



A new method that can be used to overcome the condensation risks in radiant cooling systems and thermal comfort examinations

Aliihsan Koca* 

Fatih Sultan Mehmet Vakif University, Faculty of Engineering, 34445, Istanbul, Turkey

Highlights:

- A new solution to overcome the condensation risk in radiant cooling systems
- Experimental investigation of thermal comfort performance of the novel condensing panel
- Examinations of transient general thermal comfort, temperature and relative humidity distributions in the room

Graphical/Tabular Abstract



Figure A. The novel condensing panel and experimental set-up

Keywords:

- Radiant cooling
- Condensing panel
- Thermal comfort

Article Info:

Received: 05.05.2017

Accepted: 05.02.2018

DOI:

10.17341/gazimmfd.416468

Acknowledgement:

This work was supported by the Scientific and Technological Research council of Turkey (TUBITAK). The study was a part of the TUBITAK 3001 project with the number of 213M199

Correspondence:

Author: Aliihsan Koca
e-mail: akoca@fsm.edu.tr
phone: +90 212 521 8100

Purpose: In this study, we propose a novel cooling dehumidifying strategy, in which a condensing panel can be hydronically connected in series with the radiant cooling system to overcome condensation risk and improve indoor thermal comfort level. Based on the concept, the sensible heat-load is primarily covered by radiant cooling panels and some amount of latent heat and sensible heat can be treated by the condensing panel, while improving indoor thermal comfort level. Since, the surface temperature of the condensing panel is lower than the dew point temperature, while the radiant surface is higher for same supply water temperatures – condensation occurs only over the condensing panel.

Theory and Methods: This paper evaluates the thermal comfort performance of the proposed novel condensing panel. For these aim, a new experimental chamber was developed. General thermal comfort level and the temperature, relative humidity ratio distribution in the tested room were evaluated for 10 different experimental cases. Multiple tests were conducted by varying surface temperature of the condensing panel and initial relative humidity ratios of air in the room.

Results: In all studied cases, thermal comfort conditions were provided. The elapsed time to reach the thermal comfort conditions was associated with the initial PMV value and panel humidifying capacity. The elapsed time to reach the thermal comfort conditions was 360 min for the case, where the initial room humidity ratio was 75 % and panel surface temperature was 10.5 °C, while this value was 480 min for the case where the initial room humidity ratio was 85 % and panel surface temperature was 10.5 °C. In all experimental cases, PMV value decreased logarithmically. The results showed that, maximum dehumidifying capacity was seen in the first 30 min of the experiments. Due to the decrease in the average room temperature and relative humidity ratio of air over the time, dehumidifying capacity of the panel also decreased.

Conclusion: The results show that proposed simple solution can improve thermal comfort level, for the places where the latent heat loads are not considerable high, and reduce the condensation risk over the radiant cooling panels.



Işınım soğutma sistemlerindeki yoğuşma probleminin çözümüne yönelik yeni bir yöntem ve ısıl konfor incelemesi

Aliihsan Koca*

Fatih Sultan Mehmet Vakıf Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, 34445 İstanbul, Türkiye

Ö N E Ç İ K A N L A R

- Işınım soğutma sistemlerinde görülen yoğuşma problemine yönelik yeni bir çözüm
- Önerilen yeni panelin ısıl konfor performansının deneysel olarak incelenmesi
- Zamana bağlı genel ısıl konfor, ve mahal içerisindeki sıcaklık nem dağılımlarının incelenmesi

Makale Bilgileri

Geliş: 05.05.2017
Kabul: 05.02.2018

DOI:

10.17341/gazimmfd.416468

Anahtar Kelimeler:

Işınım soğutma,
yoğuşma paneli,
ısıl konfor

ÖZET

Bu çalışmada, ışınlı soğutma sistemlerinde görülen yoğuşma probleminin çözümüne yönelik, pasif nem alma paneli önerilmiştir. Bu yöntem, var olan nem kontrolü çözümlerine göre ekonomik olmasının yanında, ışınlı soğutma sistemlerine kolayca entegre edilebilecek yapıdadır. Çalışma prensibi; mahal içerisindeki duyulur ısı yükü ışınlı soğutma sistemi ile karşılanırken, mahaldeki gizli ve duyulur ışınlı bir kısmı yoğuşturucu panelle karşılanacaktır. Yoğuşturucu panel, ışınlı sistemine seri bir şekilde bağlanarak aynı tesisattan beslenecektir. Yoğuşturucu panelin ısı iletim katsayısı yüksek malzemeden üretildiğinden, aynı su sıcaklığında yoğuşturucu panel yüzeyi çığ noktası sıcaklığı altında kalırken, ışınlı panellerinin yüzeyi üzerinde kalacaktır. Bu sayede yoğuşma sadece yoğuşturucu panel yüzeyinde gerçekleşecektir. Bu çalışmada, önerilen yoğuşturucu panelin ısıl konfor performansı deneysel olarak incelenmiştir. Bu amaçla, gerçek boyutlarda bir odayı temsil eden çevre ve oda ısıl şartları hassas bir şekilde kontrol edilebilen bir deney odası kurulmuştur. Deneylerde, aynı başlangıç hava sıcaklığı ve bağıl nem oranı için, farklı yoğuşturucu panel yüzey sıcaklıkları ve aynı yoğuşturucu panel yüzey sıcaklığı için farklı başlangıç bağıl nem oranları incelenmiştir. Elde edilen sonuçlar kullanılarak, mahal içerisindeki hava sıcaklık, bağıl nem oranı dağılımları ve genel konfor şartları irdelenmiştir. Ayrıca yoğuşturucu panel tüm deneysel durumlarda, mahal içerisindeki ideal konfor şartlarına getirebilmiştir.

A new method that can be used to overcome the condensation risks in radiant cooling systems and thermal comfort examinations

H I G H L I G H T S

- A new solution to overcome the condensation risk in radiant cooling systems
- Experimental investigation of thermal comfort performance of the novel condensing panel
- Examinations of transient general thermal comfort, temperature and relative humidity distributions in the room

Article Info

Received: 05.05.2017
Accepted: 05.02.2018

DOI:

10.17341/gazimmfd.416468

Keywords:

Radiant cooling,
condensing panel,
thermal comfort

ABSTRACT

In this study, we propose a novel cooling dehumidifying strategy, in which a condensing panel can be hydraulically connected in series with the radiant cooling system to overcome condensation risk and improve indoor thermal comfort level. Based on the concept, the sensible heat-load is primarily covered by radiant cooling panels and some amount of latent heat and sensible heat can be treated by the condensing panel, while improving indoor thermal comfort level. Since, the surface temperature of the condensing panel is lower than the dew point temperature, while the radiant surface is higher for same supply water temperatures – condensation occurs only over the condensing plate. This paper evaluates the thermal comfort performance of the proposed novel condensing panel. For these aim, a new experimental chamber was developed. General thermal comfort level and the temperature, relative humidity ratio distribution in the tested room were evaluated for 10 different experimental cases. Multiple tests were conducted by varying surface temperature of the condensing panel and initial relative humidity ratios of air in the room. The results show that proposed simple solution can improve thermal comfort level, for the places where the latent heat loads are not considerable high, and reduce the condensation risk over the radiant cooling panels.

*Sorumlu Yazar/Corresponding Author: akoca@fsm.edu.tr / Tel: +90 212 521 8100

1. GİRİŞ (INTRODUCTION)

Bilim adamları ve mühendisler, klasik iklimlendirme sistemlerinin çok fazla enerji tüketmesinden dolayı binalarda ısı konfor sağlayabilecek daha ekonomik sistemleri keşfetmeye yönelik çalışmalar ile her zaman ilgilenmektedirler [1, 2]. Bu çalışmalar ışığında klasik sistemlere göre mahal içerisinde daha yüksek ısı konfor sağlayarak enerji tasarrufu sağlayabilecek, ısıtım esaslı ısıtma ve soğutma sistemleri geliştirilmiştir. ısıtım esaslı sistemler, bir mahalde yerde, duvarda ya da tavanda sıcaklığı su, hava veya elektrik rezistansı ile kontrol edilebilen, ısı transferinin en az %50'sinin ısıtım ile gerçekleştiği ısıtım panel adı verilen düzlemsel yüzeyler oluşturulması temeline dayanır [3]. Bu panellerden su ile çalışan ısıtım sistemlerin çalışma prensibi; içerisinden sıcak veya soğuk su geçirilmesi suretiyle ısıtılan veya soğutulan panellerin çevredeki katı yüzeyler ile ısıtım, hava ile ise doğal taşınım ile ısı transferi gerçekleştirmesine dayanır. ısıtım durumunda panel yüzeyinden radyasyonla gerçekleşen ısı transferi %70-80 arasında olabilmekte iken soğutma durumunda ise bu oran %60 mertebesindedir [4, 5]. Mahal içerisine sıcak veya soğuk hava sağlayarak oda hava sıcaklığını kontrol eden zorlanmış taşınım esasına dayalı klasik sistemlerle karşılaştırıldığı zaman ısıtım sistemlerinde daha homojen sıcaklık dağılımı ve daha yüksek ısı konfor elde edilebilmektedir ve aynı ısı konfor durumu için daha az enerji tüketimi mümkün olabilmektedir [6, 7]. ısıtım esaslı ısıtım-soğutma sistemlerinin enerji verimliliği, ısı konfor performansları ve ısı kapasite, ısı transfer katsayıları incelemeleri birçok araştırmacı tarafından detaylı olarak çalışılmıştır [8]. Koca vd. [9], ısıtım panellerinin farklı konfigürasyonlarına göre ısı transfer katsayılarının değişimlerini deneysel olarak incelemiştir. Açıkgöz vd. [10], tavadan ısıtım durumunda ısıtım panellerinin ısı kapasitelerinin hesaplanması için 'Yapay Sinir Ağları' metodu geliştirmişlerdir. Elde ettikleri sonuçları aynı şartlarda yaptıkları deneylerle kıyaslamışlardır. Koca vd. [11], ısıtım ısıtım sistemlerinin ısı konfor performanslarını sayısal olarak incelemiştir. Elde ettikleri sayısal sonuçları kullanarak, ısıtım sistemlerinin enerji tasarruf potansiyellerini hesaplamışlardır. Erikci Çelik vd. [12], duvara entegre edilmiş ısıtım panellerinin ısı konfor performanslarını sayısal olarak incelemiştir. Kanbur vd. [13], ısıtım ısıtım panellerinde açığa çıkan ısı akılarını sayısal olarak incelemiştir. Koca vd. [14] ısıtım ısıtım ve soğutma sistemlerinin ısı konfor performanslarını sayısal olarak incelemiştir. Cholewa vd. [15], tavadan ısıtım-soğutma panellerinin ısı transfer katsayılarını deneysel olarak incelemiştir. İmanari vd. [16], tavana yerleştirilmiş ısıtım panelleriyle geleneksel hava şartlandırma sisteminin ısı konfor, enerji tüketimi ve maliyet açısından bir karşılaştırmasını yapmışlardır. Tavadan soğutma sistemi ile düşey yöndeki sıcaklık farkının daha az olduğu, daha konforlu bir ortam sağlandığı görülmüştür. Ayrıca, çalışmalarında ısıtım panellerle tavadan soğutma yapıldığında enerji tüketiminin %10 azaldığı görülmüştür. Catalina [17], tavadan soğutma sistemlerinin ısı konfor

üzerindeki etkisini hem sayısal hem de deneysel olarak incelemiştir. Çalışmalarında CFD ile simülasyon ve daha sonra deneysel doğrulama ile mahal içerisindeki ortalama ısıtım sıcaklıkları, düşey yöndeki sıcaklık farklarını, hız ve PMV dağılımlarını incelemiştir. Çalışmalarındaki sayısal ve deneysel çalışmalar uyumlu çıkmış olup, yerel konfor şartları tümüyle sağlanmıştır. Stetiu [18], ABD'deki ticari binalarda ısıtım soğutma sistemlerinin enerji ve pik güç kazancını belirlemek için farklı bölgelerde ısıtım ve zorlanmış taşınım soğutma sistemlerini sayısal olarak modellemiştir. Standartların gerekliliklerini esas alan bu çalışma sonucunda geleneksel sistemlere göre radyant soğutma sisteminin %30 daha az enerji tükettiği ve ortam şartlandırma için ihtiyaç duyulan pik güç talebinde %27 azalma olduğu, ayrıca tüm bölgelerde yoğuşma riski olmaksızın ısıtım soğutma sistemlerinin kullanılacağı görülmüştür. Milorad ve Dragan [19], Sırbistan şartlarında, yoğuşmasız kazanla ısıtılan bir binada radyatörle ve ısıtım ısıtım sistemlerinin enerji tüketimlerini karşılaştırmıştır. Sonuçlarına göre radyatörle ısıtım sistemi, radyant panellere göre %28 daha fazla enerji tüketmiştir. Genel olarak sonuçlar incelendiğinde, bu konuda çalışan araştırmacıların, ısıtım esaslı sistemlerin ısı konfor ve enerji verimliliği açısından konvansiyon sistemlere göre üstünlükleri konusunda hem fikir oldukları görülebilir.

ısıtım esaslı iklimlendirme sistemlerinin birçok avantajının yanında, uygulamada kullanılmasını zorlaştıran dezavantajı, soğutma durumu için yoğuşma problemi. Duvar, tavan yüzeylerinde gerçekleşebilecek yoğuşma, ciddi problemlere yol açma riski vardır. Yüzeylerinde yoğuşma olması durumu korozyon, küf ve iç hava kalitesinin bozulması gibi risklere neden olmaktadır [20]. Bu yüzden, ısıtım yüzey soğutma iklimlendirme sistemlerinde mahal içerisindeki nem davranışları ve yoğuşma riski dikkate alınması gereken önemli bir faktördür. Bu bağlamda, hem yoğuşmayı önlemek hem de soğutma kapasitesini arttırmak için birçok çalışma yapılmıştır. Bunlardan birisi; ısıtım soğutma sistemlerine nem alıcı havalandırma sisteminin entegre edilmesidir. Bu sayede yoğuşma riskinin önlenmesinin yanında, ısı konfor ve enerji verimliliği açısından birçok avantaj sağlanabilir [21, 22]. Özellikle Antalya gibi nemli bölgelerde yoğuşma riski daha fazla ön plana çıkmaktadır. Yoğuşmanın oluşmaması için panellerinin yüzey sıcaklığının daima çığ noktası sıcaklığının üzerinde olması alınabilecek önlemlerin başında gelmektedir. Yapılan çalışmalarda yoğuşmaya karşı alınan genel tedbirler bu yöndedir [23]. Ancak, bu çözüm de sistemin ısı verimini düşürmektedir. Örneğin, 30°C sıcaklıkta %60 bağıl nemde bulunan bir ortamda soğutma suyu sıcaklığı hiçbir zaman 21°C'nin altına inmemelidir. Bu durumda soğutma kapasitesi hep sınırlı kalmakta ve istenilen performans elde edilememektedir. Bu yüzden, mahal içerisindeki yüksek bağıl nem oranının oluşturduğu yoğuşma riski, ısıtım soğutma sistemlerinde çözülmesi gereken en önemli problem olarak karşımıza çıkar. Nem alıcı sistemler ile ısıtım soğutma sistemlerinin entegrasyonu konusunda birçok araştırmacı nem alıcı sistemin performansı ve iç hava kalitesine olan olumlu etkisini deneysel ve sayısal çalışmalar

yürüterek incelemişlerdir [24]. Vangtook ve Chirarattananon [25] tarafından yapılmış olan bir çalışmada, deney odası sıcak ve nemli bir bölge olan Tayland'da kurulmuş ve su gidiş sıcaklığı 24°C'de sabit tutulmuştur. Bu durum panellerin ısı kapasitesini düşürse de, sonuçların ASHRAE ve ISO tarafından belirtilen konfor şartlarını sağladığı görülmüştür. Song vd. [26], Kore şartlarında yerden soğutma sistemi ile havalandırmanın entegrasyonunu çalışmış, sistem kontrol parametrelerinin sıcaklık ve nem üzerindeki etkisini deneysel ve sayısal olarak incelemiştir.

Günümüzde yaygın olarak kullanılan diğer bir sistem; ışınım soğutma sistemlerinin, dış ortam havasının şartlandırıldığı havalandırma sistemi ile birlikte kullanılmasıdır. Bu sistemde dış ortam havası, iç ortam havasından ayrı olarak şartlandırılmaktadır. Bu sayede ortamın nemi hep düşük tutulmakta ve soğutma kapasitesi, yoğuşma riski olmadan, artırılabilir. Hao vd. [27], yapmış oldukları çalışmada, nemli bir bölge olan Hong Kong'daki bir ofis odasına tavandan soğutma sistemi kurulmuş ve oda içerisine giren temiz hava kontrollü olarak soğutulmuş ve nemi alınmıştır. Bu şekilde, tavandan soğutma sistemlerinden oldukça iyi verim alındığı belirtilmiştir. Yine aynı çalışmada, binanın sızdırmazlığının önemi üzerinde de durulmuştur. Benzer bir çalışma sıcak ve nemli bir iklimi olan Çin'in Pekin şehrindeki bir ofis ortamı için yapılmıştır. Çalışmada tavandan soğutma sistemi, nem alıcı ve havalandırma sistemi bir arada kullanılmış, bu sayede hem yoğuşma riski ortadan kaldırılmış, hem de iç hava kalitesi iyileştirilmiştir.

Işınım soğutma sistemi ile nem alma sisteminin beraber kullanılması, ısı konfor, yoğuşma riskinin ortadan kaldırılması ve enerji tasarrufu açısından avantajlar sağlar. Binghooth ve Zainal [28], üç farklı hava debisi için yaptıkları deneyler sonucunda; 243 kg/h kütleli debide ve 2673 kg/h yüksek kurutma kapasitesiyle ısıtma yapmaksızın, mahal içerisindeki bağıl nemi %40 oranına kadar 10 dakika içerisinde düşürmüşlerdir. Ayrıca, aynı ısı konfor şartları altında tavan yüksekliğinin enerji tüketimine etkisini incelemişlerdir. Elde ettikleri bulgulara göre, yerden 2 m yükseklikte enerji sarfıyatı açısından en düşük değerlere ulaşıldığını görmüşlerdir. Zhang vd. [29], yaptıkları çalışmalarda nem alıcı/havalandırma sistemi ile tavandan soğutma panellerinin performansını incelemiştir. Panel yüzeyinde oluşması muhtemel yoğuşma konusunda öngörü çalışmaları yürütülmüştür. Odadaki nem hesaplamaların yapılarak panel yüzeyinde oluşabilecek yoğuşma riskini ortadan kaldıracak nem alma ve havalandırma stratejilerini geliştirmiştir. Bina enerji simülasyon programı yardımı ile de nem kontrol sisteminin enerji performans verileri elde edilmiştir. Sonuçlara göre; tavandan soğutma sistemi, klasik klima sistemlerine göre, havalandırma ile nem kontrolünün yapıldığı durumda %47, kurutucu (desiccant) sistemle ise %30 enerji tasarrufu sağlamıştır. Niu vd. [30], bu yöntemle bina enerji simülasyonu kodu olan Accuracy[®]'yi kullanarak Hong Kong şartlarında bir ofisi modellemişlerdir. Çalışmalarında, konvansiyonel klima, ısı geri kazanımlı klima ve klima santralinin beslediği ışınım soğutma sistemlerini karşılaştırmışlardır. Elde edilen sonuçlara göre;

kurutucuyla birlikte kullanılan tavandan soğutma sistemi, konvansiyonel sistemlerle kıyaslandığında %44 lük enerji tasarrufu sağlamıştır. Zainal Z.A ve Binghooth A.S. [31], çalışmalarında sıcak ve nemli bir bölge olan Malezya şartlarında, silika jelin kullanıldığı döner nem alıcı (desiccant) sisteminin, ışınım tavandan soğutma sistemlerinde nem kontrolü amacıyla kullanılmasını çalışmışlardır. Çalışmanın sonucunda, nem alıcı sistem mahal içerisindeki bağıl nem oranını %40 oranında azaltmıştır. Ayrıca, tavan panellerine gönderilen suyun sıcaklıkları 6-10°C'lere kadar düşürülebilmektedir. Panellere gönderilen su sıcaklığı 14°C iken ve herhangi bir yoğuşma olmadan, mahal içerisindeki bağıl nem oranını %50'de tutulabilmişlerdir ve ayrıca %70 bağıl nem oranının altında ise herhangi bir yoğuşma görülmemiştir. Bunlara ek olarak, sıcak ve nemli iklimlerde yoğuşma riskinin, panel yüzey sıcaklığının kontrol edilmesiyle veya havalandırma sisteminde nemin kontrolü ile engellenebileceğini belirtmişlerdir. Ameen ve Mahmut [32], çok nemli tropikal iklim şartlarında nem alıcı sistem ile ışınım soğutma sisteminin performansını deneysel olarak incelemiştir. Çalışmaları sonunda, çok nemli iklimlerde bile yoğuşma probleminin nem alıcı sistemler ile çözülebileceği görülmüştür. Çin'de ışınım esaslı sistemlerle beraber nem alıcı sistemlerinin kullanımı çok hızlı bir şekilde yaygınlaşmaktadır. Liu X.H. [33], nem alıcı sistemlerin (desiccant) Çin iklim şartlarındaki performanslarını detaylı bir şekilde incelemiştir. Sıcak ve nemli iklimlerdeki ışınım soğutma uygulamalarında, panel üzerindeki havanın yoğuşmasının engellenmesi daha önem arz etmektedir. Vangtook ve Chirarattananon [25], ışınım soğutma sisteminin kullanıldığı deney odalarını Trnsys[®] bilgisayar yazılımını kullanarak, bütün bir yıl için analiz çalışmaları yürütmüştür. Çalışmalarında soğutma suyu tedarikinde soğutma kulesi kullanımını ya da doğrudan veya dolaylı evaporatif soğutmanın enerji tasarrufuna yararını incelemişlerdir. Mumma [34], geniş pencere alanına sahip tarihi binalarda kullanılabilecek ışınım tavan sistemi için yoğuşma kontrol değişkenlerini incelemiştir. Kontrolün sabit su gidiş sıcaklığı, değişken su debisi veya sabit debi, değişken su sıcaklığı ile yapılmasını önermiştir. Yapılan deneyler sonucunda önerdiği yöntemlerle, bütün pencere ve kapıların açılarak çığ noktası sıcaklığının aniden yükseldiği durumda bile yoğuşma problemine rastlanmadığı görülmüştür.

Fauchoux vd. [35], tavan ışınım soğutma sisteminin düşük enerji sarfıyatı ve ısı konfor avantajından dolayı konvansiyonel klima sistemlerine göre tercih edilmesi gerektiğini belirtmiştir. Fakat, iç ortam bağıl nem oranının ek bir sistem olmadan kontrol edilememesi durumunun da önemli bir dezavantaj olduğunu belirtmiştir. Bu sınırlamanın üstesinden gelebilmek için ısı ve nem transferine aynı anda imkan sağlayan, 'Novel Heat and Moisture Transfer Panel (HAMP)' şeklinde isimlendirilen, yeni bir panel geliştirmişlerdir. Geliştirdikleri panelleri farklı sıcaklık ve bağıl nem değerleri için sayısal ve deneysel olarak test etmişlerdir. Panellerin etkinlik oranı ortam şartlarına göre %15 ile %28 arasında değişiklik göstermiştir. Ayrıca, sayısal ve deneysel çalışmaları, ortalama %5' lik sapma ile

uyumluluk göstermiştir. Geliştirdikleri panel, duyulur soğutmanın yanında aynı zamanda nem transferi ve mahal içerisindeki nemin kontrolünü de sağlamaktadır. Yarı geçirgen membrandan üretilen bu tarz paneller su buharı için geçirgen fakat akışkan için geçirgen olmayan yapıdadır. Bunun anlamı HAMP'ın içerisindeki sıvı, nem alıcı sistemdeki yarıgeçirgen membran ile direkt olarak temas halinde olmasına rağmen membrandan oda içerisine herhangi bir sızıntı olmamaktadır (Yarı geçirgen membranlar yaygın olarak nefes alabilir kıyafetlerde ve bina malzemelerinde kullanılmaktadır). Bu şekilde kullanılan yarı geçirgen membranlar oda içerisindeki hava ile nem alıcı sıvı arasında nem transferi sağlamaktadır. Bu sistemde nem transferinin sağlanabilmesi için, membran boyunca su buharı konsantrasyon farkı oluşması gerekmektedir. Hava içerisindeki nem miktarı azaldığında, odanın nemlendirilmesi için ise akışkan içerisindeki su buharı kütle oranının daha yüksek olması gerekmektedir. Hava içerisindeki nem miktarı yüksek olduğunda ise havadan nem alınması gerekmekte ve bunun için akışkan içerisindeki su buharı kütle oranının, havanınkinden daha düşük olması gerekmektedir [35]. Sıvı nem alıcı sistemler HVAC endüstrisinde kullanılmakta ve havayı çığ noktası sıcaklığına kadar soğutmadan neminin alınmasına olanak vermektedir. Sıvı nem alıcı sisteme örnek olarak su-tuz karışımı verilebilir. Tuzlu su karışımının saf suya göre daha düşük yüzey basıncına sahip olduğundan daha düşük yüzey bağıl nem değerine sahiptir. Örneğin 20°C suyun yüzeyindeki özgül nem oranı $14 \text{ g}_w/\text{kg}_{\text{air}}$ (100 %RH), aynı sıcaklıkta doymuş sodyum karbonatın yüzey özgül nem oranı $11 \text{ g}_w/\text{kg}_{\text{air}}$ (75 %RH), doymuş magnezyum kaloridin yüzey özgül nem oranı $4,8 \text{ g}_w/\text{kg}_{\text{air}}$ (33 %RH), doymuş lityum kaloridin yüzey özgül nem oranı ise $1,6 \text{ g}_w/\text{kg}_{\text{air}}$ (11 %RH)'dir [36].

Oda sıcaklığı ile bağıl nem oranı, ısı konforu etkileyen iki önemli parametredir. Fenghua Ge vd. [37], genel ısı konfor denklemindeki diğer değişkenleri sabit tutarak oda sıcaklığı ile bağıl nemin PMV ve enerji sarfiyatına etkisini Çin'deki beş farklı iklimdeki, altı şehire göre incelemiştir. Oda hava sıcaklığının ortalama 1°C artmasıyla, aynı bağıl nem koşullarında, enerji tüketiminde %5,2 - 6,2 aralığında azalma gerçekleştiğini görmüşlerdir. Aynı oda sıcaklığında bağıl nemin %40' dan %70'e artmasıyla enerji tüketiminde %7,7 - %35,7 aralığında azalma görmüşlerdir. Elde ettikleri genel sonuçlara göre; sıcaklığın PMV üzerindeki etkisi daha büyükken, bağıl nemin enerji tüketimine olan etkisinin daha fazla olduğu sonucunda varmışlardır. Bundan dolayı tasarım oda sıcaklığı ile bağıl nem değerleri iklim şartlarına göre belirlenmesi gerektiğini vurgulamışlardır.

1.1. Amaçlar ve Özgül Katkı (Objectives and Contributions)

Bu çalışmada yüzeyden soğutma sistemleriyle entegre çalışabilecek nem alıcı panel üzerine çalışmalar yürütülmüştür. Önerilen hibrid panel ile mahal içerisindeki su buharının yoğunlaştırılmasıyla ısıtım soğutma panelleri üzerinde muhtemel yoğunlaşmanın önlenmesi ve mahal içerisindeki ısı konfor şartlarının iyileştirilmesi

hedeflenmektedir. Literatürde ısıtım sistemlerinde karşılaşılan yüksek bağıl nem, yüzeyde yoğunlaşma problemlerine yönelik bir çok çözüm yer almasına rağmen, yüksek ilk yatırım maliyeti, oluşturduğu sistem karmaşıklığı ve neden olduğu mahal içerisindeki konforsuz durumundan dolayı ideal çözüme rastlanamamıştır. Bu çalışmada yeni bir nem kontrolü çözümü üzerinde çalışılmıştır. Bu çözümde ısıtım sisteme hidrolik olarak bağlanan 'hibrid panel veya Yoğuşturucu panel' olarak adlandırılan, ve yoğunlaşma riskini ortadan kaldıracak yeni bir çözüm üzerinde çalışılmıştır. Yoğuşturucu panelin ısıtım soğutma sistemine entegrasyonu, duyulur ısıtımın büyük bir kısmı ısıtım panellerle, gizli ısı yükü ve bir miktar duyulur ısı yükü ise yoğuşturucu panel ile karşılanması hedeflenmektedir. ısıtım sistemin aktive edilmesi, hızlı bir şekilde devreye girmesi ve kapasite kaybının oluşmaması için konfor sıcaklıklarında oda içerisindeki bağıl nem değerinin %70'in altında tutulması gerekmektedir. Yoğuşturucu panelin sistem ile entegrasyonu anlık olarak havanın bağıl neminin artmasıyla, panel üzerinde yoğunlaşma gerçekleşecek, bu sayede ısıtım panelleri üzerinde yoğunlaşma riski azaltılırken ısıtım soğutma panellerinin performanslarının artırılması hedeflenmektedir. Yoğuşmaya bağıl olarak, mahal içerisindeki bağıl nem ve sıcaklık değerleri düşeceğinden, mahal içerisindeki ısı konfor şartlarının iyileştirilmesine de katkı sağlanacaktır. Sistemin çalışma prensibinin şu şekilde olması öngörülmüştür; ısıtım panellerine gönderilen çığ noktasının 2 - 3°C altındaki şartlandırılmış su, aynı şekilde bu yoğuşturucu panele de gönderilecektir. ısıtım panellerinde genellikle plastik boru ve ısı transfer yüzeyi olarak alçı malzeme kullanılmaktadır [9]. Bu malzemelerin düşük ısı iletim katsayılarına sahip olmalarından dolayı, ısıtım panellerinin yüzey sıcaklıkları çığ noktasından 1-2°C daha yüksek olarak gerçekleşmektedir [9]. Yoğuşturucu panel ise, ısı iletim katsayısı yüksek boru ve alüminyum panelden üretildiğinden, yüzey sıcaklığı ısıtım panellerine gönderilen aynı su sıcaklığı için çığ noktasının altında olacaktır. Bu sayede yükselen bağıl nem değerine karşılık yoğunlaşma sadece, yoğunlaşma paneli üzerinde gerçekleşecektir. Aynı tesisatın hem panellerde hem de yoğuşturucu panele kullanılması ilk yatırım maliyetlerini azaltırken, bu sayede işletme kolaylığı da sağlanacaktır. Bu amaçla, bu çalışmada ısıtım soğutma sistemine entegre edilebilecek yoğuşturucu panelin mahal ısı konforuna olan etkisi deneysel olarak incelenmiştir. Bu çalışmada önerilen yoğunlaşma panelinin ısı performans analizleri [38]'de, eş zamanlı ısı ve kütle geçişi incelemesi ise [39]'da detaylı olarak verilmiştir.

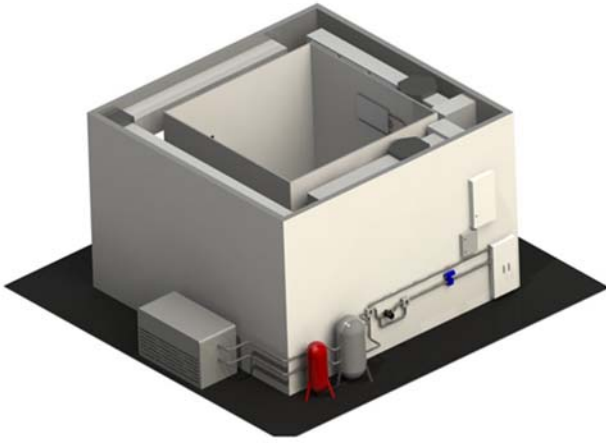
2. DENEYSEL ÇALIŞMALAR (EXPERIMENTAL APPROACH)

2.1. Deney Odası Tanıtımı (Experimental Setup)

2.1.1. Deney odası düzenlemesi (Arrangement of the test chamber)

Deneysel çalışmalarda, aşağıda detaylı olarak anlatılan ve bu çalışmaya özel tasarlanmış iklimlendirme deney laboratuvarı kullanılmıştır. Deney odası, deneylerin yapıldığı iç hacim

(Hacim-1) ve bu hacmi çevreleyen diğer üç çevre hacimden oluşmaktadır. Çevre hacimler testlerin yapıldığı Hacim-1'in yüzeylerinin istenilen şartlara getirilmesinde kullanılmaktadır. Bunlar; Hacim-1'in duvarlarını çevreleyen ve duvar yüzeylerinin şartlandırıldığı Hacim-2, zemininde bulunan ve taban yüzeyinin şartlandırıldığı hacim-3 ve tavanında bulunan ve tavan yüzeyinin şartlandırıldığı Hacim-4'dür. Çevre hacimler şartlandırılması için birbirinden bağımsız olarak çalışan klima sistemleri kullanılmaktadır. Klimalarda şartlandırılan hava, hacimlere yerleştirilen havalandırma kanalları ile hacimler içerisinde homojen olarak dağıtılmaktadır. Her bir hacmin sıcaklığı ve nemi bağımsız olarak kontrol edilebilmektedir. Ayrıca deneylerin yapıldığı Hacim-1 içerisindeki yoğunlaştırıcı panele gönderilen şartlandırılmış suyun sıcaklığının ve debisinin hassas olarak kontrol edildiği su soğutucu ünite, karışım tankı ve hidrolik kontrol devresi de yer almaktadır. Hacim-1'in yüzey şartları ve başlangıç hava sıcaklığı çevre hacimlerin şartlandırılması ile oluşturulurken, mahal içerisindeki başlangıç hava bağıl nem değeri kontrol sistemine bağlı iç hacimdeki kurutucu ve nemlendirici ile sağlanmaktadır. Deneyler sırasındaki ölçümler için, Hacim-1 içerisinde hava, yüzey, su sıcaklık sensörleri, hava nem sensörleri ve ısı kamera sistemi bulunmaktadır. Deneyler esnasında hem çevre şartların kontrolü hem de iç hacmin başlangıç şartlarına getirilmesi, testler sırasındaki ölçüm ve kontroller test odası dışından, takip edilmiştir. Deneylerin yapıldığı deney odasının üç boyutlu tasarımı Şekil 1'de verilmiştir. Çevre hacimler ve bu hacimlerdeki mekanik sistemler hakkında daha detaylı bilgi [39]'da verilmiştir.

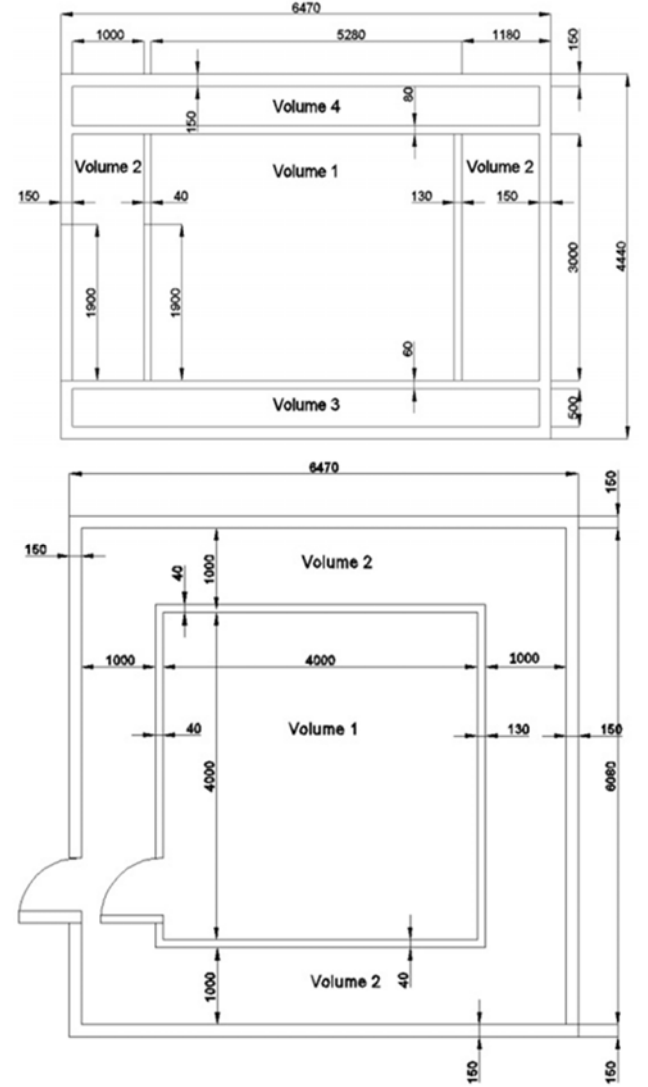


Şekil 1. Test odasını üç boyutlu sembolik görüntüsü
(Three-dimensional view of the test chamber) [38]

Testlerin yapıldığı iç odanın boyutları, EN 1264-5 [40] ve BS EN 14037-5 [31], standartlarında önerildiği şekilde 4m x 4m x 3m ölçülerindedir (Şekil 2). Test odasının dış duvarları 42 kg/m³ (%±5) yoğunlukta ve DIN 4102 [42]'ye göre B3 sınıfı poliüretan dolgulu, prefabrik panellerden oluşturulmuştur. Panellerinin her iki yüzeyi de 0,5 mm kalınlıkta üzeri polyester esaslı boya ile boyanmış sıcak daldırma galvaniz sac olacak şekilde üretilmiştir. Hacim-1'de kullanılan duvar elemanlarının ısı geçirgenlik katsayısı, ortalama bir binanın ısı geçirgenlik ($U = 0,6 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$)

1060

değerine karşılık gelecek bir değere sahiptir. Test odasının boyutları ve termo-fiziksel özellikleri ASHRAE Standart 138 [43]'deki gereksinimleri karşılamaktadır.

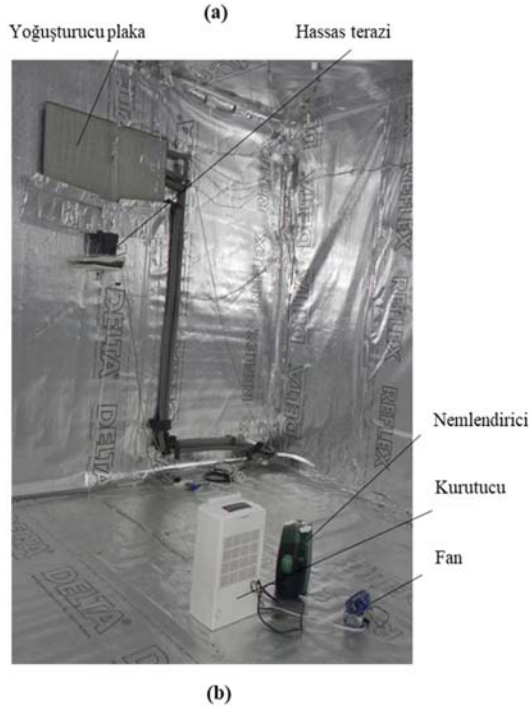
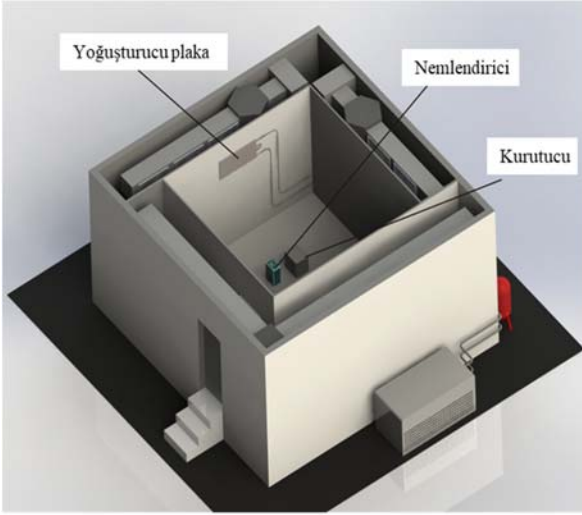


Şekil 2. Test odasının yandan ve üstten görünümü
(Top and side views of the test chamber) [39]

2.1.2. Deneylerin yapıldığı hacim (Test room)

Yapılan yoğunlaşma deneyleri bu hacim içerisinde gerçekleştirilmiştir. Bu hacmin tüm yüzeyleri ve iç hava sıcaklığı çevre hacimler tarafından şartlandırılarak başlangıç koşuluna getirilmekte ve deneyler sırasında anlık olarak kontrol edilmektedir. Hacim içerisindeki tüm yüzeyler buhar bariyeri ile kaplanmıştır. Kullanılan bariyer iki tarafı polyester film ile kaplı alüminyum malzemeden oluşmaktadır. Kullanılan malzemenin su buharı bariyer özellikleri DIN 4108 [44] standardı gereksinimlerini sağlamaktadır (test odası su buharı sızdırmazlık testleri ref. [39]'da verilmiştir). Deney odası içerisinde havanın başlangıç koşullarını getirilmesi için bir adet ev tipi nemlendirici ve bir adet kurutucu kullanılmıştır.

Nemlendirme için, 25 W ve 2 lt kapasiteli adyabatik ultrasonik nemlendirici kullanılırken nem alma için 250 W ve 6,5 lt/gün kapasiteli mekanik nem alma cihazı kullanılmıştır. Mahal içerisinde üretilen nemin hacim içerisinde homojen dağılmasını sağlamak amacıyla nemlendirici önüne küçük bir fan konumlandırılmıştır. İç hacmin temsili görünümü ve testler öncesindeki oda içerisindeki nihai düzenleme Şekil 3'de gösterilmiştir.



Şekil 3. a) Hacim-1 üç boyutlu görünümü b) Hacim-1 içerisindeki test ekipmanları [38]
(a) Three-dimensional view of volume-1 b) Test equipment in volume-1)

2.1.3. Yoğuşturucu panel (The condensing panel)

Yoğuşmanın gerçekleşeceği yoğuşturucu panel bakır boru ve alüminyum malzemeden oluşmaktadır. 12 mm çapındaki

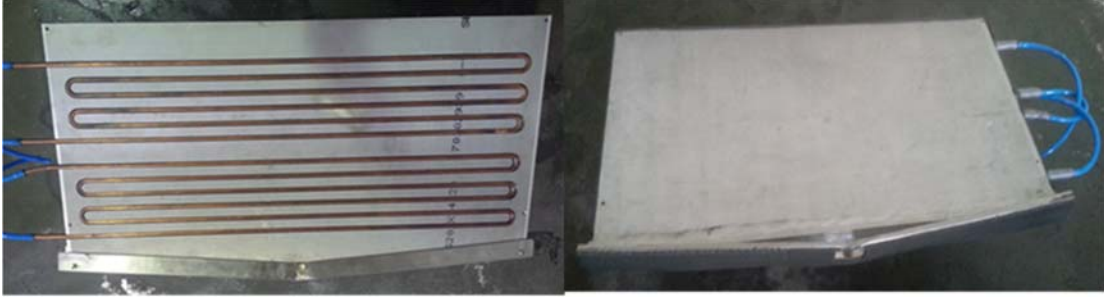
bakır borular, 15 mm kalınlığındaki alüminyum panel içerisinde açılan kanallara yerleştirilmiştir (Şekil 4). Panelde alüminyum blok kullanılması sayesinde panele gönderilen suyun sıcaklığının değişiminden yoğuşturucu panelin yüzeyi çok etkilenmemiş ve deneyler esnasında sabit yüzey sıcaklığı elde edilmiştir. Yoğuşturucunun arka ve yan tarafları iyi bir şekilde yalıtılmıştır. Panelin arka tarafında 0,035 W/m.K ısı iletim katsayısına sahip 2 cm EPS malzeme, yan yüzeylerde ise 0,5 cm kalınlıkta yalıtım bandı kullanılmıştır. Yoğuşturucu 1 m genişliğinde, 0,5 m yüksekliğinde ve 35 mm kalınlığındadır. Yoğuşturucu panel yüzeyi ve yoğuşan suyun geçtiği her yüzey hidrofobik malzeme ile kaplanmış, bu sayede yüzeylerde film şeklinde sıvı film kalmasının önüne geçilmiştir. Yoğuşturucu panel odanın batı yönündeki duvara yatayda ortada olacak şekilde, düşeyde yerden 2 m yüksekliğe ve yoğuşmanın gerçekleşeceği ön yüzeyi oda içerisine bakacak şekilde konumlandırılmıştır (Şekil 3). Yoğuşturucu panelin alt kısmında ise yoğuşan suyun toplandığı yoğuşma kanalları yer almaktadır.

2.1.4. Su şartlandırma sistemi (Hydraulic system)

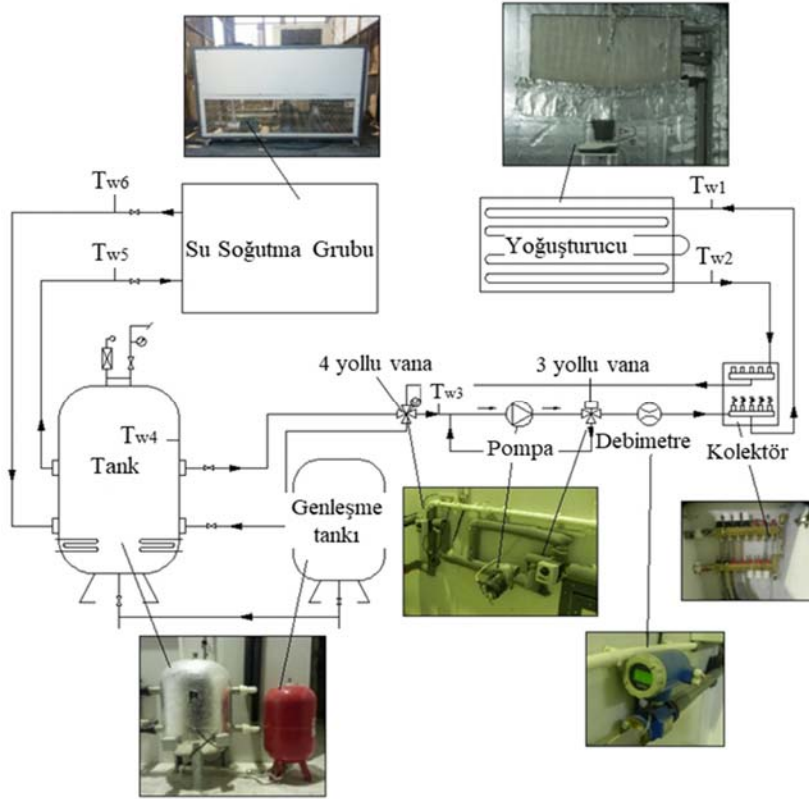
Yoğuşturucu panele gönderilen suyun şartlandırıldığı sıcaklığının ve debisinin ayarlandığı ve kontrol edildiği su şartlandırma ve kontrol sistemi kullanılmıştır. Su şartlandırma sistemi sırasıyla; su soğutma grubu, karıştırıcı tank ve içerisinde yer alan ısıtıcı rezistans, genleşme tankı, su sıcaklığının ayarlandığı 4 yollu vana, su debisinin ayarlandığı üç yollu vana, ultrasonik debimetre, kolektör ve yoğuşturucu panelden oluşmaktadır. Ayrıca, hidrolik sistem üzerinde yoğuşturucu panele giriş (T_{w1}) - çıkış (T_{w2}) noktalarından, 4 yollu vananın çıkışından (T_{w3}), karışım tankı içerisinden (T_{w4}) ve çiller giriş (T_{w5}) - çıkışından (T_{w6}) sıcaklık ölçümünün yapıldığı su sıcaklık sensörleri bulunmaktadır. Su şartlandırma sisteminin şematik görünümü Şekil 5'de gösterilmiştir. Su şartlandırma sisteminde kullanılan donanımlar hakkında detaylı bilgi referans [39]'da detaylı olarak verilmiştir.

2.1.5. Deney odası ölçüm sistemi (Measurement system)

Deney odasını çevreleyen hacimlerde sıcaklık ve nem kontrolü için klimaların hava emiş noktasından sıcaklık ve nem değerleri tek bir noktadan okunmuştur. Deneylerin yapıldığı Hacim-1 içerisinde ise farklı noktalardan hava sıcaklığı (T_a) ve bağıl nem oranı değerleri (H), yüzeylerin sıcaklıkları (T_s) ölçülmüştür. Mahal (Hacim-1) içerisinde toplamda Eksen-1 ve Eksen-2 üzerinde 9 noktadan hava sıcaklığı ve 4 noktadan hava bağıl nem değerleri ölçülmüştür. Ayrıca 9 farklı noktadan yüzey sıcaklığı ölçülmüştür. Şekil 6, mahal içerisindeki sıcaklık ve nem ölçüm sensörlerinin konumları ve Tablo 1'de de test odasındaki koordinatları verilmiştir. Hava ve yüzey sıcaklık sensörü olarak K tipi ısı çiftleri kullanılmıştır. Kullanılan hava ısı çiftlerinin çevresi alüminyum ışınım bariyeri ile kaplanmış, bariyerin altından ve üstünden hava akışı oluşabilmesi için boşluklar bırakılmıştır. Yüzey ısı çiftlerinin ise yüzeye yapıştırılmasından sonra üzeri yalıtılmıştır. Isıl çiftlerin yüzeye tam temas ettiği ve hava sıcaklığından izole



Şekil 4. Yoğuşturucu panel a) bakır borular b) ön yüzey (Condensing plate a) copper pipes b) front surface) [38]



Şekil 5. Hidrolik sistem iki boyutlu şematik gösterimi (Two-dimensional schematic view of the hydraulic system) [38]

edildiğinden emin olunmuştur [39]. Burada kullanılan tüm sıcaklık ve nem sensörlerinin kalibrasyonu yapılmıştır ve sonuçları ref. [39]'da verilmiştir. Sıcaklık sensörlerinin kalibrasyon eğrilerinde ($R^2 > 0,999$) değeri yakalanmış ve ölçüm hassasiyetlerinin $\pm 0,1^\circ\text{C}$ olduğu görülmüştür. Nem ölçümlerinde kalibre edilmiş, $\pm 0,3^\circ\text{C}$ doğrulukta sıcaklık ölçümü, $\pm \%1,5$ doğrulukta bağıl nem ölçümü yapabilen, kapasitif sıcaklık-nem transmitteri kullanıştır. Sensörün tekrarlanabilirliği ise sıcaklık ölçümünde $\pm 0,1^\circ\text{C}$ bağıl nem ölçümünde $\pm \%0,1$ 'dir.

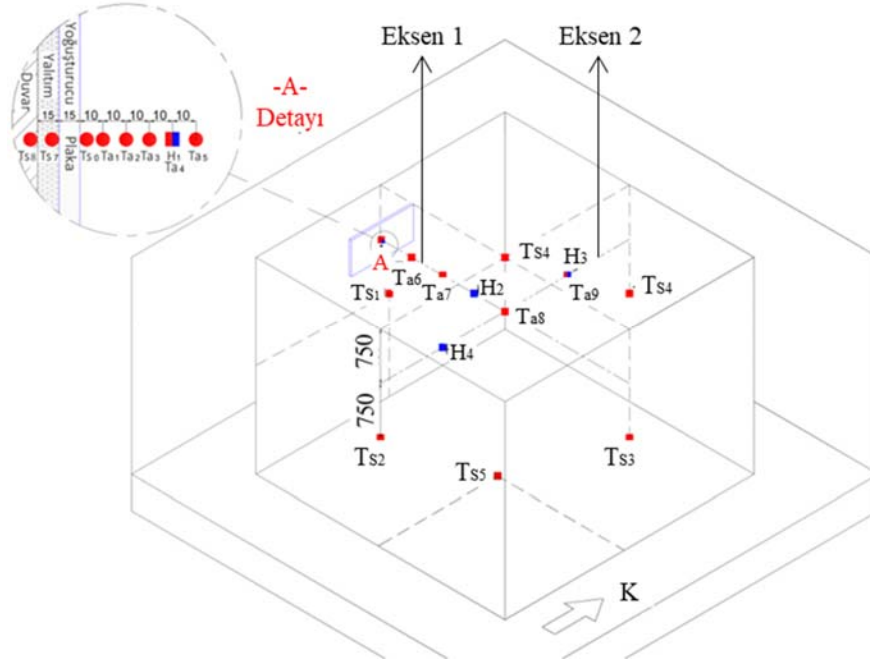
2.1.6. Veri toplama ve kontrol sistemleri (Data acquisition system)

Çevre hacimlerdeki sıcaklık, nem kontrolü ve hidrolik sistemdeki su sıcaklık ve debilerinin kontrolü PLC sistemi

ile yapılmıştır. Testlerin yapıldığı Hacim-1'den alınan ölçümlerin işlenmesi ve kaydedilmesi ise National Instrument firmasının veri işleme ve toplama cihazı olan PXI® sistemiyle yapılmıştır. Veri toplama, kontrol ve haberleşme sistemleriyle alakalı daha teferruatlı bilgi ref. [39]'da verilmiştir.

2.2. Deneysel Yöntem (Experimental Method)

Deneylere başlamadan önce, deney yapılan mahal içerisindeki hava ve yüzey sıcaklıklarının istenilen sıcaklığa getirilmesi için, çevre şartları (çevreleyen hacimler) belirli sıcaklıklara ayarlandı. Bu şekilde, deney odası hava ve yüzey sıcaklıklarının istenilen sınır şartlarına ($\pm 0,2^\circ\text{C}$) getirilmesi sağlandı. İç hacmin ve yüzeylerin belirli sıcaklığa gelmesinden sonra, oda (Hacim-1), kurutucu ve



Şekil 6. Mahal içerisindeki sıcaklık ve nem sensör dizilimleri (Arrangements of the temperature and relative humidity sensors) [38]

nemlendirme sistemi ile istenilen başlangıç nem değerlerine, \pm %0,3 hassasiyetle, getirildi. Kullanılan ultrasonik nemlendirici ve fan ile içeriye verilen nemin homojen dağılması sağlanmıştır. İç hacimde istenilen şartların sağlanmasından sonra çevre haciminde de iç hacim ile aynı şartlara getirildi. Yapılan tüm deneylerde, deney odasının başlangıç şartlarına getirilmesi ortalama 5-6 saat sürmüştür. Başlangıç şartlarına getirmenin bu kadar uzun sürmesinin sebebi, test odasının büyük ve birden çok hacme sahip olması ve uzun sürecek testler öncesi sistemin belli bir süre kararlı halde tutulmak istenmesidir. Bu şekilde başlangıç koşullarının uzun tutulmasıyla, tüm hacimlerde homojen sıcaklık ve nem dağılımları ile kararlı sınır ve çevre şartları oluşturulabilmiştir. Son olarak, yüzeylerde homojen sıcaklık dağılımının kontrolü için ısı kamera ile yüzey sıcaklık dağılımları ölçülmüştür.

Tablo 1. Sıcaklık ve nem sensörlerinin konumları (Locations of the temperature and relative humidity sensors)

Sensor	x-ekseni	y-ekseni	z-ekseni
T _{a1}	1	225	200
T _{a2}	2	225	200
T _{a3}	3	225	200
T _{a4}	4	225	200
T _{a5}	5	225	200
T _{a6}	50	225	200
T _{a7}	100	225	200
T _{a8}	200	225	200
T _{a9}	200	225	250
H ₁	5	250	200
H ₂	150	250	200
H ₃	225	250	100
H ₄	225	250	200

İstenilen hassasiyette ve istenilen çevre şartları sağlandığında ise, yoğuşturucu panele su verilmeye başlanmıştır. Yoğuşturucu panele gönderilen suyun debisi her bir deney için sabit ve 0,04 kg/sn olarak belirlenmiştir. Gönderilen su sıcaklığı ise istenilen yoğuşturucu yüzey sıcaklığının sağlanması için testlere göre değişiklik göstermiştir. Yoğuşturucu panelin yüzey sıcaklığı önemli bir parametre olduğundan yoğuşturucu panel yüzey sıcaklığı da istenilen şartlara getirildiğinde, nihai ölçümler başlatılmıştır. Tüm deneylerde, deney odasındaki tüm yüzeyler ve hava sıcaklıkları 25°C başlangıç şartlarına getirilmiştir. Yoğuşturucu yüzey sıcaklığı ve mahal içerisindeki ortalama başlangıç bağıl nem oranı değerleri değişken olarak çalışılmıştır. Yoğuşturucu yüzey sıcaklığı çığ noktası sıcaklığından düşük olduğundan, panel üzerinde yoğuşma ve buna bağlı olarak mahal içerisindeki bağıl nem değeri düşmeye başlamıştır. Yoğuşan su ise hidrofobik sıvı ile yüzeyleri kaplı toplama kanalları aracılığıyla hassas terazide toplanmıştır. Deneyler sırasında, iç hacimdeki tüm yüzey, hava sıcaklıkları ve bağıl nem oranı değerleri, yoğuşturucu panele gönderilen suyun giriş ve çıkış sıcaklıkları ve debisi, yoğuşan miktar ve çevre hacimleri sıcaklık ve nem değerleri her bir zaman adımı için ölçülmüş ve kaydedilmiştir. Ölçümler 1'er dakika aralıkla yapılmış ve tüm veriler kaydedilmiştir. Zamana bağlı veriler incelendiğinde, 30 dakikalık aralıklarda sonuçların kendi içerisinde çok fazla değişmediği tespit edilmiştir. Bu yüzden zamana bağlı ifadelerde, her 30 dakikalık aralıklardaki verilerin ortalaması alınarak hesaplamalar yapılmıştır. Testler başlangıç koşullarına göre toplamda 15-40 saat arasında sürmüştür. Test odasındaki sınır şartlarının sürekliliği ve deneysel çalışmalar öncesi yapılan diğer ön çalışmalar ref. [39]'da verilmiştir.

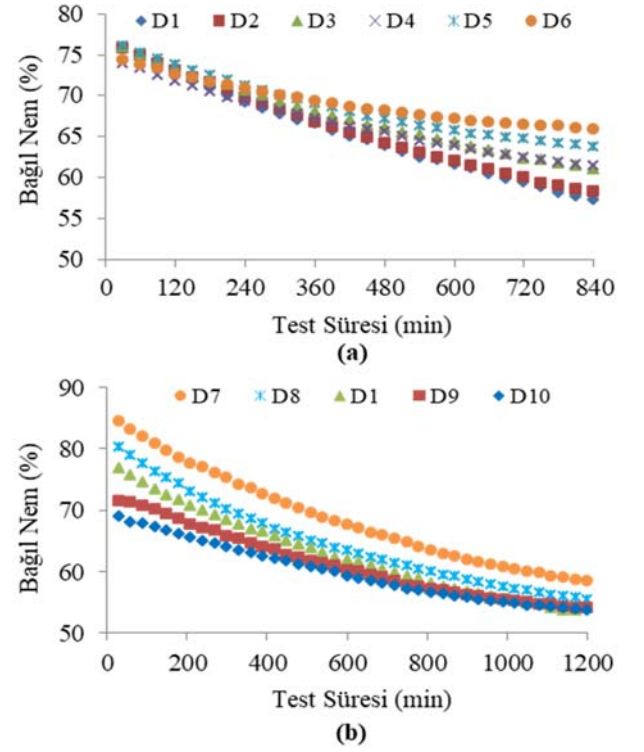
3. SONUÇLAR VE TARTIŞMALAR (RESULTS AND DISCUSSIONS)

Deneyel çalışmalarda farklı yoğuşturucu yüzey sıcaklıkları ve farklı başlangıç bağıl nem oranı koşullarına göre 10 farklı deney yapılmıştır. Yoğuşturucu yüzey sıcaklığının parametre olarak çalışıldığı deneylerde; 10,5°C, 10,9°C, 11,4°C, 12,3°C, 13°C ve 14°C ortalama yoğuşturucu yüzey sıcaklıkları çalışılmıştır. Başlangıç bağıl nem oranı parametresinin çalışıldığı deneylerde ise; %85, %80, %75, %70 ve %65 bağıl nem oranı değerleri kullanılmıştır (Tablo 2). Elde edilen ölçüm sonuçları kullanılarak mahal içerisindeki sıcaklık, nem dağılımları ve genel konfor hesaplamaları yapılmıştır. Son bölümde ise, önerilen panelin, deneyler sırasında alınan diğer ölçümler kullanılarak elde edilen, ısı performans sonuçları verilmiştir.

3.1. Mahal İçerisindeki Bağıl Nem Oranı Dağılımı (Distribution of the Relative Humidity Ratio in the Test Room)

Tüm deneylerde görülen ortak sonuç doyma sıcaklığının altında yüzey sıcaklığına sahip yoğuşturucu panel üzerinde su buharının yoğuşmasıyla mahal içerisindeki bağıl nem oranı zamanla azalmaktadır. Bu azalma başlangıçta hızlı iken, bağıl nem değerinin belli bir değerin altına düşmesiyle bağıl nemdeki düşüş miktarı da azalmıştır. Bu durumun nedenleri ise su şeklinde açıklanabilir; yoğuşan su buharı miktarı, hava içerisindeki su buharının kütle oranının azalmasıyla, zamana bağlı olarak azalmıştır. Ayrıca yoğuşturucu panel yüzeyine yakın bölgelerde kuru hava miktarının zamanla birikmesi, su buharı difüzyonuna direnç oluşturmuştur ve bu durum da zamana bağlı yoğuşmanın azalmasına neden olmuştur [39]. Yoğuşturucu panel yüzey sıcaklığının daha düşük olduğu deneylerde bağıl nem oranı düşüşü, beklendiği üzere, daha hızlı gerçekleşmiştir (Şekil 7a). Aynı panel yüzey sıcaklığı için, farklı başlangıç bağıl nem oranı değerlerine göre yapılan deneylerde ise, belli bir zamandan sonra (1200 min) bağıl nem değerlerinin aynı değerlere yaklaştığı görülmüştür (Şekil 7b). Bu durumun sebebi ise; bağıl nem oranının yüksek olduğu durumlarda, bir başka deyişle hava içerisindeki su buharı kısmi basıncının yüksek olduğu durumda, yoğuşma miktarının artmasından dolayı düşüş daha hızlı gerçekleşmiştir. Bu sonuç gösteriyor ki, mahal içerisindeki başlangıç bağıl nem oranı yüksek değerlerde olsa bile, buna bağlı yoğuşma miktarının artmasıyla, belli bir zaman içerisinde mahal içerisindeki bağıl nem oranı değeri yine de konfor seviyesine gelebilmektedir. Bu bağlamda, Deney-7 (D7) ile Deney-10 (D10) arasındaki başlangıçtaki bağıl nem oranı farkı %20

iken deneyler sonunda bu farkın yaklaşık %5'e düştüğü görülmüştür.



Şekil 7. Zamana bağlı mahal içerisindeki ortalama bağıl nem oranı değişimi
(Transient relative humidity ratio distribution in the room)

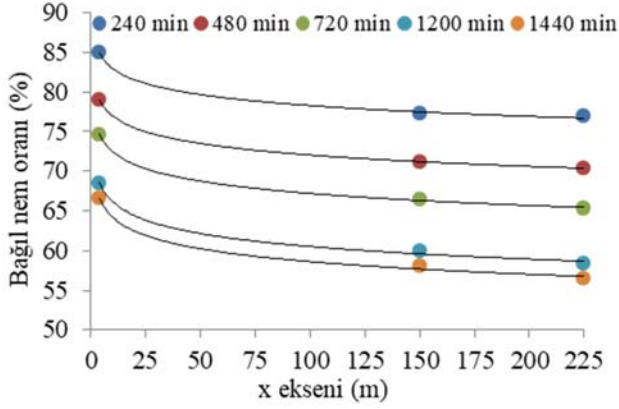
Şekil 8'de ise Deney-7 için, farklı zaman adımlarındaki yatay eksenindeki (Eksen-1) bağıl nem oranı dağılımı verilmiştir. Örneğin, 240. dakikada 5 cm'de bağıl nem oranı %84,9, 150 cm'de %77,2, 225 cm'de %76,9 olarak dağılım göstermiştir. 5-150 cm arasında su buharı kütle oranı dağılımında büyük farklılıklar oluşurken, 150 cm'den sonra yatay düzlemde bu farklar küçülmüştür (Şekil 8).

3.2. Mahal İçerisindeki Hava Sıcaklık Dağılımı (Air Temperature Distribution in the Test Room)

Yoğuşturucu panelin yüzeyine dik yatay eksenindeki sıcaklık dağılımı, Deney-1 için, Şekil 9'da verilmiştir. Tüm deneylerde görülen benzer eğilim, sıcaklık gradyanı yüzeyle 2 cm uzaklık arasında oluşmaktadır. Şekil 9a ve 9b'den de görüleceği gibi mahal diğer bölgelerinde yatayda homojen sıcaklık dağılımı elde edilmiştir.

Tablo 2. Yürütülen deneysel çalışmalar (Experimental cases)

Parametre	D1	D2	D3	D4	D5	D6	D7	D8	D9	D10
T_s (°C)	10,5	10,9	11,4	12,3	13	14	10,5	10,5	10,5	10,5
$\phi_{H,0}$ (%)	75	75	75	75	75	75	85	80	70	65
$T_{a,0}$ (°C)	25	25	25	25	25	25	25	25	25	25
$T_{sw,0}$ (°C)	25	25	25	25	25	25	25	25	25	25



Şekil 8. Deney-7 (%85) yatay ekseninde oluşan bağıl nem oranı dağılımı
(Experiment-7 (%85) relative humidity ratio distribution in the horizontal axial)

Şekil 10'da Deney-1 için Eksen-1 üzerinde farklı noktalarındaki sıcaklıkların zamana bağlı olarak değişimi verilmiştir. Sonuçlardan da görüldüğü üzere, mahal içerisindeki sıcaklık değerleri tüm noktalarda zamanla azalmıştır. Yoğuşturucu panel üzerinde gerçekleşen duyulur ve gizli ısı transferi ile mahal içerisinde belli miktarda soğutma etkisi oluşturmuştur. Yoğuşturucu panel yüzeyi ile mahal içerisindeki hava arasındaki eş zamanlı ısı-kütle geçişi

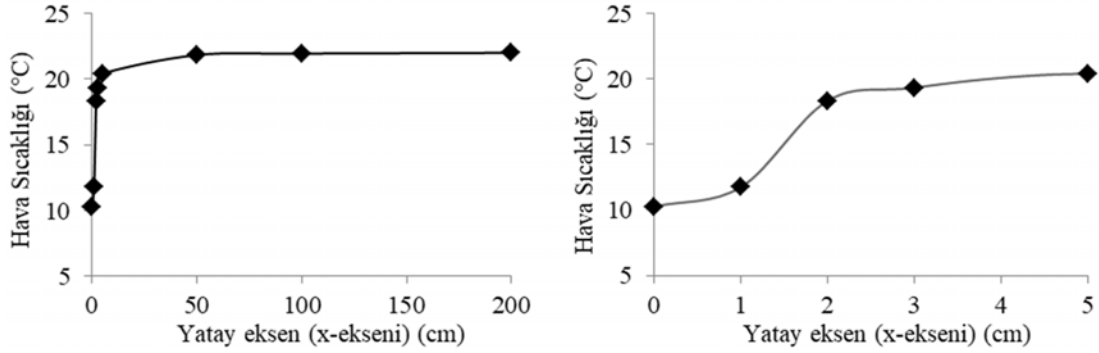
incelemesi detaylı olarak ref. [38]'de verilmiştir. Hava sıcaklığı ölçümü alınan yüzeye en yakın nokta noktadaki sıcaklık düşüşü, beklendiği üzere, diğer noktalara göre daha hızlı gerçekleşmiştir. Düşüşün yaşandığı ilk 400 dakikada 1 cm mesafede düşüş, yaklaşık 4°C olurken, bu değer mahalın ortası olan 200 cm mesafede 2°C olarak gerçekleşmiştir. Sistemin dengeye gelmesinden sonra, mahal içerisindeki sıcaklıklar çok fazla değişim göstermemiştir.

3.3. Genel Isıl Konfor İncelemesi (Thermal Comfort Examination)

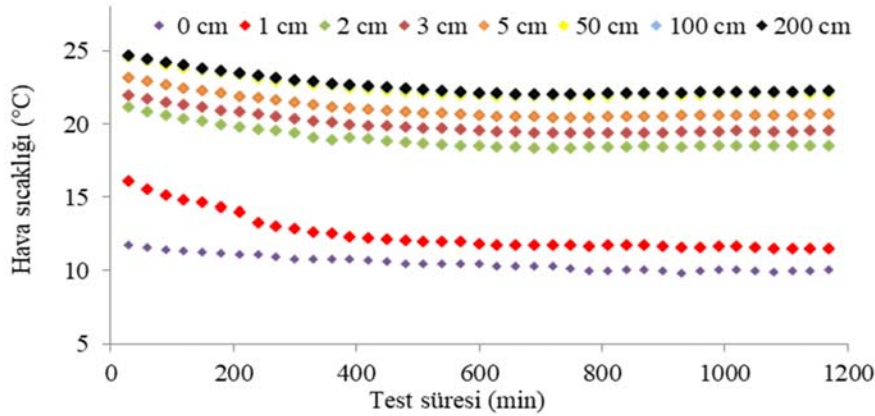
Bu bölümde, yapılan deneysel çalışmaların sonuçları kullanılarak mahal içerisindeki genel ısıl konfor şartları incelenmiştir. Genel konfor hesaplamalarında Fanger [45]'in konfor teorisi kullanılmıştır. Genel konfor teorisi dışında ısıl konforun diğer bir ölçüsü ise yerel konfordur. Yerel konfor parametreleri; ışınım sıcaklık asimetrisi, hava akımı, düşey yöndeki hava sıcaklık farkı ve zemin yüzey sıcaklığıdır. Bu çalışmada yerel konfor parametreleri incelenmemiştir. Bu çalışmadaki ısıl konfor incelemeleri ISO 7730 [46] standartlarının belirlediği kriterler dikkate alınarak yapılmıştır.

3.3.1. Genel ısıl konfor teorisi (Thermal comfort theory)

Isıl konfor, ısıl ortamdan duyulan memnuniyeti belirten bir kavram olarak tanımlanmaktadır [47]. Bireysel konforun



Şekil 9. Deney-1 yatay yöndeki hava sıcaklık dağılımı (Experiment-1 air temperature distribution in the horizontal axial)



Şekil 10. Deney-1 mahal içerisinde zamana bağlı hava sıcaklığı değişimi
(Experiment-1 transient air temperature distribution in the room)

sağlanması fiziksel, fizyolojik, psikolojik ve diğer faktörlerden etkilenen bir süreçtir. Fanger [45], psikolojik teori ile istatistiksel verileri birleştirmiş ve ısı duyarlılığı öngören bir matematiksel model geliştirmiştir. Fanger [45]'e göre aktivite hızı, giysi, ortamın hava sıcaklığı, ortalama ışınimsal sıcaklık, hava hızı ve bağıl nem gibi altı konfor değişkeni, konfor şartlarını belirlemek için kullanılan *PMV* (Predicted Mean Vote) göstergesini meydana getirmektedir. Fanger [45], *PMV* göstergesini standart bir ölçüğe göre (Tablo 3) ısı ortam değişkenlerinin (hava sıcaklığı, bağıl nem, hava hızı, ortalama ışınimsal sıcaklık) ve kişisel değişkenlerin (aktivite hızı ve giysi) herhangi bir kombinasyonunun kalabalık bir insan grubu üzerindeki etkisini oylama yoluyla tespit eden bir parametre olarak tanımlamaktadır.

Tablo 3. Isıl konfor cetveli (Thermal comfort scale) [47, 48]

	İnsanlar üzerindeki etki
+3	Sıcak
+2	Ilık
+1	Hafif ılık
0	Denge (Nötr)
-1	Hafif serin
-2	Serin
-3	Soğuk

PMV değeri; aktivite hızı, giysi yalıtımı, ortam hava sıcaklığı, ortalama ışınım sıcaklık, hava hızı ve bağıl nemin farklı birleşimi için Eş. 1 kullanılarak hesaplanabilmektedir [45].

$$PMV = \left(\begin{array}{c} 0,303 \\ e^{-0,036M} \\ +0,028 \end{array} \right) \left[\begin{array}{c} (M-W)-3,05 \cdot 10^{-3} \left\{ \frac{5733-6,99}{(M-W)-P_a} \right\} \\ -0,42 \{ (M-W)-58,15 \} - 1,7 \cdot 10^{-5} \\ M \cdot (5867-P_a) \\ -0,0014 \cdot M \cdot (34-T_a) - 3,96 \cdot 10^{-8} \\ f_{cl} \left\{ \begin{array}{c} (T_{cl}+273)^4 \\ (T_{mrt}+273)^4 \end{array} \right\} \\ -f_{cl} \cdot h \cdot (T_{cl}-T_a) \end{array} \right] \quad (1)$$

Burada T_{cl} , h ve f_{cl} terimleri sırasıyla Eş. 2, Eş. 3 ve Eş. 4 ile hesaplanır. Eş. 2 ve Eş. 3 iterasyon ile çözülmektedir [38].

$$T_{cl} = \left(\begin{array}{c} 35,7-0,028 \\ (M-W)-I_{cl} \end{array} \right) \left[\begin{array}{c} 3,96 \cdot 10^{-8} + f_{cl} \left\{ \begin{array}{c} (T_{cl}+273)^4 \\ (T_{mrt}+273)^4 \end{array} \right\} \\ + f_{cl} \cdot h \cdot (T_{cl}-T_a) \end{array} \right] \quad (2)$$

$$h = \left\{ \begin{array}{c} 2,38 |T_{cl}-T_a|^{0,25} \leq 2,38 |T_{cl}-T_a|^{0,25} \\ > 12,1 \sqrt{V_{ar}} \\ 12,1 \sqrt{V_{ar}} \leq 2,38 |T_{cl}-T_a|^{0,25} \\ < 12,1 \sqrt{V_{ar}} \end{array} \right\} \quad (3)$$

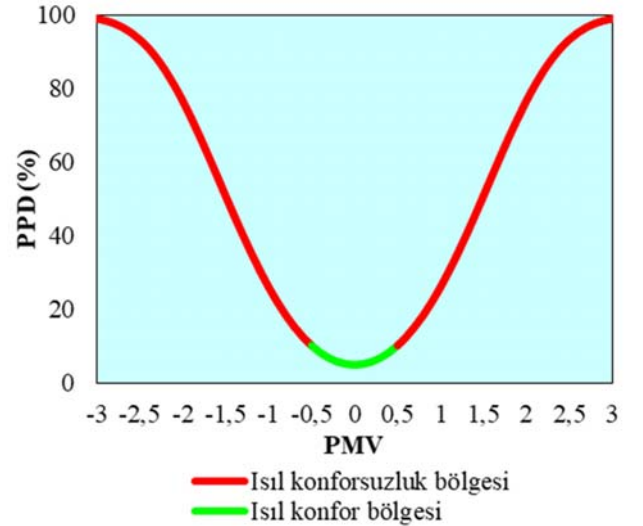
$$f_{cl} = \left\{ \begin{array}{c} 1+1,29I_{cl} \Leftrightarrow I_{cl} \leq 0,078 \text{ m}^2\text{K/W} \\ 1,05+0,645I_{cl} \Leftrightarrow I_{cl} > 0,078 \text{ m}^2\text{K/W} \end{array} \right\} \quad (4)$$

Yukarıdaki denklemlerde; *PMV* = Tahmin edilen ortalama oy, *PDD* = Tahmin edilen konforsuzluk oranı (%), M = Metabolizma (W/m^2), W = dış iş, I_{cl} = Giysilerin ısı direnci, f_{cl} = Giysili vücut yüzeyinin giysisiz vücut yüzeyine oranı, T_a = Hava sıcaklığı ($^{\circ}\text{C}$), T_{mrt} = Ortalama ışınım sıcaklık, ($^{\circ}\text{C}$), V_{ar} = Hava hızı (m/s), P_a = su buharı kısmi basıncı, h = Isı taşınım katsayısı ($\text{W/m}^2\cdot\text{K}$), T_{cl} = Giysilerin yüzey sıcaklığı ($^{\circ}\text{C}$).

PPD (Percentage of Dissatisfied) göstergesi, elde edilen *PMV* değerini kullanarak ısı konfor memnuniyetsizlik durumunu tahmin etmek için kullanılmaktadır. Hesaplanan *PMV* değeri kullanılarak Eş. 5 yardımıyla *PPD* hesaplanır [45].

$$PPD = 100 - 95 \exp \left(-0,03353 PMV^4 - 0,2179 PMV^2 \right) \quad (5)$$

Yukarıda belirtilen genel ısı konfor ifadesini etkileyen parametreler, ısı ortam değişkenleri ve kişisel değişkenler olarak ikiye ayrılabilir. Kapalı bir ortamda, ısı konforu etkileyen ortam değişkenleri; hava sıcaklığı, ortalama ışınım sıcaklığı, hava hızı ve havanın nemliliğidir [45, 46]. Isıl konforu etkileyen kişisel değişkenler ise aktivite düzeyi ve giysi türüdür [47]. Eş. 1-5 çözüldüğünde *PPD* ile *PMV* arasındaki ilişki elde edilir (Şekil 11). Şekilde, ASHRAE 55 [48] ve ISO 7730 [46], standartlarına göre (hafif aktivite yapan bir kişiye göre) ısı konforun sağlandığı bölge yeşil kısım, ısı konforsuz bölge ise kırmızı ile gösterilmiştir. İdeal ısı konfor durumu, *PMV* değeri sıfır olduğunda yani denge durumu olduğunda sağlanır. Şekilde; 0,5 - 1 arası hafif ılık, 1-2 arası ılık, (-0,5) - (-1) arası hafif serin, (-1) - (-2) arası serin hissedilen bölgeler olarak ifade edilebilir [47].



Şekil 11. Genel ısı konfor kriterlerine bağlı olarak *PMV*-*PDD* ilişkisi (*PMV*-*PDD* dependency based on the general thermal comfort criteria)

3.3.2. Isıl konfor sonuçları (Thermal comfort results)

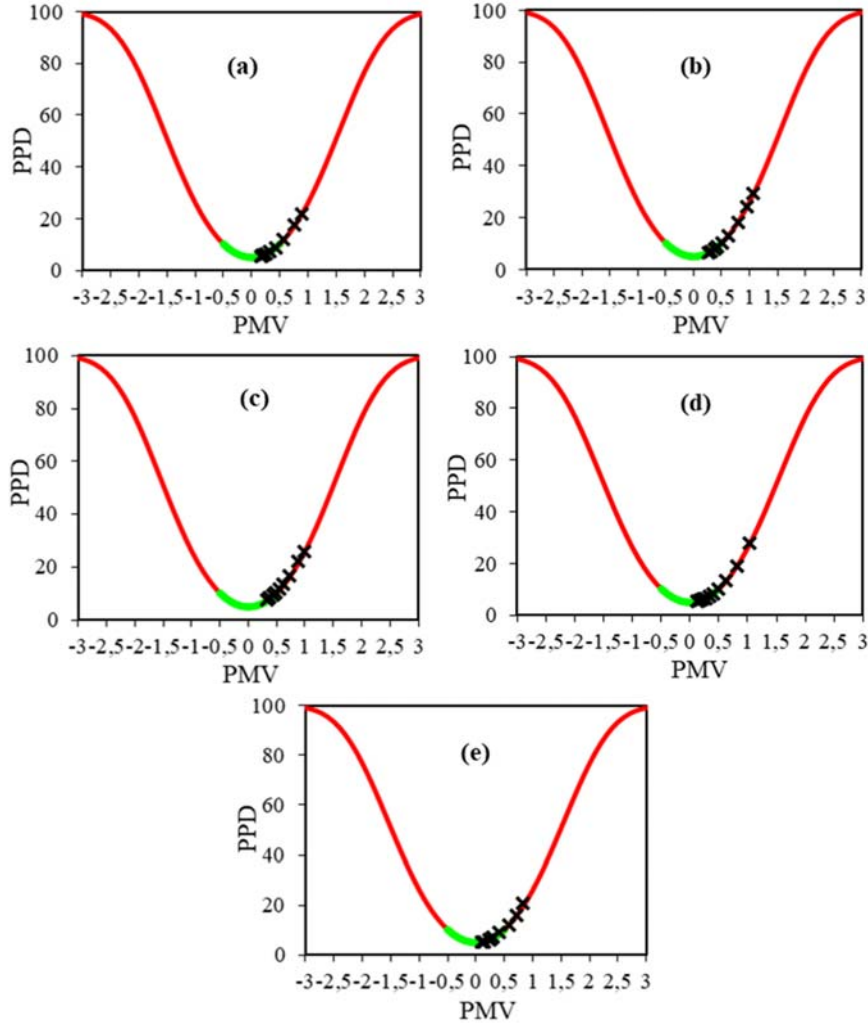
Yukarıda verilen hesaplama yöntemi kullanılarak zamana bağlı *PMV* ve *PDD* değerleri ve deney odasında, genel

konfor şartlarının ölçütü olan *PMV* dağılımı/değişimi incelenmiştir. *PMV* değerinin hesabında, mahalın orta kısımlarından ölçülen ortalama hava sıcaklıkları (T_a), ortalama ışınımsal sıcaklık (T_{mrt}), bağıl nem değeri (H_3 , H_4) ve sayısal çalışmalardan hesaplanan hava hızı (V_{ar}) değerleri kullanılarak hesaplamalar yapılmıştır (Deneylerin her biri için yürütülen sayısal çalışmalarda hava hızı ortalama 0,05 m/s olarak hesaplanmıştır. Bu yüzden hava hızı sabit ve 0,05 m/s olarak kabul edilmiştir). Sayısal çalışmaların sonuçları ref. [39]'de verilmiştir. Zamana bağlı hesaplamalarda, deneysel yöntemlerde de belirtildiği gibi 30 dakikalık verilerin ortalamaları kullanılmıştır. Her 30 dakikalık verinin ortalaması, tek bir ortalama ölçüm noktası olarak grafiklerde gösterilmiştir. Hesaplamalarda giysi yalıtım değeri 1 clo = 0,155 W/m²·K, birey aktivite hızı ise met = 1,2 (rahat ayakta durma pozisyonu) kabul edilmiştir. *PMV* eşitliğinde kullanılan değişken büyüklükler ve elde edilen sonuçlar Tablo 4'de verilmiştir: Şekil 12'de Deney-1, Deney-3, Deney-6, Deney-7, Deney-10, için zamana bağlı *PMV* değişimi verilmiştir. Deney-1'de; 30. dakikada *PMV* değeri

0,89 iken 360. dakikadan itibaren ortamdaki bağıl nem oranı değerinin azalması ve hava sıcaklığının düşmesiyle ısı konfor şartlarına ulaşılmıştır. 360-1200 dakikalığı arasında *PMV* değeri çok değişmezken, 1200. dakikada *PMV*'nin 0,17 değerine gelmesiyle ideal ısı denge durumuna yaklaşmıştır. Deney başlangıcında sıcaklık yaklaşık 25°C iken, deneyler sonunda sıcaklık 22°C'ye düşmüştür. Aynı şekilde bağıl nem oranı değeri de %75'den %53,5'e düşmüştür. Deney-3'de; 30. dakikada *PMV* değeri 1,07 iken 480. dakikadan itibaren ortamdaki bağıl nem oranı değerinin azalması ve hava sıcaklığının düşmesiyle ısı konfor şartlarına ulaşılmıştır. 480-1200 dakikalığı arasında *PMV* değeri çok değişmezken, 1200. dakikada *PMV*'nin 0,27 değerine gelmesiyle ideal ısı denge durumuna yaklaşmıştır. Deney başlangıcında sıcaklık yaklaşık 25,5°C iken, deneyler sonunda sıcaklık 22,2°C'ye düşmüştür. Aynı şekilde bağıl nem değeri de %73,5'den %59,8'e düşmüştür. Deney-6'da; 30. dakikada *PMV* değeri 0,99 iken 600. dakikadan itibaren ortamdaki bağıl nem değerinin azalması ve hava sıcaklığının düşmesiyle ısı konfor şartlarına

Tablo 4. *PMV* eşitliğinde kullanılan değişken büyüklükler ve elde edilen sonuçlar
(Variable parameters were used in the *PMV* equation)

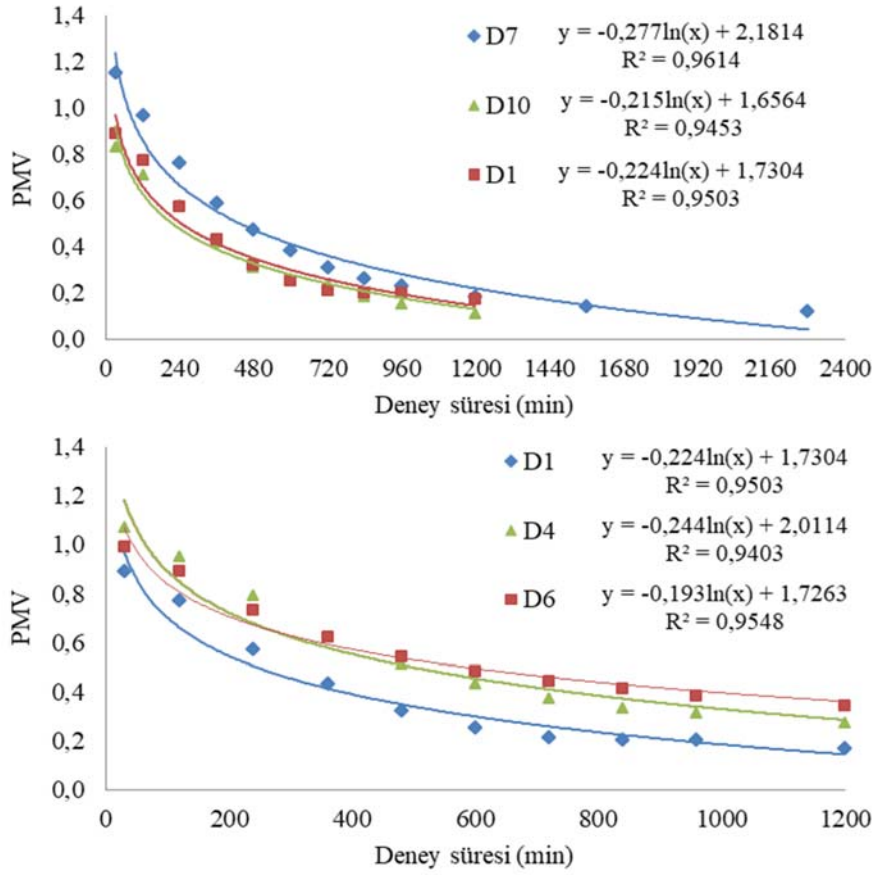
Süre (min)	DENEY-1		DENEY- 3						DENEY- 6						
	T_{air}	T_{mrt}	H	<i>PMV</i>	PDD	T_{air}	T_{mrt}	H	<i>PMV</i>	PDD	T_{air}	T_{mrt}	H	<i>PMV</i>	PDD
30	24,6	24,5	75,1	0,89	21,7	25,4	25,2	73,5	1,07	29,2	25,0	24,9	74,1	0,99	25,7
120	24,1	24,0	72,9	0,77	17,5	24,9	24,8	72,0	0,95	24,0	24,6	24,5	73,0	0,89	21,7
240	23,3	23,3	69,5	0,57	11,8	24,2	24,4	69,5	0,79	18,2	24,0	23,9	71,1	0,73	16,2
360	22,8	22,7	66,7	0,43	8,9	23,6	23,5	67,4	0,62	13,0	23,6	23,5	69,6	0,62	13,1
480	22,4	22,3	64,1	0,32	7,1	23,2	23,1	65,6	0,51	10,4	23,3	23,2	68,3	0,54	11,1
600	22,1	22,1	61,7	0,25	6,3	22,9	22,8	63,9	0,43	8,9	23,0	22,9	67,3	0,48	9,8
720	22,1	21,9	59,2	0,21	5,9	22,7	22,6	62,4	0,37	7,8	22,9	22,8	66,6	0,44	9,0
840	22,1	22,0	57,4	0,20	5,8	22,5	22,4	61,4	0,33	7,3	22,7	22,6	65,9	0,41	8,5
960	22,1	22,1	55,7	0,20	5,8	22,4	22,3	60,9	0,31	7,0	22,7	22,6	65,4	0,38	8,0
1200	22,0	22,0	53,5	0,17	5,6	22,3	22,2	59,8	0,27	6,5	22,5	22,4	64,2	0,34	7,4
Süre (min)	DENEY-7					DENEY- 10									
	T_{air}	T_{mrt}	H	<i>PMV</i>	PDD	T_{air}	T_{mrt}	H	<i>PMV</i>	PDD					
30	25,4	25,3	84,7	1,15	32,8	24,8	24,7	68,5	0,83	20,6					
120	24,7	24,6	81,3	0,97	24,9	24,6	24,5	67,3	0,71	16,0					
240	23,9	23,8	77,7	0,76	17,2	23,4	23,3	65,2	0,58	12,0					
360	23,3	23,2	73,4	0,59	12,3	22,8	23,2	63,2	0,42	9,2					
480	22,9	22,8	70,7	0,47	9,6	22,3	22,8	61,5	0,31	7,7					
600	22,6	22,5	67,9	0,38	8,0	22,1	22,4	59,6	0,25	6,3					
720	22,4	22,2	65,5	0,31	7,0	22,0	22,4	58,6	0,23	6,1					
840	22,2	22,1	63,2	0,26	6,4	22,0	21,9	57,6	0,18	5,3					
960	22,1	22,0	61,3	0,23	6,1	21,9	21,8	56,3	0,15	5,2					
1200	22,0	21,8	58,5	0,18	5,7	21,9	21,7	54,9	0,11	5,1					
1560	21,9	21,7	55,8	0,14	5,4	-	-	-	-	-					
2280	21,8	21,7	53,4	0,12	5,3	-	-	-	-	-					



Şekil 12. Zamana bağlı PMV - PPD değişimi a) Dene-1 b) Dene-3 c) Dene-6 d) Dene-7 e) Dene-10
(Time dependent PMV - PPD trends a) Experiment-1 b) Experiment-3 c) Experiment-6 d) Experiment-7 e) Experiment-10

ulaşmıştır. 1200. dakikada PMV 'nin değeri 0,34 olmuştur. Dene başlangıcında sıcaklık yaklaşık $25^{\circ}C$ iken, deneyler sonunda sıcaklık $22,5^{\circ}C$ 'ye düşmüştür. Aynı şekilde bağıl nem değeri de %74,1'den %64,2'e düşmüştür. Deneyler tamamlandığında ısı konfor şartları sağlanmış olsa da bağıl nem değeri konfor bandının dışına çıkmıştır. Dene-7'de; 30. dakikada PMV değeri 1,15 iken 480. dakikadan itibaren ortamdaki bağıl nem değerinin azalması ve hava sıcaklığının düşmesiyle ısı konfor şartlarına ulaşılmıştır. 1200. dakikada PMV değeri 0,18, 2280. dakikada ise 0,12 olarak olmuştur. Dene başlangıcında sıcaklık yaklaşık $25,4^{\circ}C$ iken, deneyler sonunda sıcaklık $21,8^{\circ}C$ 'ye düşmüştür. Aynı şekilde bağıl nem oranı değeri de yaklaşık %84,7'den %53,4'e düşmüştür. Dene-10'da; 30. dakikada PMV değeri 0,83 iken 360. dakikadan itibaren ortamdaki bağıl nem oranı değerinin azalması ve hava sıcaklığının düşmesiyle ısı konfor şartlarına ulaşılmıştır. 1200. dakikada PMV değeri denge durumuna yaklaşarak 0,11 olmuştur. Dene başlangıcında sıcaklık yaklaşık $24,8^{\circ}C$ iken, deneyler sonunda sıcaklık $21,9^{\circ}C$ 'ye düşmüştür. Aynı şekilde bağıl nem oranı değeri

de %68,5'den %54,9'a düşmüştür. Şekil 13a'da farklı başlangıç bağıl nem oranı değerlerinin çalışıldığı deneylerdeki zamana bağlı olarak PMV değişimleri verilmiştir. Deneylerde, PMV değeri zamanla logaritmik olarak azalmıştır. Bu şekilde logaritmik eğilim göstermesinin nedeni yoğunlaşma akısının [39] ve buna bağlı olarak bağıl nem oranı değerinin de zamana bağlı logaritmik olarak azalmasıdır. Çünkü yoğunlaşma ile beraber ısı konforun en önemli değişkenleri olan hem hava sıcaklığı hem de bağıl nem oranı düşmektedir. Dene-1'de; 480-840 dakikaları arasında, ortalama yüzey sıcaklığı $10,6^{\circ}C$, hava sıcaklığı $22,5^{\circ}C$, bağıl nem oranı değeri %67 iken saatlik PMV değişimi $-0,025$ PMV /saattir. Bu değişim Dene-7 ve Dene-10'da sırasıyla 0,035 ve 0,02'dir. Her üç deneydeki PMV değeri 1200 dakikadan sonra birbirine çok yaklaşmaktadır. Mahal içerisindeki bağıl nemin yüksek olduğu durumda, yoğunlaşma akısı arttığından ısı konfor sınırına gelme süresi de hızlanmaktadır. Başlangıç bağıl nem değerinin %60 olduğu durumda 1200. dakikada PMV değeri 0,11 iken, %85 bağıl nem durumunda bu değer 0,18'dir.



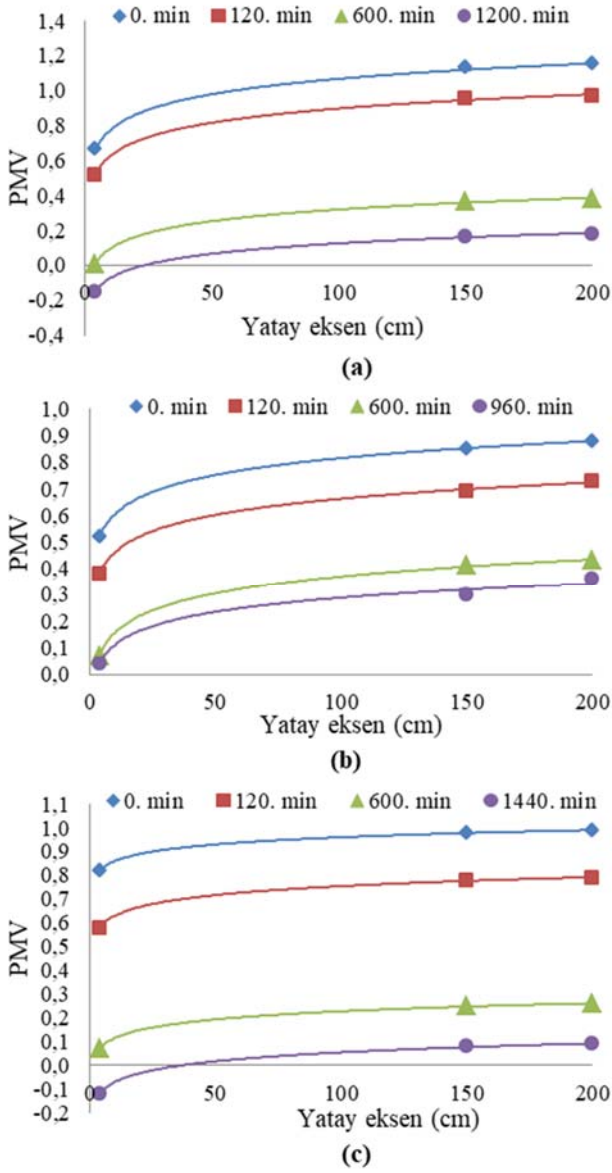
Şekil 13. Zamana bağlı PMV değişim kıyaslaması (Time dependent PMV comparisons)

Dolayısıyla, farklı bağıl nem değerine sahip hacimlerde ısıl konfora erişme süresi, bağıl nem oranı değerine göre çok fazla değişmemektedir. Mahal içerisinde bağıl nemin artmasıyla, daha genel bir ifadeyle yoğuşma potansiyelinin artmasıyla, yoğuşturucu panel üzerinde de yoğuşma artacak ve yoğuşturucu panel belli bir süre sonra (~480 min) ortamı her durumda ısıl konfor şartlarına getirecektir. Deneysel süre uzun olan Deneysel-7 sonuçlarına baktığımızda ise, 1200. dakikadan sonra *PMV* değeri çok fazla değişmemiştir. Bu durum da gösteriyor ki; yoğuşturucu panelin ısıl konfora olan etkisi, ağırlıklı olarak ilk 240 dakikada olmaktadır. Şekil 13b’de farklı Yoğuşturucu panel yüzey sıcaklıklarının çalışıldığı deneylerdeki, *PMV* değişimi görülmektedir. Beklendiği üzere panel yüzey sıcaklığı düştüğünde yoğuşma akısının artmasına bağlı olarak, ısıl konfor şartlarına ulaşma süresi de hızlanmaktadır.

Şekil 14a’da, Deneysel-2 şartlarında belli zaman aralıklarındaki yatay yöndeki *PMV* dağılımları görülmektedir. Başlangıç şartlarında mahal içerisindeki her noktada ısıl konfor şartları görülmezken, 120. dakikada sadece 4 cm mesafede ısıl konfor şartları sağlandığı görüldü. Fakat 600 ve 960. dakikalarda ise mahal içerisindeki her noktada ısıl konfor şartlarının sağlandığı görülmektedir. Panele en yakın noktada ısıl konfor şartlarının daha iyi olmasının nedeni; o bölgede bağıl nem oranı değerinin yüksek olmasına rağmen,

mahal içerisindeki diğer noktalara göre daha düşük hava sıcaklık değerinin olmasıdır. Bu duruma göre, hava sıcaklığının bağıl nem oranına göre, ısıl konfor üzerindeki etkisinin daha fazla olduğu söylenebilir. 120. dakikada, 4 cm mesafede; hava sıcaklığı 21,1°C bağıl nem oranı değeri %82,9 iken, 150 cm mesafede; hava sıcaklığı 23,8°C bağıl nem oranı değeri %71,7, 200 cm mesafede; hava sıcaklığı 24,1°C bağıl nem oranı değeri %72,2’dir. Benzer sonuçlar Deneysel-7 için Şekil 14b’de görülmektedir. 600. dakikadan sonra mahalın her bölgesinde ısıl konfor şartları sağlanmıştır.

Bu dakikada 4 cm mesafede; hava sıcaklığı 19,5°C bağıl nem oranı değeri %77 iken, 150 cm mesafede; hava sıcaklığı 22,4°C bağıl nem oranı değeri %68,8, 200 cm mesafede; hava sıcaklığı 22,9°C bağıl nem oranı değeri %67,9’dir. 1200. dakikada 4 cm mesafede hava sıcaklığı 19,2°C’ye kadar düştüğünden *PMV* -0,15’e kadar düşmüştür. Bu deneyde yüksek bağıl nem ve yüksek yoğuşma akısından kaynaklanan yatay yönde su buharı kütle oranı dağılım aralığı daha geniştir. Örneğin; 120. dakikada 4 cm mesafede *PMV* değeri 0,52 iken, 200 cm mesafede bu değer 0,97’dir. Şekil 14c’de Deneysel-9 için ısıl konfor dağılım sonuçları görülmektedir. Bu deneyde yatay yönde çok fazla nem değişimi oluşmadığından yatay yönde *PMV* dağılımları diğer deneylere kıyasla çok farklılık göstermemiştir.



Şekil 14. Yatay eksendeki PMV dağılımı a) Deney-2 b) Deney-7 c) Deney-9
(PMV distributions in the horizontal axial a) Experiment-2 b) Experiment-7 c) Experiment-9)

4. SONUÇLAR (CONCLUSIONS)

Bu çalışmada, ışıınım esaslı soğutma sistemleriyle bütünleşmiş olarak çalışabilecek nem alıcı yoğuşturucu panel üzerine çalışmalar yürütülmüştür. Yoğuşturucu panel ile mahal içerisindeki su buharının yoğuşturulmasıyla ışıınım soğutma panelleri üzerinde muhtemel yoğuşmanın önlenmesi ve mahal içerisindeki ısı konfor şartlarının iyileştirilmesi hedeflenmiştir. Bu bağlamda sıcaklık ve bağıl nem değerleri hassas olarak kontrol edilebilen iklimlendirme laboratuvarında deneysel çalışmalar yürütülmüştür. Deneysel çalışmalarda mahal içerisindeki zamana bağıl olarak sıcaklık, nem dağılımları ölçülmüştür. Yapılan deneysel çalışmalardan elde edilen veriler kullanılarak,

deneilerin yapıldığı mahal içerisindeki genel ısı konfor şartları değerlendirilmiştir. Genel konfor hesaplamalarında Fanger [45]'in konfor teorisi kullanılmıştır. Tüm deneylerde, kullanılan yoğuşturucu panel ile başlangıçta ısı konforsuzluk şartlarında olan deney odasında, belli süre sonra ısı konfor şartları sağlanmıştır. Panel yüzey sıcaklığı 10,5°C ve mahal içerisinde başlangıç bağıl nem oranı değerinin yaklaşık %75 olduğu şartlarda ısı konfor şartları sadece panel ile 360 dakikada sağlanabilmiştir. ısı konfor şartlarına ulaşma süresi mahal içerisindeki başlangıç *PMV* değerine ve panelin nem alma kapasitesine bağıl değişim göstermiştir. Tüm deneylerde *PMV* değeri zamana bağıl olarak logaritmik azalmıştır. Bu şekilde logaritmik eğilim göstermesinin nedeni, yoğuşma akısının da zamana bağıl olarak logaritmik eğilim göstermesidir. Çünkü yoğuşma ile beraber hem hava sıcaklığı hem de bağıl nem değerleri düşmüştür. Yoğuşturucu panelin en etkin olduğu dönemin devreye girmesinden sonra ilk 30 min olduğu görülmüştür. Yoğuşma ile mahal içerisindeki sıcaklık ve bağıl nem değerinin zamana bağıl olarak düşmesi, diğeri bir deyişle, hava içerisindeki su buharının kütle oranının zamanla azalmasıyla *PMV*'deki değişim de azalmıştır. Farklı başlangıç bağıl nem oranı şartlarına sahip deneylerde, başlangıçta *PMV* değerlerindeki fark fazla iken, konfor durumunun sağlandığı zaman aralıklarında *PMV* değerleri arasındaki farklar azalmıştır. Dolayısıyla, farklı bağıl nem yüküne sahip hacimlerde ısı konfora erişme süresi, bağıl nem oranı değerine göre çok fazla değişmeyecektir. Mahal içerisinde bağıl nemin artmasıyla, daha genel bir ifadeyle yoğuşma potansiyelinin artmasıyla yoğuşturucu panel üzerinde de yoğuşma artacak ve yoğuşturucu panel belli süre sonra (~480 min) ortamı her durumda ısı konfor şartlarına getirecektir. Ayrıca, farklı yoğuşturucu panel yüzeyi sıcaklığının ısı konfora etkisinin incelediği deney sonuçları gösteriyor ki; yüzey sıcaklığının düşmesi ısı konforu sağlanma süresini etkilemektedir. Örneğin, Deney-1'de 30 min sonunda, *PMV* değeri 0,89 iken bu değer Deney-3'de 1,07 olmuştur. Önerilen yoğuşturucu panelin mahal içerisindeki gizli ısı yükünü karşılamasının dışında, belli bir miktar soğutma ile duyulur ısı gerçekleştirildiği de görülmüştür. Örneğin Deney-1'de, 400 min süre sonunda mahalın orta noktasındaki sıcaklığın yaklaşık 2°C düştüğü gözlemlenmiştir.

Özetle, tüm sonuçlar incelendiğinde, çalışılan deney şartlarında panel yüzey sıcaklığının, çiy noktası sıcaklığının altında olması durumunda yaklaşık 480 min içerisinde mahalın ısı konfor şartlarına getirebileceği görülmüştür. Sonuçlar gösteriyor ki, yoğun nem yükünün olduğu durumlarda ısı konfor şartlarının sağlanabilmesi için geniş panel yüzeylerine ihtiyaç olacaktır. Mahal içerisinde insanlardan ve diğeri kaynaklardan olacak nem üretimi de dikkate alındığında, bu boyutlarda bir panel tek başına, kısa surede, mahali ideal ısı konfor şartlarına getirmeye yetmeyecektir. Fakat ışıınım soğutma sistemlerinde en çok görülen problem olan yoğuşma problemine çözüm getirebilecektir. Yoğuşturucu panelin ilk 30 dakikadaki performansı göz önüne alınırsa, ışıınım panellerinde oluşabilecek muhtemel yoğuşma riskini bazı durumlarda

ortadan kaldırırken, bazı durumlarda azaltmaya katkıda bulunacaktır. Bu konuda gelecek çalışmalar, mahal içerisinde nem alma amaçlı böyle bir panelin uygulamaya nasıl geçirileceği ve ışınım soğutma sistemlerine nasıl entegre edileceği konusu üzerine yoğunlaşmalıdır. Bu bağlamda ışınım soğutma panelleriyle nem üretiminin de olduğu gerçek şartlarda deneysel çalışmalar yürütülebilir. Ayrıca, bu tarz bir panele fan entegre ederek, yoğunlaşma ve ısı transfer kapasitesi artırılabilir ve bu şekilde daha iyi bir çözüm üzerine çalışmalar yürütülebilir.

TEŞEKKÜR (ACKNOWLEDGEMENT)

Bu çalışma TÜBİTAK ARDEB-3001 kapsamında 213M199 numaralı ve "Işınım Soğutma Sistemlerinde Nemin Pasif ve Ekonomik Bir Şekilde Kontrol Edilmesi ve Pencerenin Isıl Konfor Üzerindeki Olumsuz Etkisini Ortadan Kaldıracak Yenilikçi Çözümün Sayısal ve Deneysel Olarak İncelenmesi" başlıklı proje ile desteklenmiştir. Bu çalışmaya olanak sağlayan TÜBİTAK'a teşekkür ederim.

KAYNAKLAR (REFERENCES)

1. Ulukavak Harputlugil G., Harputlugil T., A research on occupant behaviour pattern of dwellings in the context of environmental comfort and energy saving, *Journal of the Faculty of Engineering and Architecture of Gazi University*, 31 (3), 695-708, 2016.
2. Güğül G.N., Köksal M.A., Economic evaluation of the methods used to reduce energy consumption of an independent house, *Journal of the Faculty of Engineering and Architecture of Gazi University* (2018), <https://doi.or./10.17341/gazimmfd.416483>.
3. Rhee K.N., Olesen B.W., Kim K.W., Ten questions about radiant heating and cooling systems, *Building and Environment* 112, 367-381, 2017.
4. Koca A., Çetin G., Experimental investigation on the heat transfer coefficients of radiant heating systems: Wall, ceiling and wall-ceiling integration, *Energy and Buildings*, 148, 311-326, 2017.
5. Cholewa T., Anasiewicz R., Siuta-Olcha A., Skwarczynski M.A., On the heat transfer coefficients between heated/cooled radiant ceiling and room, *Applied Thermal Engineering*, 117, 76-84, 2017.
6. Kim M.K., Liu J., Cao S.J., Energy analysis of a hybrid radiant cooling system under hot and humid climates: A case study at Shanghai in China, *Building and Environment*, 137, 208-214, 2018.
7. Karmann C., Schiavon S., Bauman F., Thermal comfort in buildings using radiant vs. all-air systems: A critical literature review, *Building and Environment*, 111, 123-131, 2017.
8. Rhee K.N., Kim K.W., A 50 year review of basic and applied research in radiant heating and cooling systems for the built environment, *Building and Environment*, 91, 166-190, 2015.
9. Koca A., Gemici Z., Topacoglu Y., Cetin G., Acet R.C., Kanbur B.B., Experimental investigation of heat transfer coefficients between hydronic radiant heated wall and room, *Energy and Buildings*, 82, 211-221, 2014.
10. Acikgoz O., Cebi A., Celen A., Dalkilic A., Koca A., Cetin G., Gemici Z., Wongwises S., A Novel ANN-Based Approach to Estimate Heat Transfer Coefficients in Radiant Wall Heating Systems, *Energy and Buildings*, 144, 401- 415, 2017.
11. Koca A., Gemici Z., Bedir K., Thermal comfort analysis of novel low exergy radiant heating cooling system and energy saving potential comparing to conventional systems, *Progress in Exergy, Energy and Environment*, Cilt 1, Editor: Ibrahim Dincer, Springer International Publishing, Switzerland, 38, 435-445, 2014.
12. Erikci Çelik S.N., Zorer Gedik G., Parlakyildiz B., Koca A., Çetin M.G., Gemici Z., The performance evaluation of the modular design of hybrid wall with surface heating and cooling system, *A/Z ITU Journal of the Faculty of Architecture*, 13 (12), 31-37, 2016. (DOI: 10.5505/ituja.2016.48658)
13. Kanbur B.B., Atayılmaz S.O., Koca A., Gemici Z., Teke İ., Işınım ısıtma panellerinde açığa çıkan ısı akılarının sayısal olarak incelenmesi, 19. Ulusal Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi, Samsun, 1498-1502, 9-12 Eylül, 2013.
14. Koca A., Gemici Z., Topaçoğlu Y., Çetin G., Acet R.C., Kanbur B.B., Işınım ısıtma ve soğutma sistemlerinin ısı konfor analizleri, 11. Ulusal tesisat mühendisliği kongresi, İzmir, 2025-2042, 17-20 Nisan, 2013.
15. Cholewa T., Anasiewicz R., Siuta-Olcha A., Skwarczynski A., On the heat transfer coefficients between heated/cooled radiant ceiling and room, *Applied Thermal Engineering*, 117, 76-84, 2017.
16. Imanari T., Omori T., Bogaki K., Thermal comfort and energy consumption of the radiant ceiling panel system, comparison with the conventional all-air system, *Energy and Buildings*, 30, 167-175, 1999.
17. Catalina T., Virgone J., Kuznik F., Evaluation of thermal comfort using combined CFD and experimentation study in a test room equipped with a cooling ceiling, *Building and Environment*, 44, 1740-1750, 2009.
18. Stetiu C., Energy and peak power savings potential of radiant cooling systems in U.S. commercial buildings, *Energy and Buildings*, 30, 127-138, 1999.
19. Milorad B., Dragan C., Energy, cost, and CO₂ emission comparison between radiant wall panel systems and radiator systems, *Energy and Buildings*, 54, 496-502, 2012.
20. Liu J., Aizawa H., Yoshino H., CFD prediction of surface condensation on walls and its experimental validation, *Building and Environment*, 39, 905-911, 2004.
21. Niu J.L.Z., Zhang L.Z., Zuo H.G., Energy saving potential of chilled ceiling combined with desiccant cooling in hot and humid climates, *Energy and Buildings*, 34, 487-495, 2002.
22. Xiaoli H., Guoqiang Z., Youming C., Shenghua Z., Demetrios J.M., A combined system of chilled ceiling, displacement ventilation and desiccant

- dehumidification, *Building and Environment*, 42, 3298-3308, 2007.
23. Catalina T., Virgone J., Dynamic simulation regarding the condensation risk on a cooling ceiling installed in an office room, *Proceedings Building Simulation*, 310-314, 2007.
 24. Zhang L.Z., Energy performance of independent air dehumidification systems with energy recovery measures, *Energy*, 31, 1228-1242, 2006
 25. Vangtook P., Chirattananon S., An experimental investigation of application of radiant cooling in hot humid climate, *Energy and Buildings*, 38, 273-285, 2006.
 26. Song D.S., Kim T.Y., Song S.W., Hwang S.H.S.B., Performance evaluation of a radiant floor cooling system integrated with dehumidified ventilation, *Applied Thermal Engineering*, 28 (11), 1299-1311, 2008.
 27. Hao X., Zhang G., Chen Y., Zou S., Moschandreas D.J., A combined system of chilled ceiling, displacement ventilation and desiccant dehumidification, *Building and Environment*, 42, 3298-3308, 2007.
 28. Binghooth A.S., Zainal Z.A., Performance of desiccant dehumidification with hydronic radiant cooling system in hot humid climates, *Energy and Buildings*, 51, 1-5, 2012.
 29. Zhang L.Z., Niu J.L., Indoor humidity behaviors associated with decoupled cooling in hot and humid climates, *Building and Environment*, 38, 99-107, 2003.
 30. Niu J.L., Zhang Z.L., Zuo H.G., Energy saving potential of chilled-ceiling combined with desiccant cooling in hot and humid climate, *Energy and Buildings*, 34, 487-495, 2002.
 31. Zainal, Z.A., Binghooth A.S., Desiccant Dehumidification Integrated with Hydronic Radiant Cooling System, *Cilt 1*, Editor: Nóbrega C. E. L., Springer London, London, 217-247, 2013.
 32. Ameen A., Mahmud K., Desiccant dehumidification with hydronic radiant cooling system for air-conditioning applications in humid tropic climates, *ASHARE Transactions*, 111 (2), 225-237, 2005.
 33. Liu X.H., Chang X.M., Xia J.J., Jiang Y., Performance analysis on the internally cooled dehumidifier using liquid desiccant, *Building and Environment*, 44 (2), 299-308, 2009.
 34. Mumma S.A., Chilled ceiling condensation control, in: *ASHRAE IAQ Applications*, *Energy and Building*, 5, 22-23, 2003.
 35. Fauchoux M., Bansa M., Talukdar P., Simonson C.J., Torvi D., Testing and modelling of a novel ceiling panel for maintaining space relative humidity by moisture transfer, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 53, 3961-3968, 2010.
 36. ASTM Standard E104, Standard Practice for Maintaining Constant Relative Humidity by Means of Aqueous Solutions, ASTM, USA, 2007.
 37. Ge F., Guo X., Liu H., Wang J., Lu C., Energy performance of air cooling systems considering indoor temperature and relative humidity in different climate zones in China, *Energy and Buildings*, 64, 145-153, 2013.
 38. Koca A., Atayilmaz O., Agra O., Experimental investigation of heat transfer and dehumidifying performance of novel condensing panel, *Energy and Building*, 129, 120-137, 2016.
 39. Koca A., Düşey bir panel yüzeyinde doğal taşınım şartlarında yoğuşmanın incelenmesi, Doktora tezi, Yıldız Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul, 2015.
 40. EN 1264-5 Standard, Water based surface embedded heating and cooling systems. Part 5: heating and cooling surfaces embedded in floors, ceilings and walls - determination of the thermal output, USA, 2008.
 41. BS EN 14037-5 Standard, Free hanging heating and cooling surfaces for water with a temperature below 120°C. Open or closed heated ceiling surfaces. Test method for thermal output, USA, 2016.
 42. DIN 4102 - Part 1, B2, Reaction to fire tests - Ignitability of building products subjected to direct impingement of flame, Germany, 1998.
 43. ANSI/ASHRAE Standard 138-2005, Method of Testing for Rating Ceiling Panels for Sensible Heating and Cooling, USA, 2005.
 44. DIN 4108 - Part3, Wärmeschutz und Energie-Einsparung in Gebäuden - Teil 3: Klimabedingter Feuchteschutz; Anforderungen, Berechnungsverfahren und Hinweise für Planung und Ausführung, Germany, 2003.
 45. Fanger P.O., *Thermal Comfort, Analysis and Application in Environment Engineering*. Danish Technical Press, Copenhagen, 1970.
 46. EN ISO 7730, Ergonomics of thermal environment- Analytical determination and interpretation of thermal comfort using calculation of the PMV and PPD indices and local thermal comfort criteria. International Organization for Standardization, Geneva, 2005.
 47. *ASHRAE Handbook-HVAC Systems and Equipment*, American Society of Heating Refrigerating and Air-Conditioning Engineers. Inc., ASHRAE, Atlanta, 2008.
 48. ASHRAE Standart 55, Thermal environment conditions for human occupancy, ASHRAE, USA, 2003.