVC’den imal edilmiştir. Şekil 4.6’da kapı konumu görülmektedir.



Şekil 4.6. Deney odası yenileme çalışması öncesi durum kapı konumu ve kesiti



Resim 4.1. Deney odası yenileme çalışması öncesi fotoğrafları

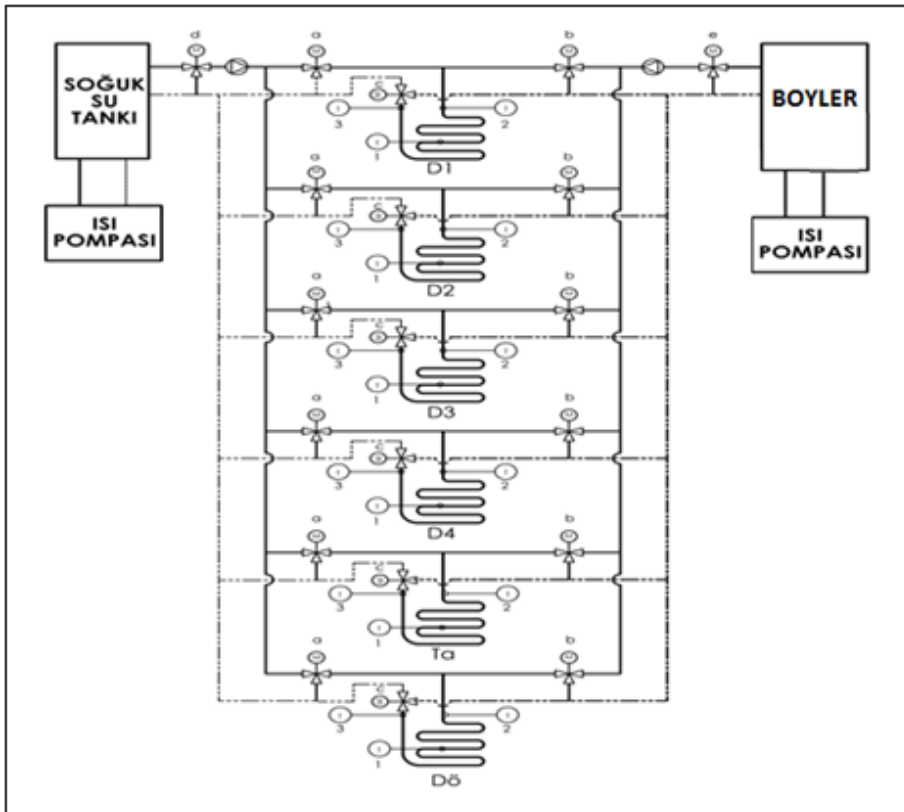


Resim 4.2. Deney odası yenileme çalışması öncesi fotoğrafları

4.2. Deney Odasının Tasarımı

Mevcut ana yapı karkas yapı korunmakla birlikte tamamen yeni tasarım ve yeni ürünler ile deney odası oluşturulması planlanmıştır. Özellikle hassas ölçümler için teknolojik sensörler, yüzeylerin ısıtılması ve soğutulması için Pe-Xa borular ve hava kaynaklı ısı pompası, sirkülasyon pompaları, motorlu vanalar, dataların toplanabilmesi için veri sayaçları, kalorimetreler ve bilgisayarlar kullanılmıştır.

Analitik yöntemlerde elde edilen sonuç ve ara değerlere benzer olarak deney sonucunda elde edilmesi gerekli değerlerin nasıl yapılacağına yönelik çalışma yapılmıştır. Tüm duvarların yüzey sıcaklıkları, ortam sıcaklığı, deney odasına aktarılan ısı miktarı, gidiş ve dönüş sıcaklıkları tespit edilince analitik değerler ile deney sonucu elde edilecek değerler karşılaştırılabilecektir.



Şekil 4.7. Deney odası akışkan devresi şeması

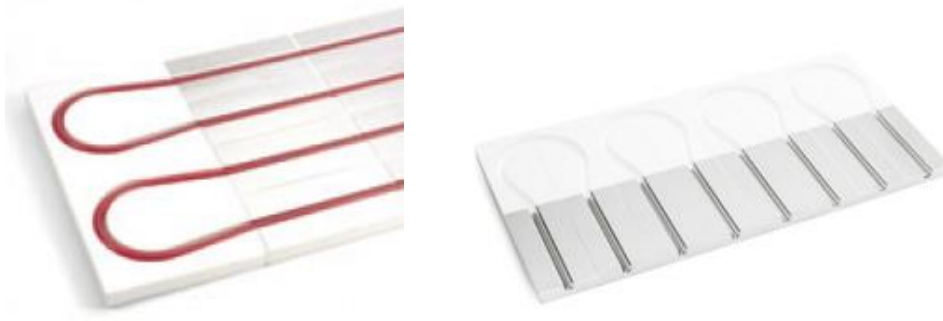
Deney odasının tüm iç yüzeylerinin ısıtılması, soğutulması gerekmektedir. Bunu sağlamak için duvar içerisine boru yerleştirilmesi planlanmıştır. Bu borulardan geçecek sıcak veya soğuk akışkanı elde etmek için hava kaynaklı ısı pompası, akışkanı depolamak için tanklar,

borular içerisinde dolaştırmak için sirkülasyon pompaları, yönlendirmek için motorlu ayrıştırıcı tip üç yollu vanalar, sıcaklığını ayarlamak için motorlu karışım tipi üç yollu vanalar, ölçüm için kalorimetreler kullanılması planlanmıştır. Ortam ve yüzey sıcaklıklarını ölçmek için ısı çift sensörlerin kullanımı düşünülmüştür. Bu tasarıma göre oluşturulan prensip şeması şekil 4.7’de görülmektedir.

Bu şemaya uygun olarak elde edilecek sıcaklık değerleri ile her bir yüzey için ayrı ayrı ayarlanmış hedef sıcaklık değerlerine göre üç yollu vanalar konumlarını değiştirerek çalışmaktadır. Sistemde toplam on sekiz adet motorlu ayrıştırıcı tip üç yollu vana kullanılmıştır. Bunlar yerleştirilirken her bir yüzeye üç adet olacak şekilde altı adet farklı yüzey için toplamda on sekiz adet planlanmıştır. Bu vanalar ile her bir yüzeye farklı zamanlarda sıcak veya soğuk akışkan gönderilerek istenilen sıcaklıklarda durmaları sağlanmıştır. Sensörlerden elde edilen sıcaklıklar değerlendirilerek her bir ısı transfer yüzeyi için ayrı olarak istenilen sıcaklıklar elde edilene kadar sıcak veya soğuk akışkan kullanılmıştır. Soğutma veya ısıtma hattında bulunan üç yollu vanalara aç veya kapa komutu gönderilmektedir. Elektrik devresinde kullanılan röleler ile vanalar kumanda edilmiş ve istenilen sıcaklıklara gelmeleri temin edilmiştir. Bu kontrol vanalarının hızlı tepki verebilmesi deney şartlarına kolayca ulaşılması ve sıcaklıkların dengelenmesi için 10 saniye sürede açılıp kapanan bir model seçilmiştir.

4.3. Deney Odasında Kullanılan Malzemeler

Yine bu paneller fabrikada üretim sırasında, yalıtım malzemesi ile ısı transfer borusu arasında kalacak şekilde özel olarak şekillendirilmiş ince alüminyumdan imal edilmiş levhalar kullanılmıştır.



Resim 4.3. Deney odası iç yüzeylerde kullanılan boru kanallı yalıtım plakaları

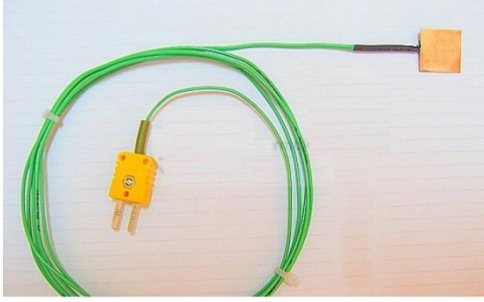
Bu levhalar sayesinde boru cidarındaki ısı alüminyum levhaya iletilerek boru geçmeyen yüzeylerinde birer ısı transfer yüzeyi oluşturması sağlanmıştır. Bu katman aynı zamanda boruların yalıtım içerisinde daha sıkı bir şekilde tutunmasını sağlayarak hem ısı transferi hem de yapısal anlamda avantajlar getirmektedir. Bu sistem ile ayrıca alçı, sıva gibi uygulaması daha zahmetli ve ilave katmanlar oluşturan bir yapı kullanma ihtiyacı kalmamıştır.

Deney şartları için yeterli olacağı ön hesaplar ile tespit edildiği için standart üretim programlarında bulunan yalıtım plakalarının içerisinde açılmış olan boru ara mesafeleri için 125 mm olarak seçilmiştir.

Isı transferini sağlamak amacıyla polietilen hammaddeli dış çapı 16 mm et kalınlığı 2,2 mm. olan plastik borular kullanılmıştır. Bu borular polietilen esaslı olup karbon ve hidrojen atomları arasında özel bir kimyasal yöntem kullanılarak çapraz bağlar oluşturulur. Bu sayede daha yüksek sıcaklıklara dayanması sağlanır. Ayrıca bu yöntemle daha yüksek basınç değerlerine ulaşılabilir.

Yüksek ısı transfer katsayısı, boru döşemesi sırasında boru bükülme noktalarının daha dar çapta yapılabilmesi, yüksek sıcaklık ve basınçlarda kullanılabilmesi, ek parçaların çeşitliliği, ek parçaları ile birleşimlerinin tam sızdırmazlık sağlaması, ek noktalarında iç çap daralmasının olmaması, iç yüzey pürüzsüzlüğünün çok iyi olması üstün teknik özellikleridir. Bu boruların özellikleri içerisinde yer alan bunun gibi teknik konuların yanında reel sektörde çok yaygın olarak kullanılması gibi birçok sebepten dolayı bu deney için de kullanılması tercih edilmiştir.

Ayrıca dış yüzeyinde bulunan oksijen bariyeri sayesinde boru cidarından difüzyon ile akışkana geçecek olan oksijeni engelleyerek tesisat donanımlarında korozyon riskini minimuma indirmektedir. Dış çap olarak 16 mm. Et kalınlığı 2,2 mm ile bu borular 95 °C ve 10 bar basınç değerlerine kadar dayanabilen ortalama 50 yıl ömür grafikleri ile yaygın olarak kullanılan bir üründür. İç çapı 11,6 mm olan bu borular içinden geçen su miktarı ve sıcaklığına bağlı olarak yüksek ısı transferi ile yerden soğutma ve yerden ısıtma sistemlerinde kullanılmaktadır.



Resim 4.6. İç yüzeylere temas ederek yüzey sıcaklıklarını ölçen termocupl sensörler



Resim 4.7. Termocupl sensörlerin yerleşimi ve kablolaması

Yüzeylere yerleştirilmiş olan sensörlerden gelen sıcaklık bilgileri anlık olarak bilgi okuyucu ve aktarıcı cihazlar aracılığı ile bilgisayara aktarılacak ayrıca kaydedilmiştir.



Resim 4.8. Sensör bilgilerini bilgisayara aktaran arayüz elektronik modül

Sistemin içerisinde akışkan olarak su kullanılmıştır. Deneyde odanın iç yüzeylerini zaman zaman hem ısıtmak hem de soğutmak gerektiği için buna uygun donanımlar kullanılmıştır. Soğutma suyu ve ısıtma suyu elde etmek için hava kaynaklı bir ısı pompası kullanılmıştır.

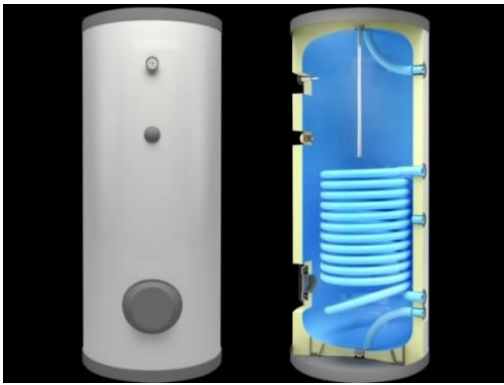
Isı pompasının ısıtma gücü 8 kw, soğutma gücü 6 kw'dır.

Isı pompası tek gövde olarak imal edilmiş olup, içerisinde kompresör, genleşme/kısılma valfi ile hem evaporatör hem de kondenser yer almaktadır.



Resim 4.9. Hava kaynaklı monoblok ısı pompası

Soğutma suyunun depolanması için poliüretan ısı izolasyonlu 200 litre hacimli silindirik bir akümülayon tankı kullanılmıştır. Sıcak suyun depolanması için ise poliüretan ısı izolasyonlu, tek serpantinli, 200 litre hacimli silindirik bir boyler kullanılmıştır. Bu boylerin depolama sıcaklığını arttırabilmek için bir adet elektrik ile çalışan ısıtıcı tercih edilmiştir.



Resim 4.10. Tek serpantinli boyler ve akümülayon tankı

Deney odasına girecek suyun sıcaklığını ayarlamak için sıcak ve soğut hatlarda ayrı ayrı olmak üzere motorlu karıştırıcı tip üç yollu motorlu vanaları kullanılmıştır. Bu tip vanalar dönüş suyu ile kaynaktan gelen suyu motora verilen ayar sayesinde istenen oranda karıştırarak hedeflenen gidiş suyuna ulaşmaktadır.



Resim 4.11. Karıştırıcı tip üç yollu vana motoru ve gövdesi

Yine soğutma için bir adet ısıtma için bir adet olmak üzere toplam iki adet sirkülasyon pompası kullanılmıştır. Sirkülasyon pompaları tüm hatlar tam kapasite ile ısıtma veya soğutma için çalıştığında yeterli olacak su debisi ve basma yüksekliğine göre seçilmiştir. İhtiyaçlar azaldıkça bazı vanalar kapandığında pompaların basma yükseklikleri ve debilerinin kısılması için frekans kontrollü tip seçilmiştir.



Resim 4.12. Sirkülasyon pompası

Yine bu iki ısı devresinde tüketilen ısı enerjilerini ölçebilmek için dijital okuma ekranına sahip ultrasonik ölçüm özellikli iki adet kalorimetre kullanılmıştır. Anlık akış debileri, anlık ve toplam ısı enerjileri ile birlikte gidiş ve dönüş su sıcaklıkları kalorimetre üzerinden okunarak kaydedilmiştir.



Resim 4.13. Ultrasonik kalorimetre

İç yüzeylerin sıcaklıklarını ayarlayabilmek ve soğutma yapılacak yüzeylere soğuk, ısıtma yapılacak yüzeylere ise sıcak su temin edebilmek için tüm hatlara ayrı ayrı olmak üzere motorlu üç yollu ayar vanaları kullanılmıştır.



Resim 4.14. Ayrıştırıcı tip üç yollu vana gövdesi ve motoru

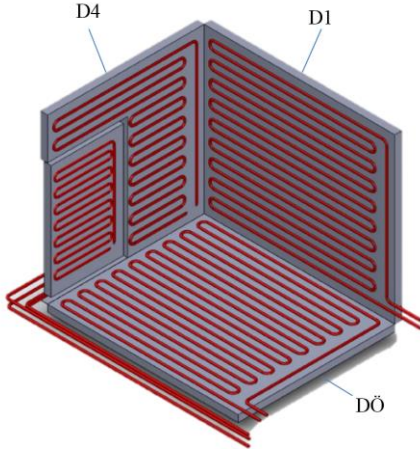
4.4. Deney Odasının Kurulması

ANSI/ASHRAE 138 numaralı standartta tavanda ısıtma veya soğutma istenmediği için yalıtım değerlerinin yüksek olmasını öngörmüştür. Tavanlarda 3 m²K/W diğer yüzeylerde 1,5 m²K/W iletim katsayısına sahip olması gerekmektedir. Deneylerin haricinde bu deney odasının başka çalışmalarda da kullanılabilmesi amacıyla ısı iletim direnci 2,7 m².K/W değerlerinde iletim katsayısına sahip yalıtım sağlayan malzemeler kullanılmıştır.



Resim 4.15. Mevcut yapı bozulmadan ilave yapılan yalıtımlar

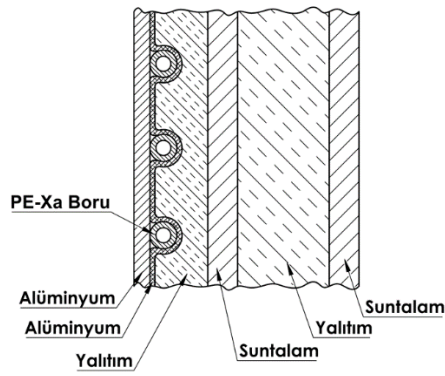
İlgili standartta test edilecek tavan panelleri sebebiyle tavan yüzeylerinin soğutulması veya ısıtılmasına gerek duyulmamıştır. Ancak bu çalışmada yapılan deneyler için tüm iç yüzeylerden ısıtma veya soğutma yapılabilmesi gerekliliği sebebiyle iç yüzeylerin tamamına borular döşenmiştir. Şekil 4.8’de boruların döşenme şekli deney odasının duvarlarına yerleşimi gösterilmiştir.



Şekil.4.8. Deney odası iç yüzeylerin boru döşeme şeması

Yeterli miktarda yalıtım kullanılarak zemini, tavanı ve tüm duvarları içten izole edilmiştir. Bu katman üzerine özel olarak imal edilmiş, yine eps malzemedan kalıpta şekillendirilmiş bir yalıtım tabakası daha yerleştirilmiştir. Bunun amacı hem borulardaki ısı transferinin yüzeylerden kaçmasına engel olmak ve ısı alışverişinin büyük çoğunluğunun deney odası içerisinde oluşmasını sağlamaktır. Bu özel yalıtım fabrikada üretilirken içerisindeki yuvalara boruların sıkı geçmesini sağlayacak ölçülerde hazırlanmıştır. İki tip yalıtım plakası vardır. Bir tanesi standart boru aralıklarında düz boru kanallarının birbirlerine paralel döşenmesini sağlayan oluklu panel, bir diğeri ise boru dönüşlerini kolaylıkla sağlayan paneldir. Bu paneller maksimum miktarda borunun döşenebilmesi için detaylı olarak tasarlanarak oda iç yüzeylerine yerleştirilmiştir.

Oda iç yüzeylerine döşenen bu panellerin yine oda iç kısmına taraf olan yüzeylerinde bulunan ve bu panellerin iç kısımlarındaki ön form verilmiş kanallara ısı transferi sağlayan plastik borular döşenmiştir. Boru döşenecek yüzeyler; tavan, taban ve dört duvar şeklinde ayrılmıştır.



Şekil 4.9. Deney odası duvar kesiti ve kanalların alüminyum levha ile kaplanması

Her yüzey ayrı olarak kontrol edileceği için borular her bir yüzeye ayrı bir kontrol mekanizması ile bağlanacak şekilde ayrı ayrı döşenmiştir. Deney odası boyutları düşünüldüğünde her bir yüzey için tek bir boru hattı yeterli olduğu görülecektir. Yüzey içerisinde düz ve dönüşlerde kıvrım yapacak şekilde döşenen borular deney odası çıkışında bir noktada dışarıda bulunan ısı transfer düzeneğinden gelen borular ile birleşecek şekilde yerleştirilmiştir.



Resim 4.16. Prefabrik kanallı yalıtım levhaları, ısı transfer yüzeyleri ve borular

Daha sonra bu iç yüzeylere döşenen boruları ve izolasyonları kapatacak şekilde tüm yüzeylerin üzeri boyanmış alüminyumdan imal edilmiş ince levhalar ile kaplanmıştır. Bu kaplama sırasında yalıtım panelleri üzerinde bulunan alüminyum levhalar ve borular ile en üstteki alüminyum levhalar birbirlerine direk temas edecek şekilde olmasına dikkat edilmiştir. Yine ANSI/ASHRAE 138 numaralı standarda göre deney odasının iç yüzeylerinin emisyon değeri 0,9 ve daha üzerinde olması gerekmektedir. Bu sebeple yüzey emisyon değeri 0,95 olan mavi boya ile boyanan alüminyum levhalar kullanılarak bütün iç yüzeyler kaplanmıştır.



Resim 4.17. Deney odası iç duvarlarının alüminyum levha ile kaplanması

Sistemden gelecek ısı yüklerini ve ısı kayıplarını karşılamak için sistemden gelen su, ısı pompası içerisinde bulunan akışkan ile ısı transferi yapacak, bu akışkan da gerekli ısı transferini hava ile yapacaktır. Bu ısı pompası, ısı laboratuvarı oldukça büyük olduğu için ve ısı pompasından ortama gelecek en yüksek ısı transferi bile oda sıcaklığını ihmal edilebilecek düzeyde değiştireceği için laboratuvar içine yerleştirilmiştir.



Resim 4.18. Hava kaynaklı ısı pompası deney odasının yanına yerleşimi

Deney odası girişindeki kapı iç yüzeyine döşenen borulara bağlantı için özel esneklik sağlayacak ve her açılıp kapanmada sızdırma yapmayacak sistem çözümü olarak sıkı geçme manşon sistemi ile plastik boruya bağlantı yapılmıştır.



Resim 4.19. Deney odası giriş kapısı iç yüzeyine döşenen borular ve bağlantı detayı

Deney odasının hemen yanında bulunan boş alana ısı pompası ile birlikte, boyler, akümülyasyon tankı, sirkülyasyon pompaları, kalorimetreler, karışım tip motorlu üç yollu vanalar, ayrıştırıcı tip motorlu üç yollu vanalar yerleştirilmiştir.



Resim 4.20. Deney odası için gerekli ana donanım ve tesisatlar

Daha önce sunulan Şekil 4.7' de görülen tasarıma göre tesisat malzemeleri, vanalar, borular temin edilerek ana ekipmanlar arası tesisat montajları yapılmıştır. Bu bir anlamda ısı merkezi olarak isimlendirebileceğimiz grup ile deney odası arası boru tesisatları da tamamlanmıştır.

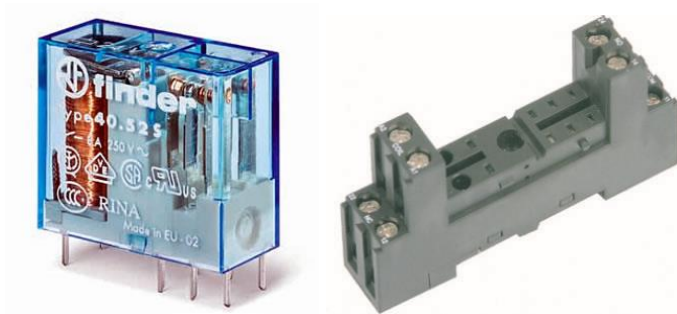


Resim 4.21. Deney odası görünümü ve ısıtma-soğutma tesisatları tamamlanmış hali

Tesisat montajları bitiminde elektrik kabloları montajı yapılmıştır. Elektrik ile çalışan cihazların uc bağlantıları yapılarak enerji beslemeleri tamamlanmıştır. Elektronik ürünlerin üzerindeki numaralandırılmış soketlere zayıf akım kabloları ile ara bağlantılar yapılarak ölçüm sistemi altyapısı da kurulmuştur.



Resim 4.22. Deney odası görünümü ve elektrik bağlantılarının yapılması ve röleler



Resim 4.23. Motorlu vanalara konum sinyali iletimi için kullanılan röle ve soketi



Resim 4.24. Deney verilerini bilgisayara aktaran ara yüz elektronik modüller

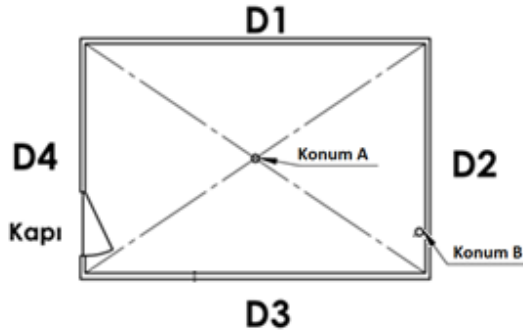


Resim 4.25. Ara yüz elektronik modüller, kabloları ve bilgisayar



Resim 4.26. Ultrasonik kalorimetre ve bağlantısı

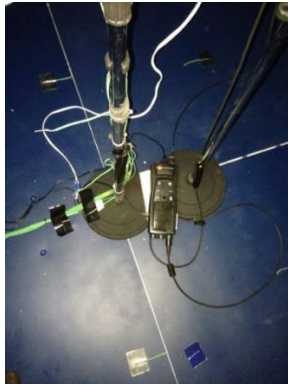
Deney odasının tam ortasına yerden 150 cm yüksekliğinde Konum - A olarak adlandırılmış noktaya ortam sıcaklığını ölçmek için sıcak tel anemometresi yerleştirilmiştir. Konum - B ise D2 ile adlandırılan duvarın yüzeyinde yerden 150 cm yükseklikte bulunmaktadır. Bu noktaya da Bağıl nem ve ortam sıcaklığı ölçen bir transmitter yerleştirilmiştir.



Konum A'da Ortam sıcaklığı ölçülmektedir.

Konum B'de Ortam sıcaklığı ve bağıl nem ölçülmektedir.

Şekil 4.10. Deney odası duvarlarının adlandırılması, ölçüm noktalarının konumları

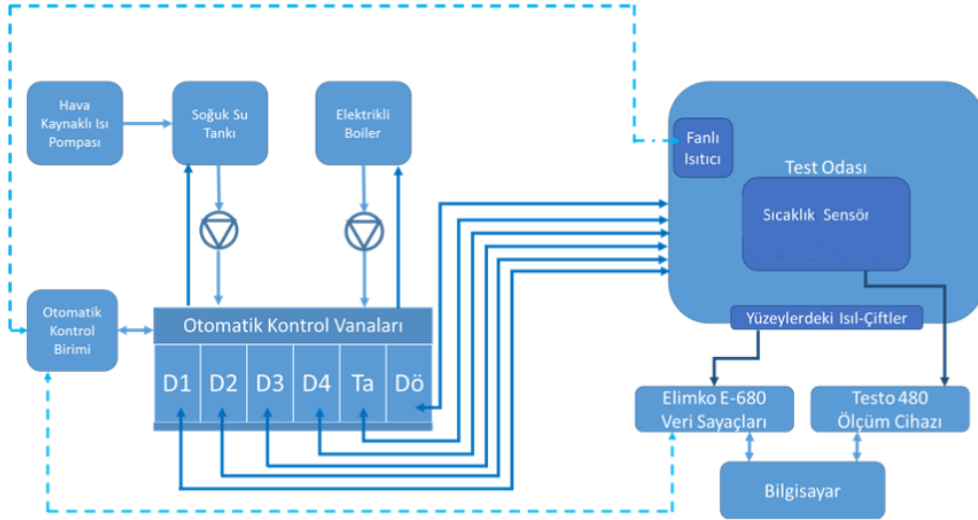


Resim 4.27. Konum A'ya yerleştirilen ortam sıcaklığı ölçüm aleti



Resim 4.28. Konum B'ye yerleştirilen ortam sıcaklığı ve bağıl nem ölçüm aleti

Deney odası ve kullanılan ölçüm sistemleri arasındaki bağlantılar ve çalışma mantığı Şekil 4.11’de detaylı olarak işaretlenmiştir.



Şekil 4.11. Deney akış şeması

Deneyde kullanılan tesisat ana elemanları Çizelge 4.1’de, kullanılan ölçüm aletleri ile ilgili bilgiler ise Çizelge 4.2’de detaylı bir şekilde belirtilmiştir.

Çizelge 4.1. Isıtma – Soğutma Tesisat elemanları

Adı	Modeli ve Markası	Açıklamalar
Hava kaynaklı Isı Pompası Monoblok	SHCW – RJ / 80H : Solimpex	Isıtma : 8 kW Soğutma : 6 kW
Sıcak su tankı	Boyler Solitank MDD / 001 Solimpex	200 litre hacimli tek serpantinli ve poliüretan köpük ile yalıtımlı 3kW termostat kontrollü elektrikli ısıtıcılı
Soğuk su tankı	Akümülayon Solitank MA / 003 Solimpex	200 litre hacimli poliüretan köpük ile yalıtımlı
Sirkülasyon Pompası	HUPA 25 /6 Halm	4 m ³ /h ile 7 mSS
3 Yollu kontrol vana gövdeleri - Karıştırıcı	VBI 34.25 – Siemens	Döküm ve dişli 1”

Çizelge 4.1. (Devam) Isıtma – Soğutma Tesisat elemanları

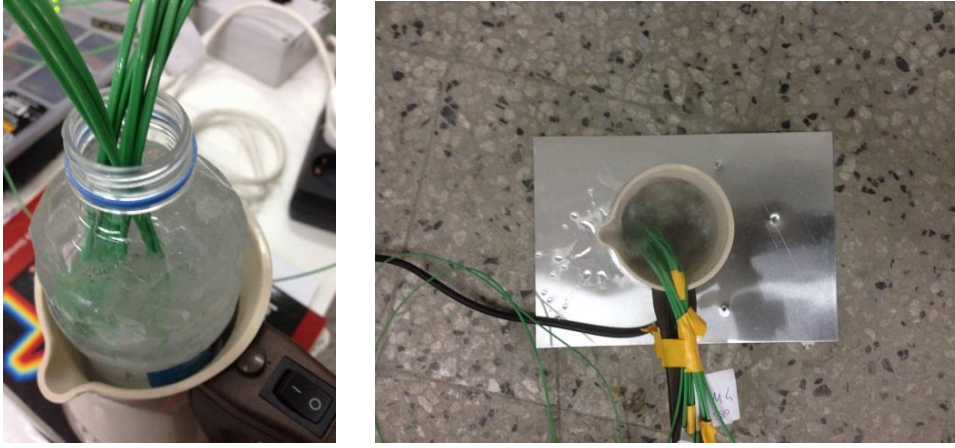
Adı	Modeli ve Markası	Açıklamalar
3 Yollu kontrol vana motorları - Karıştırıcı	SQK 34 - Siemens	220 Volt On/ Off kontrollü 10 saniye açma kapama süreli
3 Yollu kontrol vana gövdeleri - Ayırıştırıcı	VX 46 . 15 – Siemens	Pirinç ve rekorlu ½”
3 Yollu kontrol vana motorları - Ayırıştırıcı	SFA 21 - Siemens	220 Volt On/ Off kontrollü 10 saniye açma kapama süreli

Çizelge 4.2. Ölçüm aletleri ve parçaları

Adı	Modeli ve Markası	Açıklamalar
Verilerin toplandığı Modül	E-680 - Elimko	Analog – Sayısal Çevirici: 16 bit Otomatik kontrol röleleri (Toplamda 80 kanallı 4 farklı cihaz kullanılmıştır.)
K tipi sıcaklık ölçüm ısı çifti	E 0,5 T2KTTEA - Elimko	Kompanzasyon kablosu ile elde edilmiş ve kalibrasyonları yapılmış Isıl çift (Termocupl)
Çok fonksiyonlu ölçüm merkez cihazı	Model : 480 - Testo	2 adet ısı çift girişi 3 adet sensör girişi
Ultrasonik kalorimetre	Thermo TH220 - Elektromed	Mbus ve dijital ekranlı

4.5. Ölçüm Aletlerinin ve Sensörlerin Kalibrasyonu

Sistemde kullanılan termocupl sensörler ve kabloları bir bütün olarak ölçtükleri sıcaklıklara karşılık gelen elektriksel direnç (ohm) bilgilerini iletirler. İletim hattının uzunluğu ve kullanılan kablo kesiti önemlidir. Her ne kadar deney odası ile ölçümlerin yapıldığı ara yüz modüller yakın olsa da çalışılan değerler açısından kalibrasyonun önemine binaen doğrulama yapılmıştır. Bunun için kaynatılan farklı sıcaklıklardaki sulara farklı zamanlarda hem termocupllar ile hem harici dijital sensörler ile ölçüm yapılmış ve doğrulukları izlenmiştir.



Resim 4.29. Termocupl sensörlerin ölçüm doğruluğunun kontrolü

4.6. Deneylerin Yapılışı

Bu kısımda deney odasının duvar, tavan ve zemin sıcaklıkları belirli değerlere ayarlanmış ve bu değerler değiştirilerek güç tüketimi ve iç ortam koşulları incelenmiştir. Farklı parametreleri değiştirerek yapılan deneysel çalışmada elde edilen veriler, veri kaydediciler vasıtasıyla hafızaya alınmıştır. Yüzey sıcaklıklarının sürekli rejime ulaşması deney zamanını oldukça uzatmıştır. Datalar durağan hale geldiklerinde veriler okunmuş ve tablolara işlenmiştir. On adet veri seti için deneyler yapılmıştır. Tez çalışması kapsamında yapılan deneyler sırasında test odasının bulunduğu laboratuvarın sıcaklık değişimi hesaba katılmamıştır. Bunun sebebi deney aralıklarının kısa süreli ve aynı zaman diliminde gerçekleşmesidir.

Deney odasının yapısı sebebiyle ısı dirençleri sabittir. Analitik hesaplamalar kısmında belirtildiği üzere ısı dirençleri oluşturan faktörler; yüzeyi oluşturan ana kütle malzemesi, boru kimyasal ve fiziksel yapısı, borunun döşenme şekli ve aralıkları, borunun döşemeye yerleşme tipi ve döşeme üzerindeki malzemelerdir. Bu malzemelerin değiştirilme imkanı olmadığı için ısı dirençlerin sabit olacağı şekilde deneyler yapılmıştır. İstisna olarak yüzey üzerine konulabilecek malzemelerden kaynaklı ısı direnç olan r_t ise yüzey alanının çok küçük olması, zeminde bulunan ölçüm aletlerinin ayaklarının engellemeleri, deney odasına giriş çıkışta oluşabilecek zorluklardan dolayı bununla ilgili bir deney yapılmamıştır. Ayrıca bu direnç ile birlikte diğer dirençlerin çoğu için bir işlem yapılmadığı için başka bir deney düzeneği ile tüm bu parametrelerin ayrı olarak değerlendirilebileceği bir çalışma yapılma ihtimali sebebi de düşünülmüştür.

Yöntem olarak dört duvar ve tavan yüzey sıcaklıkları için hedeflenen değerler tespit edilmiş ve bu değerlere gelecek şekilde sistemde bulunan vanalar otomatik olarak kumanda edilmiştir. İstenen sıcaklığa geldiği zaman bilgisayardan ilgili yüzeye ısı enerjisini kesecek şekilde komut gönderilmektedir. Bunun hangi yüzey olduğuna göre vanalara elektrik sinyali göndermektedir. Tüm yüzeyler için hedef sıcaklıklar sabitlenmeye yaklaştığı anda ölçümler yapılmış ve kaydedilmiştir.

Bu dört duvar ve tavan için belirlenen ve ulaşılan sıcaklıkların ağırlıklı ortalamaları ile elde edilen AUST değeri not alınmıştır. Teori kısmında verilen detaylarda görüleceği üzere AUST değeri eşitliklerde dolaylı olarak yer almıştır. Şekil 3.1’de ise AUST ile ilgili kısımda görüleceği üzere ısı transfer teorisinde oldukça önemli bir yeri vardır. Radyant panel ısıtma/soğutma sistemlerinin ısı transfer tipi ağırlıklı olarak ışıma şeklinde olduğu için AUST değerini oluşturan yüzeylerin etkisi burada daha belirgin şekilde ortaya çıkmaktadır. Deneyler sırasında AUST değerine göre sistem işletildikten sonra tüm yüzey sıcaklıkları, ortam kuru termometre sıcaklığı, akış debisi, ısı akısı ölçü aletlerinden her bir deney seti için okunarak kaydedilmiştir ve bunlara göre de analitik hesaplar yapılmıştır.

5. ANALİTİK ve DENEY SONUÇLARININ KARŞILAŞTIRILMASI

Deneyler yapılırken elde edilen veriler kurulmuş olan otomasyon sistemi üzerinden bilgisayara aktarılmaktadır. Bu veriler incelenerek ilgili hesap ve kıyaslamalarda kullanılmak üzere kayıt altına alınmıştır. Analitik çözümlerden elde edilen değerlerde ayrıca hesaplanmıştır.

5.1. Ön hesaplamalar ve Kabuller

Çizelge 5.1. Deney odasındaki malzemeler için hesaplarda kullanılacak değerler

Kaynak	Sembol	Birim	Değeri
Kabul	x_c	m	0,0010
Kabul	x_p	m	0,0300
Kabul	k_p	W/mK	0,0350
Kabul	k_t	W/mK	0,3800
Kabul	k_c	W/mK	237,00
Kabul	M	m	0,1250
Hesaplanan	r_p	m^2K/W	0,2000
Hesaplanan	r_c	m^2K/W	$4,219 \times 10^{-06}$
Kabul	r_s	mK/W	0,0120
Hesaplanan	r_t	mK/W	0,1347
Hesaplanan	r_u	m^2K/W	0,2183
Kabul	D_o	m	0,0160
Kabul	s	m	0,0022
Kabul	D_i	m	0,0116
Hesaplanan	$2W$	m	0,1090

Deney odasının fiziksel ölçüleri, kullanılan malzemelerden kaynaklanan özgül özellikleri ve bunlardan hesaplanarak elde edilen ısı dirençler deney sonuçlarının karşılaştırılmasında kullanılacağı için tümü Çizelge 5.1’de ve Çizelge 5.2’de ayrı ayrı tablolar ile gösterilmiştir.

Çizelge 5.2. Deney odasının ısı transfer yüzey alan ölçüleri

Duvar adı	Sembol	Boyutları [cm]		Alan [m ²]
		En	Yükseklik	
Duvar 1	A_1	280	255	7,14
Duvar 2	A_2	230	255	5,865
Duvar 3	A_3	280	255	7,14
Duvar 4	A_4	230	255	5,865
Döşeme	$A_{DÖ}$	230	280	6,44
Tavan	A_{TA}	230	280	6,44
			TOPLAM	38,89

5.2. Analitik Sonuçlar

Çizelge 5.3. Analitik hesap için AUST ve hesaplamalar sonucu elde edilen değerler

DENEY NO			1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Okunan	Duvar 1 Sıcaklığı	T_1	25,50	25,00	25,60	25,70	25,60	25,70	27,70	31,00	28,60	20,20
Okundu	Duvar 2 Sıcaklığı	T_2	25,60	25,30	29,30	30,30	30,00	30,00	29,50	30,00	28,30	19,70
Okundu	Duvar 3 Sıcaklığı	T_3	25,60	25,50	25,50	25,70	25,40	25,20	25,70	26,00	25,80	25,00
Okundu	Duvar 4 Sıcaklığı	T_4	24,50	24,80	25,60	25,50	25,40	25,10	25,60	25,40	25,10	23,60
Okunan	Tavan Sıcaklığı	T_{TA}	25,30	25,20	25,30	25,20	25,60	25,60	25,70	25,30	25,00	19,90
Hesaplanan	AUST		25,32	25,17	26,19	26,40	26,32	26,24	26,81	27,58	26,58	21,72
Kabul	$0,1q_u$	q_b	2,93	2,52	2,52	2,47	2,84	2,64	2,77	3,02	3,13	1,77
Hesaplanan	t_d		13,182	13,950	14,356	14,536	13,670	14,487	14,213	13,375	12,733	14,416
Hesaplanan	t_w		12,638	13,484	13,890	14,078	13,144	13,997	13,699	12,817	12,154	14,089
Hesaplanan	f		4,5477	4,1019	4,0280	4,0676	4,5123	4,2054	4,4569	4,9859	5,2199	2,9050
Hesaplanan	η		0,9800	0,9837	0,9842	0,9839	0,9803	0,9828	0,9808	0,9761	0,9739	0,9917
Hesaplanan	$f.w$		0,2479	0,2236	0,2195	0,2217	0,2459	0,2292	0,2429	0,2717	0,2845	0,1583

Eldeki değerler ve analitik formüller ile yapılan hesaplamaların sonuçları Çizelge 5.3’de görülmektedir. Teori kısmında belirtilen ve en son 3.11 numaralı eşitlik ile yapılan hesaplamalar sonrası elde edilen değerler bu çizelgeye işlenmiştir.

5.3. Deney Sonuçları

Çizelge 5.4’de yapılan deneyler sonucunda elde edilen değerler aynı anda görülebilmesi için tablo haline getirilmiştir.

Çizelge 5.4. Deneyler sonucu elde edilen değerler

Deney no		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Okunan	Duvar 1 Sıcaklığı	25,50	25,00	25,60	25,70	25,60	25,70	27,70	31,00	28,60	20,20
Okundu	Duvar 2 Sıcaklığı	25,60	25,30	29,30	30,30	30,00	30,00	29,50	30,00	28,30	19,70
Okundu	Duvar 3 Sıcaklığı	25,60	25,50	25,50	25,70	25,40	25,20	25,70	26,00	25,80	25,00
Okundu	Duvar 4 Sıcaklığı	24,50	24,80	25,60	25,50	25,40	25,10	25,60	25,40	25,10	23,60
Okunan	Tavan Sıcaklığı	25,30	25,20	25,30	25,20	25,60	25,60	25,70	25,30	25,00	19,90
Hesaplanan	AUST	25,32	25,17	26,19	26,40	26,32	26,24	26,81	27,58	26,58	21,72
Okunan	t_p	19,20	19,10	19,50	19,60	19,50	19,90	19,90	19,60	19,20	18,00
Okunan	t_a	25,10	24,70	24,90	25,20	25,50	25,50	25,90	26,50	26,50	22,00
Okunan	Nem %	21,80	22,40	22,20	22,00	21,10	20,90	20,00	19,80	19,70	25,50
Okunan	Dönüş °C	15,05	13,80	14,60	14,60	14,69	14,93	14,37	15,01	14,72	14,45
Okunan	Gidiş °C	14,35	13,20	14,00	14,01	13,62	13,94	13,35	13,90	13,57	13,80
Okunan	Debi m ³ /h	0,27	0,27	0,27	0,27	0,17	0,17	0,18	0,18	0,18	0,18
Okunan	Toplam Isı kW	0,10	0,20	0,10	0,10	0,20	0,20	0,10	0,20	0,20	0,10
Okunan	t_w °C	14,70	13,50	14,30	14,31	14,16	14,44	13,86	14,46	14,15	14,13
Okunan	ΔT °C	0,70	0,60	0,60	0,59	1,07	0,99	1,02	1,11	1,15	0,65
Hesaplanan	Toplam Isı kW	0,19	0,16	0,16	0,16	0,18	0,17	0,18	0,19	0,20	0,11
Hesaplanan	q_u (w/m ²)	29,35	25,16	25,16	24,74	28,41	26,44	27,72	30,16	31,25	17,66
Hesaplanan	t_a -AUST	0,22	0,47	1,29	1,20	0,82	0,74	0,91	1,08	0,08	0,28
Hesaplanan	$t_p - t_a$	5,90	5,60	5,40	5,60	6,00	5,60	6,00	6,90	7,30	4,00
Hesaplanan	$t_a - t_w$	10,40	11,20	10,60	10,90	11,35	11,07	12,04	12,05	12,36	7,88

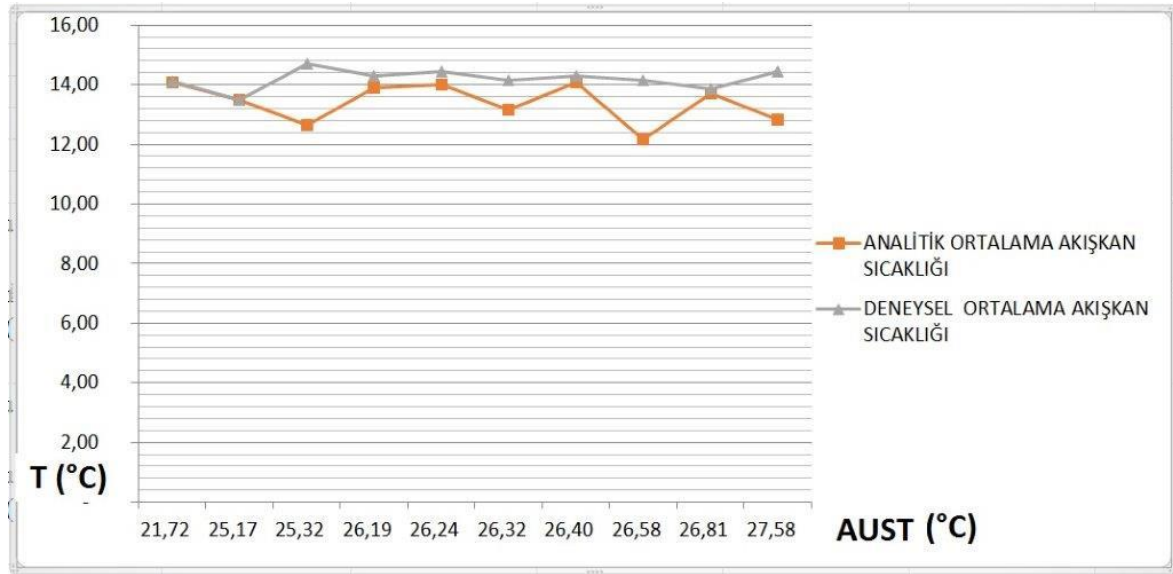
5.4. Sonuçların Karşılaştırılması

Çizelge 5.5. Akışkan sıcaklığının analitik ve deneysel sonuçlarını kıyaslama

Deney No		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Okunan	Duvar 1 Sıcaklığı	25,50	25,00	25,60	25,70	25,60	25,70	27,70	31,00	28,60	20,20
Okundu	Duvar 2 Sıcaklığı	25,60	25,30	29,30	30,30	30,00	30,00	29,50	30,00	28,30	19,70
Okundu	Duvar 3 Sıcaklığı	25,60	25,50	25,50	25,70	25,40	25,20	25,70	26,00	25,80	25,00
Okundu	Duvar 4 Sıcaklığı	24,50	24,80	25,60	25,50	25,40	25,10	25,60	25,40	25,10	23,60
Okunan	Tavan Sıcaklığı	25,30	25,20	25,30	25,20	25,60	25,60	25,70	25,30	25,00	19,90
Hesaplanan	AUST	25,32	25,17	26,19	26,40	26,32	26,24	26,81	27,58	26,58	21,72
Analitik	t_w	12,64	13,48	13,89	14,08	13,14	14,00	13,70	12,82	12,15	14,09
Deneysel	t_w	14,70	13,50	14,30	14,31	14,16	14,44	13,86	14,46	14,15	14,13

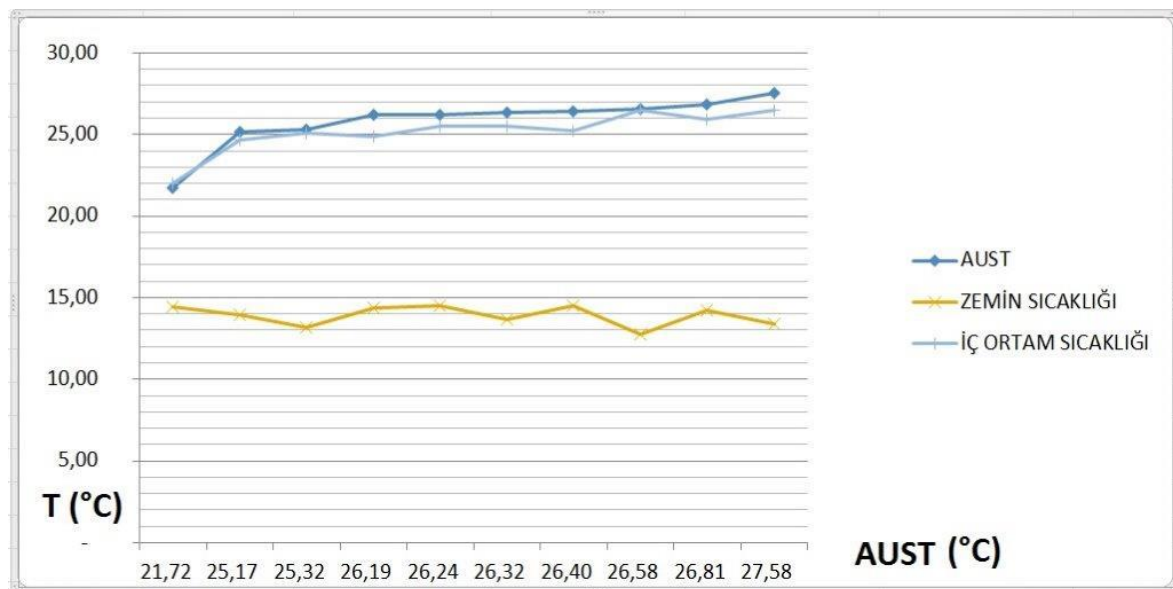
Deney sonuçları ve analitik hesap sonuçları, çizelgelere işlendikten sonra aralarındaki farkların daha iyi analiz edilebilmesi için grafiklere aktarıldı. Grafiklerde önemli olan iç ortam sıcaklığı, ısı akısı, zemin sıcaklığı, Aust, nem değerleri işlenmiştir. Bunların çoğu bir grafikte bir anda görüldüğü gibi iki parametrenin de incelendiği grafikler oluşturulmuştur. Ayrıca bu deneyin amaçlarından biri olan analitik hesaplar ile elde edilen değerlerden ortalama akışkan sıcaklığının yine deneylerden elde edilen ortalama akışkan sıcaklığı ile ilişkisinin görüldüğü ayrı bir grafik verilmiştir. Grafiklerde yatay eksenler deney numaralarına göre verilmiştir. Her deneyde farklı duvar sıcaklıklarında oluşan fiziki şartlardaki değerlere göre kıyaslama yapılacağı için bu şekilde gösterilmiştir. Deney numarası değiştikçe farklı AUST sıcaklığına göre değerlendirme yapılmış demektir.

Şekil 5.1' de, akışkan sıcaklığının hem analitik hesap sonuçlarından elde edilen değerler ile deney ölçümlerinden gelen sonuçlardan elde edilen değerler açısından kıyaslanmasına izin verecek şekilde hazırlanmış grafiği görülmektedir. Bu grafik bu çalışmanın özeti olarak da değerlendirilebilir.

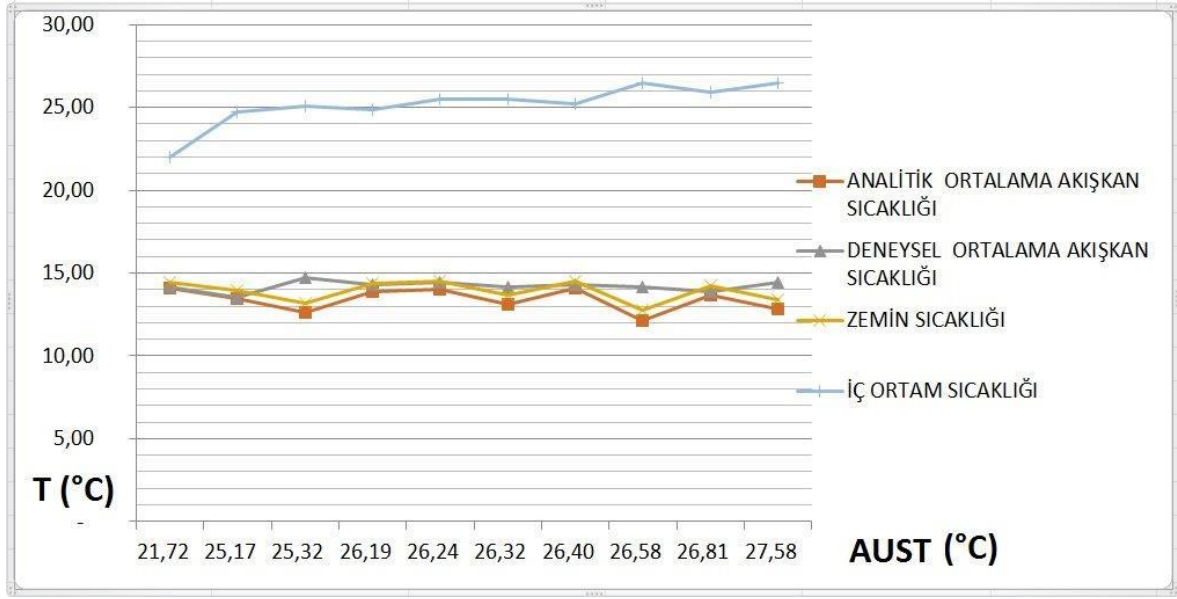


Şekil 5.1. Ortalama akışkan sıcaklığı karşılaştırma grafiği

Şekil 5.2’de iç ortam sıcaklığı, zemin sıcaklığı ve Aust değerinin birlikte görüldüğü bir grafik çizilmiştir. Bu grafikte ısı akısının arttığında zemin sıcaklığının düştüğü, ısı akısının düştüğünde ise zemin sıcaklığının arttığını yani soğutma sistemi işletildiği göz önüne alındığında aralarındaki ters orantının oluştuğu ve bunun beklenen bir durum olduğu belirgin bir şekilde görülmektedir.

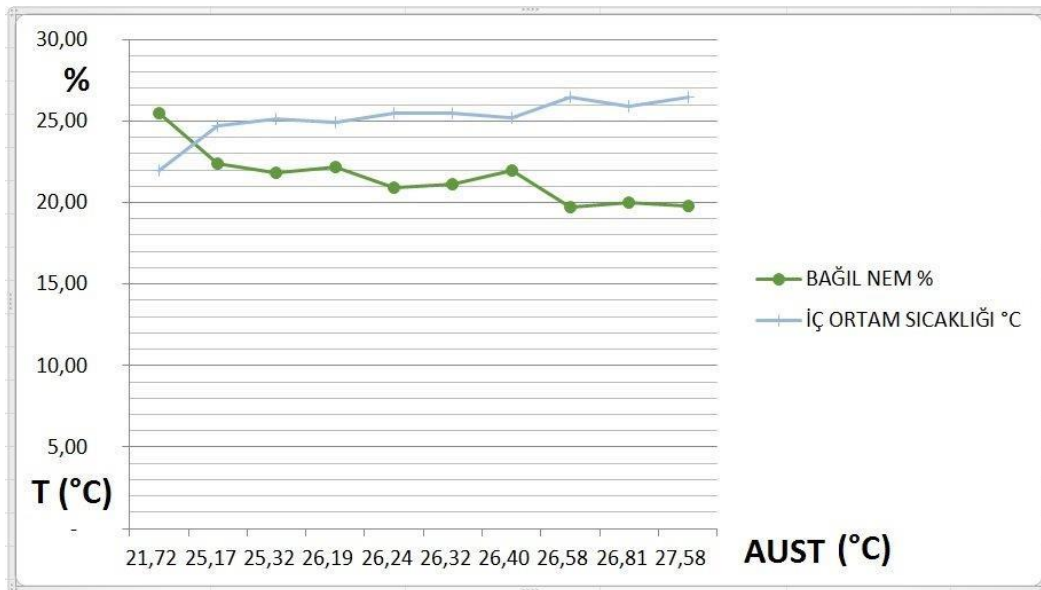


Şekil 5.2. Zemin ve Ortam sıcaklığının AUST sıcaklığına bağlı değişim grafiği



Şekil 5.3. Zemin, ortam, akışkan sıcaklıkların AUST sıcaklığına bağlı değişim grafiği

Şekil 5.4’de iç ortam sıcaklığı ile bağıl nem arasındaki ilişkinin incelenebileceği bir grafik oluşmuştur. Burada iç ortam sıcaklığı arttıkça bağıl nem düşmekte, iç ortam sıcaklığı düştükçe ise bağıl nem artmaktadır. Bu deney sonucu da yine soğutma işletmesi ile iç ortam sıcaklığı düştüğü zamanlarda bağıl nemin artmasının doğal bir durum olduğunu ispatlamaktadır. Bağıl nem soğutmaya devam edildiği müddetçe artacak ve belirli bir değere ulaştığında yüzeylerde çığ nokta sıcaklığının altına düştüğü bölgelerden başlamak üzere yoğuşma başlayacaktır.



Şekil 5.4. Ortam sıcaklığı ve bağıl nemin AUST sıcaklığına bağlı değişim grafiği

6. SONUÇ VE ÖNERİLER

Yapılan deneyler sonucunda analitik hesaplamalara yakın değerleri elde edilmiştir. Ayrıca bu deneyin amaçlarından biri olan analitik hesaplar ile elde edilen değerlerden ortalama akışkan sıcaklığının yine deneylerden elde edilen ortalama akışkan sıcaklığı ile ilişkisinin görüldüğü grafiklerle anlatılmıştır.

Zemin sıcaklığı düştüğünde iletilen ısı ve dolayısı ile birim alandaki ısı akısının azaldığı, ısı akısı azaldığında ise zemin sıcaklığının arttığını yani soğutma sistemi işletildiği göz önüne alındığında aralarındaki ters orantının oluştuğu ve bunun beklenen bir durum olduğu belirgin bir şekilde görülmektedir.

İç ortam sıcaklığı arttıkça bağıl nem düşmekte, iç ortam sıcaklığı düştükçe ise bağıl nem artmaktadır. Bu deney sonucu da yine soğutma işletmesi ile iç ortam sıcaklığı düştüğü zamanlarda bağıl nemin artmasının doğal bir durum olduğunu ispatlanmıştır. Bağıl nem soğutmaya devam edildiği müddetçe artacak ve belirli bir değere ulaştığında yüzeylerde çiğ nokta sıcaklığının altına düştüğü bölgelerden başlamak üzere yoğunlaşma başlayacaktır. Akışkan sıcaklığı düşürülerek yüzeyden daha fazla ısı akısı olmaktadır. İç ortam sıcaklığına bağlı olarak bağıl nemin değişimi izlenmiştir.

Şekil 5.1’de akışkan sıcaklığının hem analitik hesap sonuçlarından elde edilen değerler ile deney ölçümlerinden gelen sonuçlardan elde edilen değerler açısından kıyaslanmasına izin verecek şekilde hazırlanmış grafiği görülmektedir. Bu grafik bu çalışmanın özeti olarak da değerlendirilebilir. Analitik hesap yöntemleri ısı bilimi ve tekniği açısından çok uzun yıllarda elde edilmiş bilgi ve birikim sonucu elde edilmektedir. Deney sonuçlarının analitik sonuçlara yaklaştığı noktalar analitik çözümlere güveni daha da arttırmaktadır.

Çünkü deney yapılması oldukça uzun ve maliyetli bir süreçtir. Analitik çözümler ise özellikle günümüzde bilgisayarlar yardımıyla çok daha hızlı ve güvenilir sonuçlar vermektedir. Ayrıca son yıllarda sayısal çözümlerde oldukça gelişmiş ve bu sayede daha dinamik prosesler çok daha hızlı bir şekilde çözülebilmektedir. Bunlara ilave olarak sayısal çözümler sayesinde sistem çözümleri üç boyutlu, renkli, daha anlaşılabilir hatta zamana bağlı olarak değişkenliklerinde aynı hızda izlenebildiği bir çözüm ortamı da sunmaktadır.

Nem oranı yüksek bölgeler için minimum akışkan gidiş sıcaklıkları tespit edilebilir. Deney sayıları arttırılarak daha hassas sonuçlar elde edilmesi gerekmektedir. İleride yapılabilecek çalışmalarda farklı döşeme malzemelerinin (parke, halı vb.) ve boru aralıklarının değişiminin sonuçları nasıl etkilediği araştırılabilir.

KAYNAKLAR

- ASHRAE Handbook on HVAC Systems and Equipment. (2008), Chapter 6 : *Panel heating and cooling*, Atlanta: ANSI/ASHRAE. 1-21.
- ANSI/ASHRAE - Standard 138. (2013). *Standard 138 - Method of Testing for Rating Ceiling Panels for Sensible Heating and Cooling*. Atlanta: ANSI/ASHRAE. 1-24.
- ANSI/ASHRAE - Standard 55. (2004). *Standard 55-Thermal Environmental Conditions for Human Occupancy*. Atlanta: ANSI/ASHRAE. 1-34.
- Evren, M. F. (2015). *Melez HVAC Sistemlerinde En Uygun Işınım-Taşınım Oranının Deneyisel Olarak İncelenmesi*. Yüksek Lisans Tezi, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara, 31-39.
- Evren, M. F. ve Kılıkış, B. (2015). *İnsan Vücudunun Isıl Taklidi İle Oda Tipi Bir Operatif Sıcaklık Ölçerin Tasarımı, Prototip İmalatı ve Kalibrasyonu*. Bilimsel/Teknolojik Araştırma Oturumu Bildirisi. TESKON-2015 Sempozyumu. C3, 2377-2391.
- Evren, M. F., Özsunar, A. K. ve Kılıkış, B. (2015). *Kontrollü Bir HVAC Test Odasının Operatif Sıcaklık Temelli Deneyisel Doğrulaması*. Bilimsel/Teknolojik Araştırma Oturumu Bildirisi. TESKON-2015 Sempozyumu. C3, 2895-2911.
- Guo, H., Teitelbaum, E., Read, J. and Meggers, F. (2017). *Mapping Comfort with the SMART (Spherical Motion Average Radiant Temperature) Sensor*. Proceedings of the 15th IBPSA Conference, 2299-2306. San Francisco.
- IEA Annex 37. (2004). *Guidebook to IEA ECBCS Annex 37 Low Exergy Systems for Heating and Cooling of Buildings Summary Report*. Finland, Vuorimiehentie, 145-147.
- Internet : Haq, M. Z. (2012). *Measurement: System, Uncertainty and Response*, Applied Measurement Systems. Prof. Zahurul Haq (Ed.), ISBN: 978-953-51-0103-1, InTech, URL : <http://www.intechopen.com/books/applied-measurement-systems/measurement-system-uncertainty-andresponse>, Son Erişim Tarihi: 15.05.2015.
- Internet : Merriam-Webster. (2015). Merriam-Webster Online Sözlük. URL : <http://www.webcitation.org/6YXSPDpw1>, Son Erişim Tarihi: 15.05.2015.
- ISO - Standard 7730. (2006). *ISO 7730:2006 - Ergonomics of thermal environment - Analytical determination and interpretation calculation of the PMVD and PPD indices and local thermal comfort*. International Organization for Standardization, 1-39.
- Jin, X. and Zhang, X. (2011). Thermal analysis of a double layer phase change material floor. *Applied Thermal Engineering*, 31, 1576-1581.
- Juusela, M. and Shukuya, M. (2014). Human body exergy consumption and thermal comfort of an office worker in typical and extreme weather conditions in Finland. *Energy and Buildings*, 76, (1), 249-257.

- Kaya, T. (1998). *Soğutma Sistemleri İçin Deney Odası Tasarımı, İmali ve Performans Deneyleri*. Yayınlanmamış Yüksek Lisans Tezi, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara.
- Kılkış, B. (1995). Coolp: A Computer Program for the Design and Analysis of Ceiling Cooling Panels. *ASHRAE Transactions*, 101, (2), 703-710. Atlanta.
- Kılkış, B. (2009). A Dynamic Operative Temperature Sensor for Low-Exergy High Performance Buildings". *ASHRAE Transactions*, 116, (2), 108-115. Atlanta.
- Kılkış, B. (2010). Exergy Aspects of Operative Temperature and Its Implications on Sustainable Building Performance. *ASHRAE Transactions*, 116, (2), 98-107. Atlanta.
- Kılkış, B. (2011). Role of Radiant Panel Heating and Cooling in Net Zero Energy Buildings. *ASHRAE Transactions*, 117, (1), 602-609. Atlanta.
- Kılkış, B. I. (2006a). Cost optimization of a hybrid HVAC system with composite radiant wall panels. *Applied Thermal Engineering*, 26, (1), 10-17.
- Kılkış, B. I. (2006b). From Floor Heating to Hybrid HVAC Panel - A Trail of Exergy-Efficient Innovations. *ASHRAE Transactions*, 112, (1), 343-349. Atlanta.
- Kılkış, B. İ., Suntut, S. R. ve Sapçı, M. (1995). Hybrid HVAC Systems. *ASHRAE Journal* 37, 23-28.
- Kılkış, B. ve Kılkış, Ş. (2013). *Yenilenebilir Enerji Kaynaklarının Birlikte Üretim Kavramı İçersinde Akılcı Kullanımı*. Yenilenebilir Enerji Kaynakları Sempozyumu. KKTC: KTMMOB-EMO.
- Kılkış, Ş. (2011). *A Rational Exergy Management Model to Curb CO2 Emissions in the Exergy-Aware Built Environments of the Future*. PhD Thesis. KTH Royal Institute of Technology, Stockholm, 1-74.
- Koca, A., Gemici, Z., Topacoglu, Y., Cetin, G., Acet, R. C. and Kanbur, B. B. (2014). Experimental investigation of heat transfer coefficients betweenhydronic radiant heated wall and room. *Energy and Buildings*, (82), (1), 211-221.
- Olesen, B. (2008). Radiant Floor Cooling Systems. *ASHRAE Journal*, (50), (9), 16-24.
- Olesen, B. W. (2000). *Control of floor heating and cooling systems*. Paper presented at the Clima 2000/Napoli 2001 World Congress, Napoli.
- Ren, Y., Li, D. and Zhang, Y. (2007). Numerical Simulation of Thermal Comfort Degree in Radiant Floor Cooling Room. *Proceedings: Building Simulation 2007*, 427-431.
- Scheatzle, D. G. (2003). Establishing a Baseline Data Set for the Evaluation of Hybrid (Radiant/Convective) HVAC Systems. ASHRAE Research Project Report, (RP 1140). Atlanta.

- Simmonds, P., Triana, N., Gautrey, J. and Zhu, R. (2014). The Influence on Surface Coverings on the Performance of Radiant Floors for both Heating and Cooling. *ASHRAE Transactions*, (100), (1), 1031-1039.
- Shukuya, M., Juusela, M, A., (2002). *Human Body Exergy Consumption and Thermal Comfort*. *LowEx Energy and Buildings* , (76), (1), 249–257.
- Şahin, G., (2004). *Yerden Isıtma Sistemleri*, Türk Tesisat Mühendisleri Derneği Teknik Yayın Uygulama Dergisi, (32), (9), 1-12.
- Şahin, G., Özsunar, K., Kılış, B. (2015). *Yerden soğutma sisteminin deneysel incelenmesi ve ısı konforda sağladığı avantajlar ile dezavantajların belirlenmesi*, Bilimsel/Teknolojik Araştırma Oturumu Bildirisi. TESKON-2015 Sempozyumu. C3, 2405-2412.
- Teitelbaum, E., Rysanek, A., Pantelic, J., Avıv, D., Obelz, S., Buff, A. and Meggers, F. (2019). Revisiting radiant cooling: condensation-free heat rejection using infrared-transparent enclosures of chilled panels. *Architectural Science Review*, (62), (2), 152-159.
- TSE - Standart 825. (2009). *TSE 825 - Binalarda Isı Yalıtım Kuralları*. Ankara, TSE

ÖZGEÇMİŞ

Kişisel Bilgiler

Soyadı, adı : ŞAHİN, Gültekin
 Uyuğu : T.C.
 Doğum tarihi ve yeri : 22.07.1973, Ankara
 Medeni hali : Evli
 Telefon : 0 (312) 286 80 49
 Faks : 0 (312) 286 82 06
 e-mail : sahin@gentem.com.tr



Eğitim

Derece	Eğitim Birimi	Mezuniyet Tarihi
Yüksek lisans	Gazi Üniversitesi / Makina Mühendisliği	Devam ediyor
Lisans	Hacettepe Üniversitesi, Makina Mühendisliği	1994
Lise	Ankara, Yenimahalle Endüstri Meslek Lisesi, Elkt.	1990

İş Deneyimi

Yıl	Yer	Görev
1997-Halen	Gentem Müh. ve Mak. San. Ltd. Şti.	Şirket Ortağı

Yabancı Dil

İngilizce

Yayınlar

Şahin, G. (2004). *Yerden Isıtma Sistemleri*, Türk Tesisat Mühendisleri Derneği, Teknik Teknik Yayın Uygulama Dergisi, (32), (9), 1-12.

Şahin, G., Özsunar, K., Kılıkış, B. (2015). *Yerden soğutma sisteminin deneysel incelenmesi ve ısı konforunda sağladığı avantajlar ile dezavantajların belirlenmesi*, Bilimsel/Teknolojik Araştırma Oturumu Bildirisi. TESKON-2015 Sempozyumu. C3, 2405-2412.

Teskon Bildiri Sunumu: Yerden Soğutma Sisteminin deneysel incelenmesi, İzmir,2015

Türk Tesisat Mühendisleri Derneği Eğitim Semineri : Yerden Isıtma , Ankara, 2004

Türk Tesisat Mühendisleri Derneği Eğitim Semineri : Yerden Isıtma , Bursa, 2004

DİZİN

A

Ashrae · 10, 11, 13, 14, 15, 19, 20,
22, 25, 27, 36, 38, 57, 58, 59

B

Basınç · 4, 31
Bağıl nem · 10, 12, 17, 43, 54, 55

D

Duyulur ısı · 4, 23, 24

E

Eşitlik · 19, 20, 21, 22, 47, 50

H

Hvac · 2, 13, 14, 57, 58, 59

İ

İklimlendirme · 1,

K

Kabul · 7, 15, 49, 50
Katsayı · 14, 15, 20, 21, 22, 31, 32
Konfor · 1, 3, 6, 13, 14, 15, 16, 59,
61

O

Ortalama · 10, 13, 14, 15, 16, 17,
19, 20, 22, 31, 47, 52, 53, 55

P

Pompa · 1, 3, 15, 29, 30, 33, 34,
35, 39, 40

R

Radyant · 2, 13, 14, 15, 17, 19, 21,
47

S

Sirkülasyon · 29, 30, 35, 40

T

Termocupl · 11, 12, 33, 45, 46

Y

Yalıtım · 9, 25, 26, 30, 31, 36, 37,
38, 44, 59



GAZİ GELECEKTİR..