

**T.C.
BALIKESİR ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ
MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI**



**EV TİPİ EVAPORATİF SOĞUTUCU PERFORMANS
KARAKTERİSTİKLERİNİN İNCELENMESİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

OĞUZ TUNCEL BEDİR

BALIKESİR, HAZİRAN - 2016

T.C.
BALIKESİR ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ
MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI



EV TİPİ EVAPORATİF SOĞUTUCU PERFORMANS
KARAKTERİSTİKLERİNİN İNCELENMESİ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

OĞUZ TUNCEL BEDİR

Jüri Üyeleri : Yrd. Doç. Dr. Semin KAYA (Tez Danışmanı)

Doç. Dr. Hüseyin BULGURCU

Doç. Dr. M. Ziya SÖĞÜT

BALIKESİR, HAZİRAN - 2016


KABUL VE ONAY SAYFASI

OĞUZ TUNCEL BEDİR tarafından hazırlanan “**EV TİPİ EVAPORATİF SOĞUTUCU PERFORMANS KARAKTERİSTİKLERİNİN İNCELENMESİ**” adlı tez çalışmasının savunma sınavı **09 Haziran 2016** tarihinde yapılmış olup aşağıda verilen jüri tarafından oy birliği / oy çokluğu ile Balıkesir Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makina Mühendisliği Anabilim Dalı Yüksek Lisans Tezi olarak kabul edilmiştir.

Jüri Üyeleri

İmza

Danışman
Yrd. Doç. Dr. Semin KAYA



Üye
Doç. Dr. Hüseyin BULGURCU



Üye
Doç. Dr. M.Ziya SÖĞÜT



Jüri üyeleri tarafından kabul edilmiş olan bu tez Balıkesir Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulunca onanmıştır.

Fen Bilimleri Enstitüsü Müdürü

Doç. Dr. Necati ÖZDEMİR



ÖZET

**EV TİPİ EVAPORATİF SOĞUTUCU PERFORMANS
KARAKTERİSTİKLERİNİN İNCELENMESİ
YÜKSEK LİSANS TEZİ
OĞUZ TUNCEL BEDİR
BALIKESİR ÜNİVERSİTESİ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ
MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI
(TEZ DANIŞMANI: YRD. DOÇ. DR. SEMİN KAYA)
BALIKESİR, HAZİRAN - 2016**

Günümüzde büyük öneme sahip olan soğutma sistemleri geniş bir uygulama alanında kullanılmaktadır. Evler, işyerleri ve endüstriyel tesisler soğutma uygulamalarının yaygın olarak kullanıldığı yerlerdir. Özellikle split klima yada salon tipi klimaların kullanıldığı evlerde alternatif uygulamaların geliştirilmesi ile daha düşük enerji maliyetli sistemlerin kullanımı yaygınlaşmıştır. Evaporatif soğutma sistemleri, düşük enerji maliyetleri ve uygun ortam şartlarında yüksek soğutma kapasiteleri ve enerji etkinlikleri ile gün geçtikçe klasik soğutma sistemlerinin yerini almaktadır. Sadece soğutma amaçlı olarak kullanılan bu sistemlerin özellikle yüksek bağıl nem değerlerinde etkinlikleri azalsa da maliyet etkin olmaları dolayısıyla evsel kullanımda oldukça ideal soğutucular olarak görev yapmaktadırlar.

Bu çalışmada; ev tipi bir evaporatif soğutucunun performans karakteristikleri incelenmiştir. Deney için alınan farklı iç ortam sıcaklıklarında (24°, 26°, 28°, 30° ve 32 °C), farklı bağıl nem oranlarında (% 50, % 55, % 60, % 65 ve % 70) ve farklı fan hızı kademelerinde deneysel olarak gözlenmiştir. Deney sıcaklığı 30 °C olarak tespit edilmiş ve bu sıcaklıkta farklı bağıl nem değerlerindeki değişimler incelenmiştir. Deney düzeneğinin özellikle 30 °C sıcaklık değerinde buharlaştırma etkisinin en yüksek seviyeye ulaştığı gözlenmiştir. Sistemdeki hava hızı arttıkça kütleli hava debilerinin de arttığı görülmüş ve sırasıyla 0,1356, 0,1768, 0,228 ve 0,2591 kg/s olarak hesaplanmıştır. Hava-su difüzyon katsayıları her fan kademesi için 0,01732 - 0,01632 - 0,01367 ve 0,01418 m²/s olarak hesaplanmıştır. Ancak yüksek hava hızlarında pedleri besleyecek şekilde yeterli su dağıtımının yapılamamasından dolayı pedlerin kuru kaldığı ve buharlaştırma etkisinin yetersiz olduğu tespit edilmiştir. Deney düzeneğinin soğutma etkinliği her bir fan kademesi için sırasıyla % 35, % 46, % 77,5 ve % 71,25 olarak bulunmuştur. Enerji etkinlik oranları (EER) her bir fan kademesi için 3,2677 - 3,9026 - 5,901 ve 4,9178 olarak hesaplanmıştır. Evaporatif soğutucunun performansını hava hızı ile doğru orantılı bir şekilde artırabilmek için pompanın sabit debi yerine farklı kademelerde devreye girmesi gerektiği sonucuna ulaşılmıştır. Ortam bağıl nemi arttığında etkinlik değerinin azalması dolayısıyla ev tipi evaporatif soğutma cihazlarının atmosfere açık ortamlarda kullanılması uygun olacaktır.

ANAHTAR KELİMELER: Evaporatif soğutma, soğutma sistemleri, soğutma kapasitesi, enerji etkinlik katsayısı.

ABSTRACT

INVESTIGATION OF DOMESTIC TYPE EVAPORATIVE COOLER PERFORMANCE CHARACTERISTICS

MSC THESIS

OGUZ TUNCEL BEDIR

BALIKESIR UNIVERSITY INSTITUTE OF SCIENCE

MECHANICAL ENGINEERING

(SUPERVISOR: ASSIST. PROF. DR. SEMIN KAYA)

BALIKESİR, JUNE 2016

Nowadays the major importance cooling systems are used in a wide application field. Homes, businesses and industrial facilities are places widely used in refrigeration applications. Especially split in homes where the air conditioning or room air conditioners use of lower-cost system with the development of alternative energy has become common practice. Evaporative cooling systems, low energy costs and high cooling capacity and energy efficiency of day under optimum conditions, is increasingly replacing conventional cooling systems. Only events of high relative humidity, especially those systems used for cooling purposes are not cost-effective due to decreased but rather serve as an ideal cooler for home use.

In this study; household performance characteristics of an evaporative cooler is examined. In different indoor temperature obtained for assay (24°, 26°, 28°, 30° and 32 °C) at different relative humidity (50%, 55%, 60%, 65% and 70%) and different fan speed level It was observed experimentally. Test temperature was determined to be 30 °C and changes in different relative humidity at this temperature were investigated. The experimental setup of the particular effect has been observed that reached the highest levels of evaporation temperature value of 30 °C. Air velocity in the system increases the mass flow rate increases have been seen in and respectively 0.1356, 0.1768, 0.228 and 0.2591 kg / sec respectively. Air-to-water diffusion coefficient for each fan speed respectively was calculated to be 0.01732 - 0.01632 - 0.01367 and 0.01418 m²/sec However, in the high air velocity pads made because of the lack of adequate water supply to feed pads remain dry and the evaporation effect was found to be inadequate. For the experimental setup of the each fan level respectively cooling efficiency were found to be 35%, 46%, 77.5% and 71.25%. Energy efficiency ratios (EER) for each fan level was calculated to be 3.2677 - 3.9026 - 5.901 and 4.9178. Instead of a constant flow rate of the pump in order to improve the performance of evaporative cooling in a manner proportional to the air velocity has reached the conclusion that must be activated at different levels. When the ambient relative humidity increases the efficiency value reduction due to household use in environments exposed to the atmosphere of evaporative cooling devices would be appropriate.

KEYWORDS: Evaporative cooling, cooling systems, cooling capacity, energy efficiency coefficient.

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖZET.....	iii
ABSTRACT	v
İÇİNDEKİLER.....	vi
ŞEKİL LİSTESİ.....	vii
ÇİZELGE LİSTESİ.....	viii
SEMBOL LİSTESİ.....	ix
ÖNSÖZ.....	xi
1. GİRİŞ.....	1
2. TEMEL SOĞUTMA SİSTEMLERİ.....	5
2.1 Absorbsiyonlu Soğutma Sistemleri	5
2.2 Adsorbsiyonlu Soğutma Sistemleri	7
2.3 Mekanik Buhar Sıkıştırmalı Soğutma Sistemleri	8
3. EVAPORATİF SOĞUTMA	11
3.1 Evaporatif Serinletme (Soğutma) Sistemleri.....	13
3.2 Fan/Pedli Bir Soğutma Sisteminin Temel Özellikleri	14
3.3 Ped Malzemelerinin Özellikleri.....	17
3.4 Pedlerde Hava Hızı ve Su Akış Debisi	19
3.5 Evaporatif Soğutma Sistemlerinin Kullanım Alanları.....	21
3.6 Evaporatif Soğutma Sistemlerinin Avantajları ve Sakıncaları.....	22
4. KAYNAK ÖZETLERİ.....	24
5. YÖNTEM	44
6. BULGULAR.....	54
7. SONUÇ VE ÖNERİLER	62
8. KAYNAKLAR	64

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 1.1: Bir iklimlendirme sisteminin çalışma prensibi.....	3
Şekil 2.1: Absorbsiyonlu soğutma sistemi çalışma prensibi (Bıykoğlu ve Ataer, 1994).....	6
Şekil 2.2: Adsorbsiyonlu soğutma sistemi çalışma prensibi (Esen, 2007).	8
Şekil 2.3: Mekanik buhar sıkıştırımlı soğutma sisteminin çalışma prensibi (Akdoğan, 2007).	9
Şekil 3.1: Su ile nemlendirme işlemi (Yamankaradeniz vd., 2012).....	11
Şekil 3.2: Evaporatif soğutma işleminin psikrometrik diyagramda gösterilmesi (Yamankaradeniz vd., 2012).	12
Şekil 3.3: Fan/pedli bir evaporatif soğutma sisteminin çalışma prensibi (http://www.eeusc.com/evaporat304f-so286utma.html).	15
Şekil 3.4: Evaporatif Soğutma/Serinletme sistemlerinde hava hızının serinletme etkinliği ve statik basınç değerlerine etkisi (Timmons ve Baughman, 1984).	17
Şekil 3.5: Evaporatif soğutma sistemlerinde kullanılan selülozik pedler (http://www.evaporatifsogutma.com/).	17
Şekil 5.1: Ev tipi evaporatif soğutucu.	45
Şekil 6.1: 24 °C ortam sıcaklığında ve % 54 bağıl nem için deney değerleri. ...	54
Şekil 6.2: 26 °C ortam sıcaklığında ve % 51 bağıl nem için deney değerleri. ...	55
Şekil 6.3: 28 °C ortam sıcaklığında ve % 49 bağıl nem için deney değerleri. ...	55
Şekil 6.4: 30 °C ortam sıcaklığında ve % 43 bağıl nem için deney değerleri. ...	56
Şekil 6.5: 32 °C ortam sıcaklığında ve % 35 bağıl nem için deney değerleri. ...	57
Şekil 6.6: Farklı ortam sıcaklıklarında ve nem değerlerinde üfleme ve oda bağıl nem değerlerinin değişimi.	57
Şekil 6.7: 30 °C ortam sıcaklığı ve farklı nem değerleri için cihaz üfleme sıcaklıklarının hız kademesine göre değişimi.	58
Şekil 6.8: 30 °C ortam sıcaklığı ve farklı nem değerleri için cihaz soğutma kapasitelerinin hız kademesine göre değişimi.	59
Şekil 6.9: 30 °C ortam sıcaklığında ve % 50 bağıl nemde farklı kademelerde üfleme havası kütledebilerine bağlı olarak değişen difüzyon katsayıları.	59
Şekil 6.10: 30 °C ortam sıcaklığında ve % 50 bağıl nemde soğutma etkinlik katsayıları.	60
Şekil 6.11: 30 °C ortam sıcaklığında enerji etkinlik oranları.....	61

ÇİZELGE LİSTESİ

Sayfa

Çizelge 3.1: Değişik türde ped malzemeleri için tavsiye edilen hava akış hızları.	20
Çizelge 3.2: Değişik türde ped malzemeleri için tavsiye edilen su akış debileri. 21	
Çizelge 5.1: Evaporatif soğutucu deney düzeneğinin özellikleri.	45
Çizelge 5.2: Değişen sıcaklıklar ve nem değerlerinde ölçüm değerleri.	48
Çizelge 5.3: 30 °C ortam sıcaklığında ve değişen nem oranlarında ölçüm değerleri.	48



SEMBOL LİSTESİ

Q	: Sisteme giren veya çıkan ısı miktarı (kJ)
W	: Sistemde yapılan iş (J)
G.V.	: Genleşme Valfi
s	: Entropi (w/kg)
T_H	: Yüksek sıcaklık değeri (°C)
T_L	: Düşük sıcaklık değeri (°C)
h	: Entalpi (kJ/kg)
ṁ	: Evaporatif soğutucuya giren havanın kütleli debisi (kg/s)
Ṁ	: Evaporatif soğutucuya giren havanın hacimsel debisi (m ³ /s)
φ	: Bağlı nem (%)
w	: Özgül nem (gr/kg)
v	: Ped girişinde havanın hızı (m/s)
T₁	: Sisteme giren havanın sıcaklığı (°C)
T₂	: Sistemden çıkan suyun sıcaklığı (°C)
T_{2x}	: Ped çıkışı havanın kuru termometre sıcaklığı (°C)
Q_D	: Duyulur ısı (kJ)
Q_G	: Gizli ısı (kJ)
DIO	: Duyulur ısı oranı (%)
w₁	: 1 noktasındaki özgül nem (gr/kg)
w₂	: 2 noktasındaki özgül nem (gr/kg)
w_{2x}	: 2x noktasındaki özgül nem (gr/kg)
μm	: Püskürtülen damlacık çapı (μm)
ε_e	: Evaporatif soğutma etkinliğini (%)
T₁	: Ped giriş havasının kuru termometre sıcaklığı (°C)
T₂	: Ped çıkış havanın kuru termometre sıcaklığı (°C)
T₃	: Ped giriş havasının yaş termometre sıcaklığı (°C)
C_p	: Havanın özgül ısısı (kJ/kgK)
A	: Ped yüzey alanı (m ²)
V_{top}	: Toplam havalandırma debisi (m ³ /s)
V_{ped}	: Ped içerisinde havanın geçiş hızı (m/s)

- P_w** : Herhangi bir sıcaklık ve nemdeki havanın içindeki su buharının kısmi basıncı (kPa)
- P_{ws}** : Mevcut havadaki doyma noktasındaki (çığ noktası) suyun kısmi basıncı (kPa)
- D** : Su buharı yayılımı (Difüzyon)



ÖNSÖZ

Küresel ısınmayla birlikte artan iklimlendirme ihtiyacı soğutma sistemlerinin önemini artırmış ve daha düşük maliyetli, enerji tasarrufu sağlayan, işletme, bakım ve onarım maliyetleri düşük, performans açısından yüksek sistemlerin uygulanmasını zorunlu kılmıştır. Gelişen teknolojiye paralel olarak kendini yenileyen soğutma sistemlerindeki gelişmeler, evlerde, işyerlerinde, endüstriyel tesislerde farklı yapılarda da olsalar aynı amaca hizmet eden soğutma sistemlerinin kullanımını yaygınlaştırmıştır. Özellikle klasik soğutma sistemlerinin yerini almaya başlayan evaporatif soğutucular, kimya endüstrisi, hayvan barınakları, fabrika ortamları gibi geniş hacimlerin havasının soğutulması gibi uygulama alanlarının yanı sıra evlerde de portatif soğutucular olarak kullanılmaktadırlar. Soğutucu gaz kullanılmaları ve çevreci yapıları ile enerji tasarrufu konusunda maliyet etkin cihazlar olarak evsel kullanımlarda öne çıkan ev tipi evaporatif soğutma sistemleri, ortam havasının soğutulması maksadıyla tercih edilen cihazlar arasına girmişlerdir. Özel olarak üretilmiş peteklerin ısıtılarak üzerine fan yardımıyla üflenen doymamış havanın ısısının ıslak petek yüzeylerinden geçerken ısısının alınması ve bu şekilde soğutulmuş havanın ortama ülenmesi ile ortam sıcaklığının düşürülmesi esasına dayanan evaporatif soğutma sistemleri, sadece su kullanarak ve düşük elektrik enerjisi ile çalışan, bağıl neme bağlı olarak soğutma performansı ve enerji etkinlik katsayısı oldukça yüksek olan cihazlar olarak kullanılmaktadırlar. İşletme, bakım ve onarımlarının kolay ve düşük maliyetli olması sadece soğutarak havanın şartlandırılmasının istendiği ortamlarda ev tipi evaporatif soğutucuları cazip kılan özelliklerindedir.

Ev tipi evaporatif bir soğutucunun performans karakteristiklerinin deneysel olarak incelendiği bu tez çalışmasında yardımlarını esirgemeyen danışmanım Sayın Yrd. Doç. Dr. Semin KAYA'ya, gece gündüz demeden yardıma ihtiyacım olan her an gerek bilgisiyle gerek tecrübesiyle her daim yanımda olan Sayın Doç. Dr. Hüseyin BULGURCU'ya, varlığıyla bana her daim mutluluk veren, başarılarıyla gurulandıran ve hayatımın en büyük mucizesi olduğuna inandığım biricik kızım Begüm Berca BEDİR'e, yanında olmam gerektiği zamanlarda büyük bir sabırla ve özveriyle, bu çalışmayı bitirebilmem için bana gerekli zamanı veren, huzur ortamını sağlayan ve beni varlığıyla destekleyen eşim Ayfer LEVENT BEDİR'e ve ailemin diğer değerli üyelerine teşekkürü bir borç bilirim.

1. GİRİŞ

Konfor elde etmek amacıyla, insan, hayvan ve bitkilerin ya da endüstriyel bir malzemenin üretim aşamalarında gerekli ortam şartlarının belirlenen değerlerde tutulması maksadıyla şartlandırılması işlemine iklimlendirme adı verilir. Temelde iklimlendirme işlemi havanın ısıtılması, soğutulması, neminin alınması veya nemlendirilmesi şeklinde ifade edilebilir. Tüm bu işlemlerin tümüne havanın şartlandırılması işlemi denilir (Yamankaradeniz vd., 2012).

İnsan yaşamında konforun önemli yeri bulunmaktadır. Isıl konforun sağlanması için iç mekânlardaki havanın şartlandırılması için; sıcaklık, nem ve hava kalitesi gibi özelliklerin istenilen değerlerde tutularak şartlandırılması işleminin yani iklimlendirmenin yapılması gerekir. Havanın istenildiği şekilde şartlandırılarak iklimlendirme işleminin gerçekleştirilmesindeki asıl amaç, insanların yaşadıkları mekânlarda hava kalitesinin ve nem oranının insan konforu için en ideal şartlarda muhafaza edilmesini ve bu şartların aynı şekilde devam ettirilmesini sağlamaktır.

İklimlendirme cihazları yapıları itibariyle ısıtma, soğutma, nemlendirme, nem alma, hava temizleme ve hava sirkülasyonu olmak üzere başlıca altı temel işlemi kapsar.

İklimlendirme sistemleri ve cihazları bu temel işlemlerden yalnızca birini veya ikisini ya da işlemlerin tümünü aynı anda, en maliyet etkin olarak gerçekleştirebilecek kapasitede ve en ideal boyutlarda imal edilir. Bu kapsamda, iklimlendirme görevini yapacak cihaz ve sistemlerin tasarımı sırasında dikkat edilecek en önemli husus, diğer bütün mühendislik branşların da olduğu gibi belirli bir kapasitede, en maliyet etkin şekilde, en ideal boyutları ve şartları sağlamak olmalıdır. Söz konusu şartların sağlanmasına yönelik yapılacak kapsamlı ve dikkatli bir araştırma, sistem veya cihazı üretecek olan kişi ya da

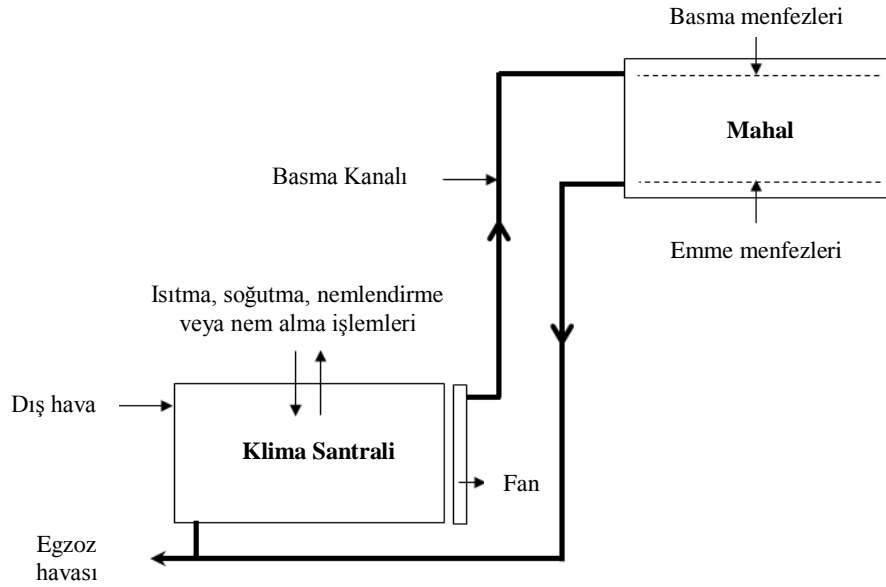
firmaya gerek cihaz ve sistem seçimi gerekse cihaz ve sistem tasarımı aşamasında önemli ölçüde fayda sağlayacağı gibi, etkin, verimli ve sorunsuz bir çalışma performansını da beraberinde getirecektir (Osma, 2011).

Yukarıda sayılan altı temel işlev arasında en önemli işlemlerden biri soğutmadır. Soğutma işleminin gerçekleştirilmesine ilişkin bilinen en eski yöntem iklim özellikleri dolayısıyla soğuk olan bölgelerde meydana gelen kar ve buzların muhafaza edilip, bunların sıcak veya ısı alınmak istenilen mahal veya mekânlara koyulması sonucunda bu işlemin gerçekleştirilmesidir (Özkoç, 1999).

Söz konusu doğal yöntemden meydana gelen sistem esas alınmak üzere günümüzde pek çok soğutma sistemi geliştirilmiştir. Ancak soğutma işlemini gerçekleştirecek bir sistemin amacına ve kullanılacağı yere göre birtakım verilerin bilinmesi gerekir. İklimlendirme işleminin gerçekleştirileceği mekân veya mahalde istenilen şartların meydana getirilmesi sadece mühendis personeli değil aynı zamanda bazı bilim dallarını da yakından ilgilendirmektedir. Bu bilim dalları iklimlendirmenin gerçekleştirileceği ortama göre şu şekilde özetlenebilir:

- Havanın ısıtılması veya soğutulması işlemleri için termodinamik biliminden,
- Isıtma ve soğutma işlemlerine ilişkin iklimlendirilecek ortamın ısı kayıpları ve kazançlarının hesabının yapılabilmesi maksadıyla ısıtma ve soğutma tekniğinden,
- İklimlendirilecek mahal veya mekânın ısı kayıp ve kazançlarının belirlenmesi için ısı transferinden,
- Nem alış verişine ilişkin bilgilerin elde edilebilmesi için kütle transferinden,
- Hava sirkülasyonu ve fan güçlerinin hesaplanabilmesi için akışkanlar mekaniğinden,
- İklimlendirmenin gerçekleştirileceği ortamın kullanım amacına yönelik ilgili bilim dalından (örneğin bir kimya laboratuvarında kullanılacak bir iklimlendirme sistemi için kimya mühendisliğinden) faydalanılmaktadır. (Yamankaradeniz vd., 2012).

Yukarıda belirtilen esaslar çerçevesinde tasarımı yapılacak olan bir iklimlendirme sisteminin temel çalışma prensibi Şekil 1.1’de verilmiştir.



Şekil 1.1: Bir iklimlendirme sisteminin çalışma prensibi.

Genel olarak günümüzde yaygın olarak kullanılmakta olan soğutma sistemlerini inceleyecek olursak bunlar;

- Absorbsiyonlu soğutma sistemleri,
- Adsorbsiyonlu soğutma sistemleri,
- Mekanik buhar sıkıştırımlı soğutma sistemleri,
- Evaporatif soğutma sistemleri (Buharlaştırımlı Soğutma Sistemleri)

Evaporatif soğutma aynı zamanda bu tezin ana çalışma konusu olduğundan ayrı bir başlık altında incelenecektir.

Sayılan tüm bu soğutma sistemlerinin birbirlerine göre avantaj ve dezavantajları olmakla beraber, soğutma maksatlı kullanılacak bir sistemin seçimini etkileyen en önemli kriterlerden biri sisteminin hangi amaç doğrultusunda kullanılacak olduğudur. Bu durum soğutma sistem tasarımını doğrudan etkileyen ana unsurlardan biridir. Diğer önemli unsurlardan biri ise,

soğutma sistemin kurulacağı bölgenin coğrafi (iklim) koşullarıdır. Bu önemli kriterlerin ikisi de soğutma sisteminin seçiminde öncelikli unsurlardır. Bu kriterlerin dışında ilk yatırım maliyeti, işletme, bakım ve onarım maliyetleri gibi ekonomik kriterler de büyük bir önem arz eder ve göz ardı edilemez. Dolayısıyla, sistem seçiminde esas adımlardan biri ekonomik ve ekolojik kriterlerde göz önünde bulundurularak soğutma uygulamasının avantajlı olup olmadığının belirlenmesi olmalıdır. Bunun için;

- Soğutma sezonu süresince günlük sıcaklık değerleri,
- Sıcaklık verilerinin doğru bir şekilde analizi,
- Soğutma sisteminin çalışma aralıkları,
- Sistemin operasyon zamanı,
- Soğutma sisteminde kullanılan diğer yardımcı donanımların

sistemin çalışmasına olan etkisi vb. gibi faktörlerinde bilinmesi gerekir (Osma, 2011).

Bu çalışmada; temel soğutma sistemlerinden farklı olarak günümüzde sıklıkla kullanılmaya başlanan ve yaygın uygulama alanları bulunan evaporatif soğutma sistemlerini incelenmiş, ev tipi evaporatif bir soğutucunun performans karakteristiklerini ortaya koymak amacıyla deneysel ölçümler yapılmıştır. Ev tipi evaporatif bir soğutucu üzerinde; referans deney sıcaklık değerleri olarak seçilen 30 °C ve % 50 bağıl nem için buharlaşma etkisi, fan yardımıyla taşınan havanın kütleli debisi, her bir fan kademesindeki hava-su difüzyon katsayıları, sistemin soğutma etkinliği ve enerji etkinlik oranları hesaplanmış ve karşılaştırılmıştır.

2. TEMEL SOĞUTMA SİSTEMLERİ

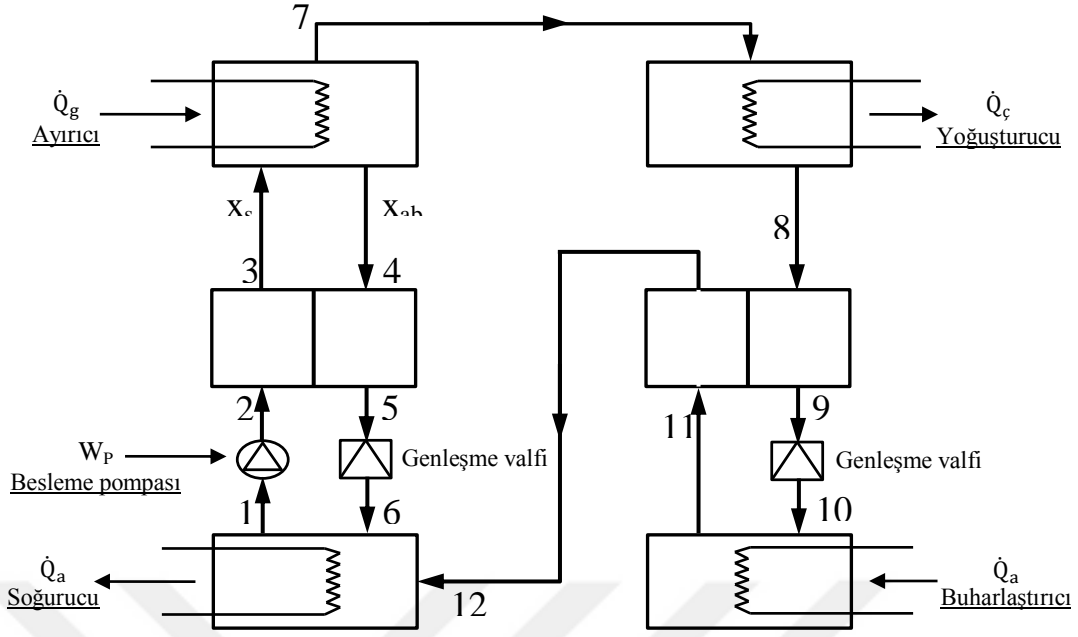
2.1 Absorbsiyonlu Soğutma Sistemleri

Absorbsiyonlu soğutma sistemi temel olarak absorpsiyonlu soğutma çevrimini ele alır. Bu çevrimde, soğutucu ve soğurucu (absorbent) olmak üzere iki farklı tür akışkan sistem içerisinde dolaştırılır. Soğutucu akışkan evaporatörde buharlaşarak, soğutma yükünün ortamdaki uzaklaştırılmasını sağlarken, çevrimin belirli bir bölümünde soğutucu akışkanı taşıma görevini ise soğurucu üstlenir (Goralı, 2007).

Soğutma sistemlerine en uygun ve bu sistemlerde de en çok kullanılan akışkan çifti $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ (Amonyak-Su) ve $\text{H}_2\text{O-LiBr}$ (Su-Lityum Bromür)'dir. Absorpsiyonlu soğutma sistemlerinin en önemli özelliği, yukarıda anılan diğer sistemlere göre soğutma etki katsayısının daha küçük olması ve daha karmaşık bir yapıya sahip olmasıdır. Ancak kullanılmayan atık enerjinin kullanılarak yeniden değerlendirilmesine en uygun sistemdir. Absorpsiyonlu soğutma sistemleri buhar sıkıştırımlı soğutma sistemleri ile benzer bir yapıda olmalarına karşın, bu sistemlerin ana kısımlarını oluşturan jeneratör, absorber, genişleme valfi ve solüsyon pompası, buhar sıkıştırımlı soğutma sistemlerindeki kompresörün görevini üstlenmektedir. (Akdemir ve Güngör, 2001).

Sistemde solüsyon olarak LiBr veya NH_3 , soğutucu olarak da H_2O kullanılmaktadır. Absorpsiyonlu soğutma sistemleri, atmosfer basıncının oldukça altında çalışan sistemlerdir. Dolayısıyla vakum altında çalışırlar.

Absorpsiyonlu soğutma sistemini meydana getiren elemanlar ve sistemin çalışma prensibi Şekil 2.1'de gösterilmiştir.



Şekil 2.1: Absorbsiyonlu soğutma sistemi çalışma prensibi

(Bıyıkoğlu ve Ataer, 1994).

Sistemin çalışma prensibi şu şekilde açıklanabilir: Eriyik (1) noktasındaki absorberden çıkarak (2) noktasındaki besleme pompasından geçirilmek suretiyle basıncının artırılması sağlanır. Ardından (3) noktasına kadar ısı değiştiricide ısıtılır ve pompa yardımıyla ayırıcıya gönderilir. (3) noktasından ısınmış olarak ayırıcıya giren eriyik, burada dışarıdan ısı almak suretiyle soğutucu akışkanı damıtma görevini görür. Isınmış haldeki ve yüksek konsantrasyonda olan ve (4) noktasına gelen eriyik, yoğuşturucu (kondenser) basıncında ayırıcıyı terk eder. Eriyik (2) noktasında soğurucudan (absorber) gelen eriyik ile birlikte bir ısı değiştiricide soğutulur ve genleşme valfine (5) girer. (6) noktasında eriyik basıncı buharlaştırıcı (kondenser) basıncına eşitlenir ve soğurucuya (absorber) basılır. (7) noktasında yüksek basınçta ve sıcak haldeki soğutucu akışkan, ayırıcıdan çıkar ve kondenser gönderilir. Bu noktada soğutucu akışkan dışarıya ısı verir ve buharları yoğuşmuş halde yoğuşturucudan (8) noktasında çıkar ve ısı değiştiricide soğutulduktan sonra (9) noktasında genleşme valfinden geçirilir. Bu noktadan sonra basıncı buharlaştırıcı basıncına düşürülerek (10) noktasında buharlaştırıcıya gönderilir. Buharlaştırıcıda, ortamdan ısı çekilmesi ile birlikte ortam soğutulur. (11) noktasında düşük basınçta ve soğuk haldeki soğutucu

akışkanın buharları (12) noktasında yeniden bir ısı değiştiricide ısıtıldıktan sonra absorber içinde bulunan yüksek konsantrasyondaki ve soğuk eriyik tarafından absorblanarak çevrim tamamlanır. (Yakar, Karabacak ve Deda Altan, 2005, elik, 2007)

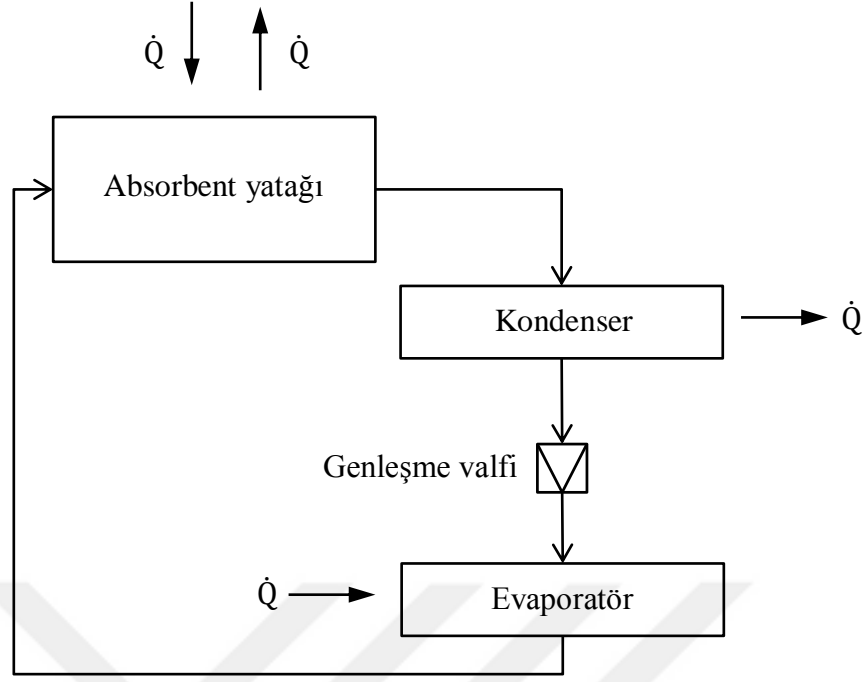
Genellikle düşük kapasitede çalışan yemek veya kimyasal madde fabrikaları ile süt fabrikaları, atık ısının kullanılacağı rafineriler, petrokimya tesisleri gibi endüstriyel tesislerle, güneş enerjisinden etkin bir şekilde yararlanma imknının bulunduğu sıcak iklim bölgelerinde absorbsiyonlu soğutma sistemi yaygın bir şekilde kullanılmaktadır (Krtyan, 2005).

2.2 Adsorbsiyonlu Soğutma Sistemleri

Bir fazda bulunan iyon ya da moleküllerin, bir diğer fazın yüzeyinde konsantre olması ve yoğunlaşması işlemi “adsorbsiyon” olarak tanımlanır. Bu sistemde; yüzeyde tutunmuş olan iyon veya moleküle adsorbant ve üzerindeki adsorblayan katıya da adsorbent (adsorban) adı verilir.

Basit adsorbsiyonlu soğutma sistemi; evaporatör, kondenser, ısıl enerji destekli adsorban yatak ve genleşme valfinden meydana gelir. Sistem absorbsiyonlu soğutma sisteminde olduğu gibi enerji olarak termal enerjiyi kullanır. Soğutma sırasında, adsorbat evaporatörde soğutulacak ortamdan ısı çekmek suretiyle buharlaşır ve bu noktadan sonra adsorbat kuru haldeki adsorbent tarafından adsorblanmak üzere adsorbent yatağına gönderilir. Adsorblanma sürecinden sonra adsorbat kondensere geçer. Kondenserde adsorbatın adsorbent üzerinden uzaklaştırılması ile çevreye ısı vererek yoğuşur. Yoğuşma tamamlandıktan sonra adsorbat genleşme valfinden geçerek yeniden evaporatöre gelir (Esen, 2007).

Adsorbsiyonlu soğutma sistemini meydana getiren elemanlar ve çalışma prensibi şekil 2.2’de gösterilmiştir.



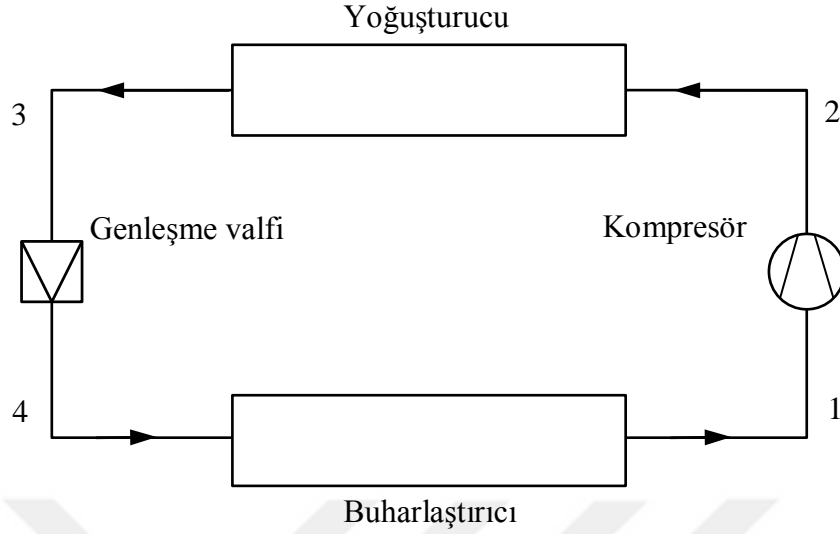
Şekil 2.2: Adsorbsiyonlu soğutma sistemi çalışma prensibi (Esen, 2007).

2.3 Mekanik Buhar Sıkıştırılmalı Soğutma Sistemleri

Mekanik buhar sıkıştırılmalı soğutma sistemlerinde adsorbsiyonlu soğutma sistemlerine nazaran daha çok mekanik enerjiye ihtiyaç vardır. Adsorbsiyonlu soğutma sistemleri daha az mekanik enerjiye buna karşılık ise daha fazla ısı enerjisine ihtiyaç duyar (Yakar vd., 2005).

Temeli buhar sıkıştırılmalı çevrime dayanan mekanik buhar sıkıştırılmalı soğutma sistemleri, günümüzde en yaygın olarak kullanılan soğutma sistemidir. Kompresör, evaporatör, genleşme vanası ve kondenser gibi ana ünitelerin haricinde; yardımcı ünite olarak gözetleme camı, kurutucu filtre (drayer), sıvı deposu ve bağlantı boruları vb. üniteler sistemin temel elemanlarını meydana getirir. Sistem, bir soğutucu akışkan aracılığıyla sıcaklığı düşük olan bir ortamdaki ısıyı alarak sıcaklığı daha yüksek olan bir ortama vermek suretiyle soğutma işlemini gerçekleştirmektedir (Ekren, 2009).

Basit bir mekanik buhar sıkıştırırmalı soğutma sisteminin çalışma prensibi Şekil 2.3'te verilmiştir.



Şekil 2.3: Mekanik buhar sıkıştırırmalı soğutma sisteminin çalışma prensibi (Akdoğan, 2007).

Sistemde yer alan kompresörde sıkıştırılan yüksek basınçtaki soğutucu akışkan, kompresörden kızgın buhar halinde çıkarak kondensere (yoğuşturucuya) girer. Soğutucu akışkan kondenserde çevre ortama ısını bırakarak yoğuşur ve daha sonra genleşme valfinde belirli bir basınca kadar sıkıştırılarak ıslak buhar halinde evaporatöre (buharlaştırıcıya) girer. Soğutucu akışkan evaporatörde çevre ortam sıcaklığının altında bir sıcaklıkta olduğundan, bulunduğu ortam ısını çekerek ortamı soğutur ve kendisi de evaporatörden doymuş buhar halinde çıkar. Sonrasında soğutucu akışkan kompresör tarafından emilmesiyle çevrim tamamlanmış olur (Akdoğan, 2007).

İdeal bir çevrim için;

- Buharlaştırıcı ve yoğuşturucuda gerçekleşen ısı transferlerinde basınç kayıplarının meydana gelmeyeceği,
- Genleşme valfindeki basınç düşümünün adyabatik olacağı,
- Kompresörün tersinir ve adyabatik olacağı,
- Sistemi meydana getiren tüm elemanlar arasındaki boru donanımlarında sürtünme kayıplarının bulunmayacağı farz ve kabul edilir.

Normal şartlarda böyle bir çevrimin gerçekleşmesi mümkün değildir (Yakın, 2007).

Mekanik buhar sıkıştırırmalı soğutma sisteminin avantajları,

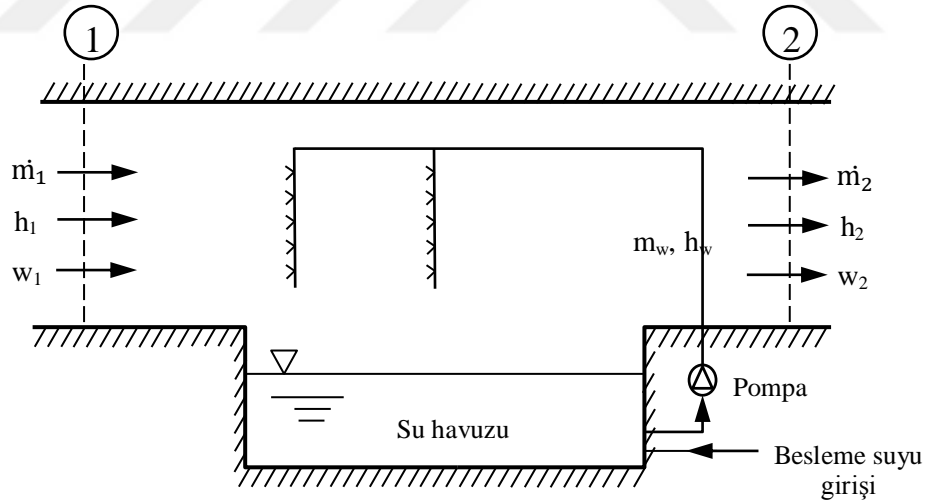
- Sistemin soğutma tesir katsayısı diğer pek çok soğutma sistemine göre büyüktür.
- Sistemin paket halinde imal edilebilmesi sebebiyle sistem maliyeti de diğer sistemlere göre düşüktür.

Sistemin en önemli dezavantajları ise;

- Tükenmeyen, sonsuz enerji kaynaklarından direkt olarak faydalanma imkânı bulunmamaktadır. Özellikle sıcak yaz günlerinde elektrik enerjisi kullanımının fazla ve yoğun olması nedeniyle işletme maliyeti yüksektir.
- Sistemde kullanılan soğutucu akışkanların çevreye verdikleri zararlar (örnek: ozon tabakasının incilmesi ve delinmesi) nedeniyle sistemin çevreci bir özelliği yoktur.
- Konfor şartlarının ön planda olduğu uygulamalarda kompresörün gürültülü ve sarsıntılı çalışması önemli problemler yaratmaktadır (Osma, 2011).

3. EVAPORATİF SOĞUTMA

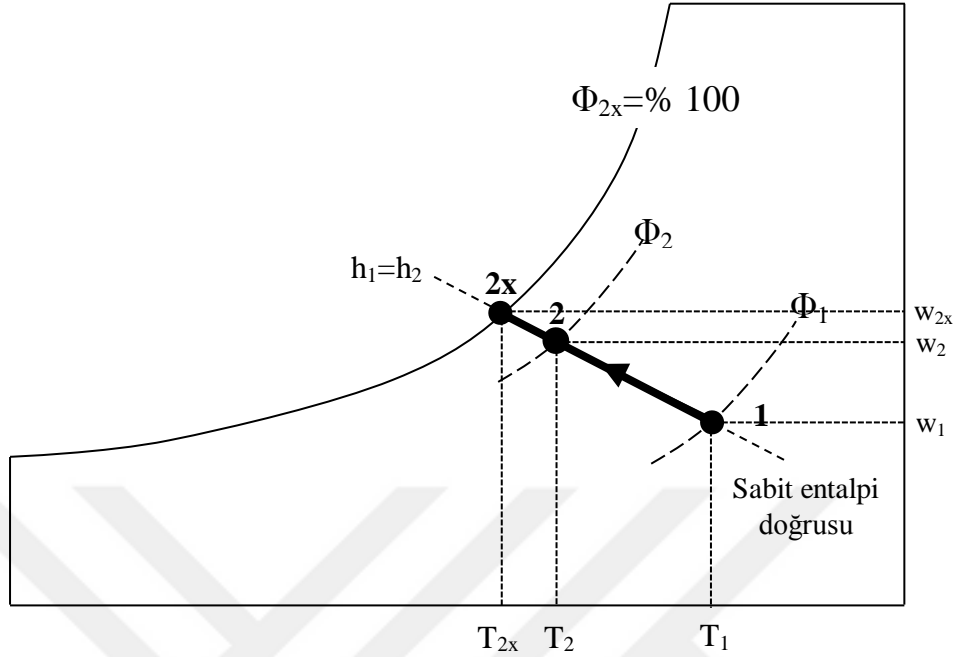
Evaporatif soğutma olayı, kış şartlarında bir klima santralindeki havanın su ile nemlendirilmesi veya oldukça sıcak ve izafi nemi çok düşük olan bölgelerde havanın su püskürtmek suretiyle soğutulması olarak açıklanabilir. Şekil 3.1’de görüldüğü gibi bir su haznesinden alınarak pompa vasıtasıyla hava üzerine su püskürtülmesi sonucunda buharlaşan su, havaya nem olarak geçer ve buharlaşmamış geriye kalan su tekrar hazneye dökülür. Sistemin sürekli çalışması durumunda hava ile temas halindeki su havanın yaş termometre sıcaklığı ile aynı değere ulaşır. Dolayısıyla adyabatik nemlendirme işlemi devamlı olarak havanın yaş termometre sıcaklığı üzerinde gerçekleşir. Temel olarak pompa vasıtasıyla basılarak püskürtülen suyun sıcaklığı ile ortam havasının yaş termometre sıcaklığı aynı değerde ise işlem sırasında entalpinin değişmediği kabul edilir.



Şekil 3.1: Su ile nemlendirme işlemi (Yamankaradeniz vd., 2012).

Burada ortam havasına püskürtülen su buharlaşma esnasında gerekli ısıyı ortamdaki çekerek ortam havasının sıcaklığının azalmasına dolayısıyla soğumaya sebep olur ve bu arada ortam havasının özgül ve izafi nem değerleri artış gösterir. (Yamankaradeniz vd., 2012).

Şekil 3.2’de evaporatif soğutma işlemi psikrometrik diyagram üzerinde gösterilmiştir.



Şekil 3.2: Evaporatif soğutma işleminin psikrometrik diyagramda gösterilmesi
(Yamankaradeniz vd., 2012).

Diyagram üzerinde (1) noktası sisteme dışarıdan giren havanın durumunu gösterir. Dış ortamdan alınan ve nemli haldeki bu havanın yaş termometre sıcaklığı ve entalpisi sabit kalırken temas ettiği su yüzeyinden nem alır. Burada dış havanın psikrometrik özellikleri yaş termometre sıcaklığı ve entalpi değerlerine paralel bir şekilde seyrederek (2) ve (2x) noktaları boyunca havanın nem oranıyla beraber bağıl nemi de artar. Buna karşılık kuru termometre sıcaklığında düşüş meydana gelir. Su yüzeyinden nem alınmasıyla beraber hava-su karışımının bağıl nemi (2x) noktasında teorik olarak % 100 seviyesindedir. Psikrometrik diyagramda belirtilen (2x) noktasında tam olarak doymuş hale gelen havanın yaş termometre sıcaklığı, kuru termometre sıcaklığı, entalpi, yoğunluk, nem oranı, vb. psikrometrik özellikleri okunabilir. Pratikte tam doyma gerçekleşmeyeceğinden hava evaporatif soğutucudan (2x) noktasına yakın olan (2) noktasında çıkar (Kocatürk, 2007).

Evaporatif soğutma sistemlerinde meydana gelen gerçek doyma işleminin teorik doyma işlemine oranı bize evaporatif soğutma performansını verir.

Direkt uygulanan bir evaporatif soğutma sistemi, evaporatif soğutma sistemleri arasında yaygın bir şekilde kullanım alanı bulunan en temel soğutma sistemidir. Genellikle belirli bir nem oranına ihtiyaç duyulan ortamlarda ve uygulamalarda sıklıkla kullanılır. Direkt evaporatif soğutmada, sisteme giren hava, soğutulması istenen ortama gönderilecek olan üfleme havasını da temsil eder ve hava içerisindeki suyun buharlaştırılması vasıtasıyla soğutulur. Psikrometrik diyagram incelenecek olursa giren taze havanın yaş termometre sıcaklığı sabit entalpi çizgisi ile çakışık olarak sabit bir değerde kalırken hava ile su arasında aynı anda gerçekleşen gizli ve duyulur ısı transferi nedeniyle havanın kuru termometre sıcaklığında bir düşüş meydana gelir. Hava içinden geçerek buharlaştırdığı sudan nem aldığından özgül nemde de sudan alınan bu neme bağlı olarak artış görülür (El-Refaie ve Kaseb, 2008).

3.1 Evaporatif Serinletme (Soğutma) Sistemleri

Genel anlamda evaporatif serinletme sistemleri,

- Su püskürtmeli,
- Fan/pedli,

olmak üzere iki şekilde incelenebilir.

Su püskürtmeli evaporatif serinletme (soğutma) sistemlerinde su, belli bir basınçta ve oldukça küçük damlacıklar halinde (pulverize) serinletmenin yapılacağı ortama püskürtülür. Pulverize halde sıcak ortama püskürtülen küçük damlacıklar halindeki su havayla temas ederek buharlaşır. Suyun buharlaşabilmesi için gerekli olan buharlaşma gizli ısı ısı transferi gereğince havanın duyulur ısısından alınır. Havanın duyulur ısısının azalmasıyla ortam havasının sıcaklığı düşürülmüş ve soğutma etkisi yaratılmış olur. Su püskürtmeli evaporatif serinletme sistemleri oluşturulan damlaların çaplarına bağlı olarak;

- Fogging (Dumanlama); damlacık çapı = 10...30 μm arasında,
- Misting (Sisleme); damlacık çapı = 30....100 μm arasında,
- Sprinkler (Yağmurlama); damlacık çapı > 100 μm olmak üzere üç

farklı şekilde adlandırılır.

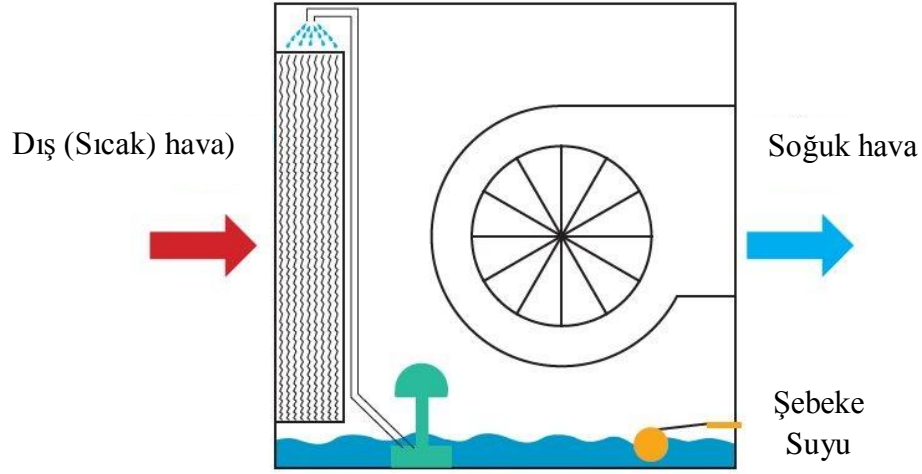
Damlacık çapının en küçük olduğu Fogging sisteminde çaplarının çok küçük olması nedeniyle damlacıklar havada oldukça uzun süre asılı kalarak yere düşmeden buharlaşır. Bu sistem ortamın serinletilmesi/soğutulması maksadıyla oldukça etkin olmasına ve kullanılmasına karşın, diğer sistemlere göre pahalı olması, daha çok bakım ve işletme maliyetinin bulunması sistemin dezavantajıdır. Aynı zamanda rüzgâr alan veya hava hareketinin çok fazla olduğu bölgelerde başarılı sonuç vermemeleri de hem Fogging hem de Misting sistem için bir olumsuzluktur. Her iki sisteminde bu olumsuzluk nedeniyle kapalı ortamlarda kullanılması verimi artıracaktır. Sprinkler sisteminde, damla çaplarının daha büyük olması nedeniyle, ortam serinletmesinde kullanılmak yerine, damla çapı büyük olduğundan serinletilecek yüzeyler ıslatılması sağlanır ve ıslatılan bu yüzeylerdeki suyun buharlaşması ile yüzeysel serinletme etkisi oluşturulur. Ortam serinletmesinde kullanılmamasının sebebi; bu sistemdeki damlaların çapının büyük olması nedeniyle havada buharlaşmadan yere düşmesidir (Kocatürk, 2007).

3.2 Fan/Pedli Bir Soğutma Sisteminin Temel Özellikleri

Bir fan vasıtasıyla dış ortamdan alınan doymamış hava, bir sirkülasyon pompası ile sisteme basılan su vasıtasıyla ıslak tutulan bir ped yüzeyinden geçirilir. Hava ile temas eden suyun buharlaşması sonucu havadan ısı alınır. Buharlaşmanın gerçekleşmesi ile ortam havasının duyulur ısısındaki azalmasına paralel olarak havanın sıcaklığı da düşer. Sıcaklığı düşürülerek soğutulan hava bir fan yardımı ile soğutulmak istenen ortama gönderilir. Ortam havasında meydana gelen duyulur ısı azalması nedeniyle ortamın kuru termometre sıcaklığında düşüş meydana gelir. Basit bir fan/pedli evaporatif soğutma sisteminin çalışma prensibi Şekil 3.3'te gösterilmiştir (Eser, 2015).

Fan/pedli serinletme sistemlerinin ana elemanlarından birisi olan poroz yapılı pedler, üst taraflarına yerleştirilmiş delikli borulardan belirli debide damlatılan su ile sürekli olarak ıslatılır. Ped içerisinde yavaşça süzülmeekte olan su ped haznesindeki havanın duyulur ısısını düşürür ve fanlar aracılığıyla soğuyan hava serinletilmek/soğutulmak istenen ortama üflenir.

Bu sistemlerin serinletme etkinliği önemli ölçüde ped malzemesine ve dolgu sıklığına bağlıdır. Kullanılacak pedler içinden geçecek havanın mümkün olduğunca çok ıslak yüzeye temas etmesini sağlayacak şekilde tasarlanmalıdır. Havanın ıslak yüzeylerle teması ne kadar fazla olursa daha fazla nem havaya transfer olacağından hava su buharı açısından doyma noktasına yakın bir değere ulaşır ve pedlerden dışarı çıkar. Havanın doyma seviyesi ile havanın ped yüzeyinden geçiş hızı ters orantılıdır. Havanın geçiş hızı ne kadar düşük olursa hava çok daha yüksek bağıl nem değerlerinde ortama geçiş yapar. Buna bağlı olarak da evaporatif soğutma etkinliği ya da sistemin soğutma performansı daha yüksek olur.



Şekil 3.3: Fan/pedli bir evaporatif soğutma sisteminin çalışma prensibi

(<http://www.eeusc.com/evaporat304f-so286utma.html>).

Fan/Pedli bir evaporatif soğutma sisteminde soğutma etkinliği, psikrometrik diyagramdan alınacak değere bağlı olarak şu şekilde hesaplanabilir (Timmons ve Baugman, 1984; Koca ve Ark, 1991; Bilge ve Bilge, 1999; Scarborough ve Ark, 1988);

$$\epsilon_e = 100 \cdot \frac{T_1 - T_2}{T_1 - T_3} \quad (3.1)$$

Burada;

ε_e = Evaporatif soğutma etkinliğini (%),

T_1 = Ped giriş havasının kuru termometre sıcaklığını ($^{\circ}\text{C}$),

T_2 = Ped çıkış havanın kuru termometre sıcaklığını ($^{\circ}\text{C}$),

T_3 = Ped giriş havasının yaş termometre sıcaklığını ($^{\circ}\text{C}$) ifade etmektedir.

Evaporatif soğutma kapasitesi ise aşağıdaki formül ile hesaplanır;

$$q = \dot{m} \cdot C_p \cdot (T_1 - T_2) \cdot \varepsilon_e \quad (3.2)$$

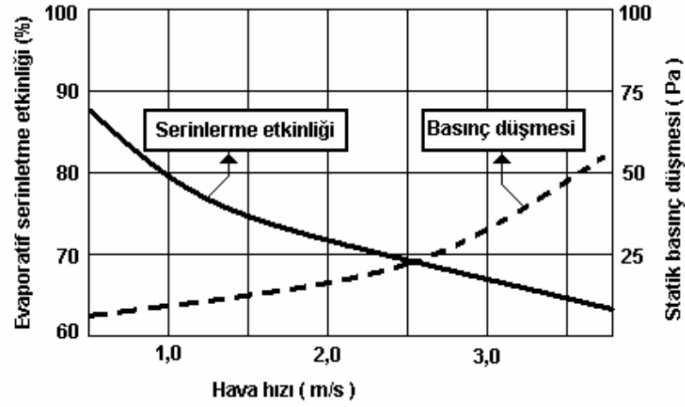
\dot{m} : havanın kütleli debisini (kg/s),

C_p : Havanın özgül ısısını (kJ/kg) ifade etmektedir. (ASHRAE Handbook, 2008, Bilge ve Bilge, 1999, Atikol ve Hacışevki, 2001).

(3.1) numaralı eşitlik sonucunda ortaya çıkan evaporatif soğutma etkinliğinin değeri,

- Havanın ped içerisinde geçiş hızına,
- Pedin her bölgesinin eşit seviyede (homojen) olarak ısıtılmasına,
- İç ve dış ortamlar arasında fan yardımıyla oluşturulan statik basınç farkına,
- Pedlerinin ıslanmış yüzeylerinden geçen hava miktarı ile diğer aralık ve çatlaklardan sızan hava miktarı oranına bağlıdır (Kocatürk, 2007).

Pedlerin, içerisinde geçen hava akımına karşı en az direnci göstermeleri gerekir. Pedlerin üretim özellikleri ile havanın pedlerden geçiş hızı bu direnci direkt etkiler. Ped malzemesi üzerinden hava geçiş hızı arttıkça pedler, hava akımına karşı daha fazla direnç gösterir. Bu durum statik basıncın daha da fazla düşmesine neden olur. Havanın ped malzemesi içinden geçiş hızı ve pedlerde meydana gelen statik basınç düşümünün sistemin soğutma etkinliğine tesiri Şekil 3.4'te gösterilmiştir.



Şekil 3.4: Evaporatif Soğutma/Serinletme sistemlerinde hava hızının serinletme etkinliği ve statik basınç değerlerine etkisi (Timmons ve Baughman, 1984).

3.3 Ped Malzemelerinin Özellikleri

Evaporatif soğutma sistemlerinde kullanılan pedler genel olarak cam, mineral, metal, kâğıt ve ahşap gibi malzemelerden yapılmakla birlikte plastik ve çimento katkılı ped malzemelerin kullanımı son yıllarda daha da yaygınlaşmıştır. Ped malzemelerinin suyun yüzey üzerinde dağılımını kolaylaştıracak özellikte olması istendiğinden günümüzde ped yapımında kullanılan en uygun malzemelerden birisi Aspen ağacı talaşı veya yongasıdır. Bu malzeme çürümeye karşı dayanıklı ancak şekilsel deformasyonun çok olduğu bir malzemedir.



Şekil 3.5: Evaporatif soğutma sistemlerinde kullanılan selülozik pedler (<http://www.evaporatifsogutma.com/>).

PVC, çürüme önleyici kimyasal katkılı kâğıt, çimento kaplı organik atıklardan imal edilen sert pedler de evaporatif soğutma sistemlerinde kullanılmaktadır. Bu pedlerin en önemli özelliği yüksek hava hızlarında ped etkinliğinin artması ve böylece daha küçük ped yüzey alanlarından daha fazla sıcaklık düşümünün sağlanabilmesidir. Sert pedler, yılda bir defa değiştirilmesi tavsiye edilen aspen pedlere göre daha uzun ömürlüdür.

Ped kullanılan evaporatif soğutma sistemlerinde kullanılacak pedler için yüzey alanının doğru olarak seçilmesi önemlidir. Pedler için yüzey alanının olması gerekenden küçük seçilmesi, havanın ped içerisinden daha hızlı geçmesine sebep olarak sistemin soğutma etkinliğini azaltır ve fan statik basınç farkı değerlerinin yüksek olmasına sebep olarak havalandırma debisinin düşmesine sebep olur.

Ped yüzey alanının hesaplamak için aşağıdaki denklemden faydalanılır;

$$A = \frac{V}{v} \quad (3.3)$$

Burada;

A = Ped yüzey alanını (m^2),

V = Toplam havalandırma debisini (m^3/s),

v = Ped içindengeçen hava hızını (m/s) ifade etmektedir.

(Kocatürk, 2007)

Pedlerin sürekli olarak nemli kalmasını saptamak maksadıyla genelde sistemin üst tarafına yerleştirilmiş bir su püskürtme düzeneğinden faydalanılır. Pedlerden damlayan suların toplanabilmesi için sistemin taban kısmına monte edilen bir su tankı bulunur. Burada toplanan suyun, kullanılmadığı zamanlarda tahliye edilmesi gerekir.

Pedli evaporatif soğutucuda soğutma etkinliği önemli ölçüde pedin ön yüzeyine çarparak onunla temas eden havanın akış hızına bağlıdır. Düşük hava

hızlarında (<3 m/s) hava, pedin yüzey alanına daha çok ve uzun süre temas edeceğinden sudan daha fazla nem alarak daha yüksek bağıl nem değerlerine ulaşır. Ayrıca pedin fiziksel özellikleri, pedin tüm noktalarının eşit bir şekilde nemlenip nemlenmediği ile iç ve dış ortam arasındaki basınç farkı da sistemin soğutma etkinliğine tesir eden diğer faktörlerdir.

Pedli evaporatif soğutucular diğer direkt soğutucularla kıyaslandığında özellikle konutların ve küçük ticari işletmelerin soğutulmasında en geniş ölçüde kullanılan sistemlerdir. Evaporatif soğutucuların düşük ilk yatırım ve işletme maliyetine sahip olmaları ve kullanımlarının kolay olması en önemli tercih sebeplerindendir (Wang, 2001).

3.4 Pedlerde Hava Hızı ve Su Akış Debisi

Havanın ped malzemesinden geçiş hızının ölçülmesi hava hızının pedin farklı noktalarında değişmesi sebebiyle oldukça zordur. Havanın ped malzemesine giriş ve çıkış yaptığı yüzeylerde hava hızının ölçümü daha kolaydır. Havanın pede giriş ve çıkış yaptığı yüzeylerde ölçülen hız değerleri, havanın ped malzemesi içinden geçiş hızı olarak kabul edilir ve hesaplamalara esas teşkil eder. Hava hızı, ped yüzey alanının hesaplanmasında bir parametre olarak kullanılır. Değişik türde ped malzemeleri için üretici firmalarca tavsiye edilen hava hızı değerleri Çizelge 3.1'de gösterilmiştir. Hava hızı, pedin ıslak yüzeyi ile temas edeceği süreyi etkileyeceği gibi aynı zamanda hava akımının ped malzemesi içinde izleyeceği yörüngeyi de direkt etkiler. Çok düşük hızlarda hava laminer akış karakteri gösterir. Böyle bir hava akışında, nemli ped malzemesinin yüzeyi ile temas eden belirli kalınlıktaki çok az bir hava tabakası ped yüzeyindeki sudan nem alır. Hava hızının artırılması durumunda, laminer akış türbülanslı akış karakterine döner. Böylece havanın temas ettiği ped yüzeyinden yeterli miktarda nem alma durumu ortaya çıkar. Dolayısıyla hava hızı arttırılmasıyla oluşturulan türbülanslı akış karakteri ile suyun ped yüzeyinden buharlaşma hızı artmış olur (Eser, 2015).

Çizelge 3.1: Değişik türde ped malzemeleri için tavsiye edilen hava akış hızları.

Ped Türü	Hava Akış Hızı (m/s)
Aspen fiber ped (düşey konumlu, kalınlık: 50...100 mm)	0,75
Aspen fiber ped (yatay konumlu, kalınlık: 50...100 mm)	1,00
Selüloz ped (Kalınlık: 100 mm, oluklu)	1,25
Selüloz ped (Kalınlık: 150 mm, oluklu)	1,75

Hava hızı artırıldığı takdirde ($v > 1,5$ m/s) nemli ped malzemesi yüzeyi üzerindeki buharlaşmayan suyun, hava sirkülasyonu ile soğutulmak istenen ortama gönderileceği göz önünde bulundurulmalıdır (Eser, 2015).

Pedlerin yüzeyindeki suyun debisi, doyma seviyesinin altında ise sistemin soğutma etkinliği çok çabuk bir şekilde azalma gösterir. Böylece, pedi ıslatarak nemlendirmek maksadıyla kullanılan suyun akış debisinin az olması sebebiyle, ped yüzeylerindeki suyun tamamının buharlaşması sağlanır. Sirkülasyon halindeki suyun içerisinde bulunan mineral maddeler ped yüzeyi üzerinde birikerek tıkanmalara sebep olur. Bu tıkanlıklar hava akımını keseceğinden ilerleyen dönemlerde sistemin soğutma etkinliğinde önemli kayıplara sebep olur.

Pedler üzerindeki su hızının gereğinden fazla olması, ped yüzeyindeki dalgalı yüzeylerin su ile kaplanmasına ve temas yüzeyinin düz bir şekle dönüşmesine sebep olur. Dolayısıyla toplam ped yüzey alanı azalma meydana gelir. Ped gözenekleri birbirine yakın olan ve küçük deliklere sahip ped malzemelerinde sirkülasyon halindeki su gözenekler arasını doldurarak köprüler oluşmasına neden olur ve böylece hava ile temas eden ped yüzey alanı azalır. Bu durum, sistemin soğutma etkinliğinin azalmasına ve toplam soğutma kapasitesinin düşmesine sebep olması dolayısıyla olumsuz bir etkidir. (Eser, 2015).

Su akış debisinin fazla olmasının yaratacağı olumsuzluklara rağmen, özellikle ped malzemesi yatay konumlandırılmış sistemlerde, su aynı zamanda pedin yıkanmasını sağlayarak, pedlerin toz, tuz ve diğer mineral çökeltileri gibi

yabancı ve zararlı artıklar ile tıkanmalarını da önler. Kurak ve nem oranının yüksek olduğu coğrafi şartlarda ped malzemeleri için tavsiye edilen su akış debileri Çizelge 3.2`de gösterilmiştir.

Çizelge 3.2: Değişik türde ped malzemeleri için tavsiye edilen su akış debileri.

Kullanılacak Ped Türü	Su Akış Debisi (Min.) (L/min-m)	Su Deposu Kapasitesi (Min.) (L/m ²)
Aspen fiber ped (düşey konumlu, kalınlık: 50...100 mm)	4	20
Aspen fiber ped (yatay konumlu, kalınlık: 50...100 mm)	5	20
Selüloz ped (Kalınlık: 100 mm, oluklu)	6	30
Selüloz ped (Kalınlık: 150 mm, oluklu)	10	40

3.5 Evaporatif Soğutma Sistemlerinin Kullanım Alanları

Evaporatif soğutma sistemleri, özellikle konut iklimlendirme amaçlı olarak bilinen uygulamaların (split klima, salon tipi klima, vb.) yerine kullanımı gittikçe yaygınlaşan sistemlerdir. Bu yüzden nemli havaya ihtiyacının bulunduğu mekanik atölyeler, boyahaneler, kimya sanayi, plastik sanayi, içecek sanayi, tekstil atölyeleri ve fabrikaları ile dökümhane tesisleri gibi endüstriyel alanlarda da kullanımı artmaktadır. Bu tür endüstriyel alanların haricinde hayvan çiftlikleri ve barınakları, kümesler ve seracılıkta da etkin bir şekilde kullanılmaktadır. Özellikle son yıllarda klasik iklimlendirme sistemlerinin sıklıkla kullanıldığı bankalar, mağazalar ve alışveriş merkezleri, toplantı ve düğün salonları, okullar, kışlalar, yemekhaneler ve lokantalar, pansiyon ve oteller, çamaşırhaneler, spor tesisleri ve merkezleri gibi alanlarda da bilinen iklimlendirme sistemlerini destekleyici sistemler olarak geniş bir kullanım alanı bulmaktadır (Osma, 2011).

3.6 Evaporatif Soğutma Sistemlerinin Avantajları ve Sakıncaları

Evaporatif serinletme/soğutma sistemlerinin, aynı amaca yönelik olarak kullanılan diğer klasik iklimlendirme sistemleri ile karşılaştırıldığında bazı avantajları olduğu gibi, aynı zamanda bütün diğer sistemlerde olduğu gibi bir takım dezavantajlarının da bulunduğu görülmektedir. Bu fayda ve sakıncalar incelenecek olursa;

- Evaporatif soğutma sistemlerinin mekanik buhar sıkıştırımlı soğutma sistemlerine göre belkide en belirgin avantajları bu sistemlerde harcanan güç ve elektrik enerjisinin mekanik buhar sıkıştırımlı soğutma sistemlerinde tüketilen güç ve elektriğe göre % 50'lik bir fark göstermektedir. İklim şartlarının uygun olduğu bölgelerde ve sistemin optimum çalıştığı durumlarda bu oran % 25'e kadar düşmektedir. Bu durum işletme giderlerini önemli ölçüde düşüreceği gibi aynı zamanda ciddi bir enerji tasarrufu sağlar.

- Evaporatif soğutma sistemlerinin güneş enerjili sistemlerle çalışabilme potansiyeli oldukça yüksektir.

- İç ortam kalitesinin önemli olduğu durumlardaki basit uygulamalarda % 100 taze havanın değerlendirilebilmesi bakımından soğutma kalitesinde önemli bir düşüşe yol açmadan iyi bir seçenek olarak karşımıza çıkmaktadır.

- Mekanik buhar sıkıştırımlı soğutma sistemlere göre ilk yatırım maliyeti ve işletme giderleri daha düşüktür.

- Mekanik buhar sıkıştırımlı soğutma sistemlerinde olduğu gibi evaporatif soğutma sistemleri soğutucu akışkan ile çalışmadığından tam anlamıyla çevre dostudur.

- Evaporatif soğutma sistemleri, kurulumu kolay ve benzer şekilde hacim olarak da daha az yer kaplayan sistemlerdir.

- Kurak iklime sahip bölgelerdeki uygulamalarda, belirli bir seviyede bağıl neme ihtiyaç duyulacağından, mekanik buhar sıkıştırımlı soğutma sistemlerine göre üfleme havasının belirli bir nem seviyesinde muhafaza edilmesi hususunda daha başarılıdır.

- Klasik iklimlendirme sistemlerinin birçoğunda soğutma etkinliğinin maksimum seviyede sağlanması maksadıyla kapı ve pencere gibi

açılabilir yapı bileşenlerinin mutlaka kapalı olması gerekmesine rağmen evaporatif soğutma sistemlerinde böyle bir zorunluluk bulunmamaktadır.

- Klasik iklimlendirme sistemlerine kıyasla etkin bir soğutma verimliliği için daha yüksek taze hava miktarına ihtiyaç duyan evaporatif soğutma sistemleri, sisteme belirli oranda taze hava girişi olmadığı takdirde soğutma etkinlik katsayıları düşer ve uzun vadede sistem otomatik olarak çalışamaz hale gelir. Dolayısıyla evaporatif soğutma sistemleri, hava sirkülasyonunun fazla olduğu binalarda pek kullanılamaz.

- Evaporatif soğutma sistemleri genellikle küçük hacimlerde tek başlarına bağımsız olarak oldukça etkin soğutma sağlayabilmelerine rağmen, orta ve büyük hacimlere sahip bina ve tesislerde ise yalnızca ana soğutma sistemini destekleyen sistemler olarak çalıştırılırlar.

- Evaporatif soğutma sistemleri dış havanın bağıl nem değeri hususunda hassas çalışan sistemlerdir ve bağıl nemin artmasından olumsuz bir şekilde etkilenir. Kurak bir iklim söz konusu olsa dahi dış hava bağıl neminin yüksek olduğu iklim bölgelerinde sistem genellikle etkin ve verimli bir çalışma olanağına sahip değildir. Bununla birlikte dış hava yaş termometre sıcaklığının artması da sistemin soğutma etkinliğini negatif yönde etkiler.

- Klasik soğutma sistemlerinde hassas bir şekilde kontrol edilebilen sıcaklık ve nem değerlerinin kontrolü evaporatif soğutma sistemlerinde daha zordur (Osma, 2011).

4. KAYNAK ÖZETLERİ

Evaporatif serinletme/soğutma sistemleri ile bu sistemlerin çeşitli uygulamalarına ilişkin daha önceden yapılmış olan çalışmalar aşağıda özet olarak sunulmuştur.

Benham ve Wiersma (1974), yatay ve düşey olarak konumlandırılmış ve kavak talaşından üretilmiş ped malzemeleri için en uygun kalınlık ve hava hızı değerlerini belirlemek üzere bir çalışma yapmışlardır. Yaptıkları çalışmada 2,5...12,5 cm kalınlığında pedleri kullanmışlar ve hava hızı olarak ta 0,5-1,3 m/s arasında değişen hız değerleri seçilmişlerdir. Yaptıkları deneyler sonrasında ulaştıkları sonuçlara göre optimum ped kalınlığının 7,5 cm ve havanın ped malzemesinin içinden ideal geçiş hızınının 1 m/s olduğunu tespit etmişlerdir. Araştırmada ayrıca kullanılan pedlerin yatay olarak konumlandırılması sonucu sistemin serinletme etkinliğinin % 5'lik bir oranda artış gösterdiğini buna karşılık deneylerde kullanılan 7,5 cm ile 12,5 cm kalınlığındaki pedler için hava hızınının 1,27 m/s seviyesine çıkartılmasının sistemin serinletme etkisinin artması yönünde hissedilir bir etkisinin olmadığını belirlemişlerdir.

Buffington ve ark. (1978), 2,5 cm kalınlığında kavak talaşı, çimento karıştırılmış şeker kamışı posası ve kauçuklaştırılmış domuz kılından üretilmiş üç ped ile 10 cm ve 15 cm kalınlığında selüloz esaslı oluklu malzemeden yapılmış iki ped olmak üzere toplam beş adet pedin sistem içindeki serinletme etkilerini yaptıkları çalışmada incelemişlerdir. Pedlerden geçen hava hızınının 0,75 m/s olarak sabit tutulduğu deneylerde serinletme etkinliği açısından en yüksek performansın öncelikle çimento katkılı şeker kamışı posasından yapılmış pedden sonrasındaysa selüloz esaslı pedden alındığını, performans olarak en düşük serinletme etkinliğine sahip olan pedin ise kauçuklaştırılmış domuz kılından yapılan ped olduğunu belirlemişlerdir.

Timmos ve ark. (1981), Kuzey Carolina (Amerika)'da yaptıkları bir çalışmada; pedli evaporatif serinletme sistemi ile ortam havasının şartlandırıldığı bir kümeste iki yıl üst üste yaz dönemlerinde sistemin soğutma etkinliğini incelemişler ve sistemin serinletme etkinliğini % 82 olarak bulmuşlardır.

McNeill ve ark. (1983), bir domuz barınağında kurulu pedli evaporatif serinletme sisteminin etkinliğini, teorik olarak hesaplanan serinletme etkinliği ile karşılaştırmışlardır. Barınakta bulunan iki kısa duvardan birisinin üzerinde 91,4 cm çapında tek hız kademeli fan (aspiratör) diğerinin üzerinde ise 1,47 x 4, 57 m ölçülerinde ped bulunmaktadır. Sistemde ped içerisinden geçen havanın hızı 0,65 m/s, pedlerin ıslatılarak nemlendirilmesinde kullanılan su için akış debisi 28,4 L/dak olarak seçilmiş ve dış ortam sıcaklığının 36-39,5 °C arasındaki yüksek değerlerde olduğu hava şartlarında dış ortam havasının bağıl neminin % 25,5-36 arasında değiştiği belirlenmiştir. Sistemin serinletme etkinliğinin % 85 olduğu zamanlarda havada 11-13 °C'lik bir sıcaklık düşüşü sağlanmıştır. Dış ortam hava sıcaklığının 21-39 °C arasında değiştiği süreçte ped çıkışında ölçülen hava sıcaklık değerinin 18-27 °C ve fan çıkışındaki hava sıcaklık değerlerinin ise 22-28 °C arasında olduğu sonucuna varılmıştır. Hava sıcaklık değerlerinin ölçüldüğü dönemlerde gerçekleştirilen hava bağıl nem değerlerinin ölçümü sonucunda ise bu değerlerin fan çıkışında % 63-78 arasında, ped çıkışında ise % 86-100 arasında değişiklik gösterdiği tespit edilmiştir.

Çalışmanın yapıldığı 12 Haziran - 09 Ağustos tarihleri arasında yapılan ölçüm değerlerine göre evaporatif serinletme sistemi ile barınak içerisine taşınan dış ortam hava sıcaklığı değerlerinde 5-13 °C arasında değişen sıcaklık düşümlerinin olduğu belirlenmiştir. Çalışma sonucunda pedli evaporatif serinletme sistemlerinin bu tür barınaklar için etkin ve verimli olarak kullanılabilir sistemler olduğu sonucuna varmışlardır.

Timmos ve Baughman (1984), Amerika Birleşik Devletleri'nin güneydoğu bölgesinde yaptıkları bir çalışmada; pedli evaporatif serinletme sistemi kurulmuş olan bir kümeste, hareket halindeki havanın serinletme etkisinden daha fazla yararlanmak amacıyla ped ve fanlara yakın bölgelerdeki hava sıcaklık farkını azaltarak ve kümes içerisindeki hava hareketinin hızını 1 m/s ve üzerine çıkartarak

bir çalışma yapmışlardır. Çalışma için kullanılan ve uzunluğu 24,4 m, genişliği 7,9 m olan kümes uzun kenarlar boyunca iki eşit bölme şeklinde ayrılmıştır. Birinci bölme de duvar ve çatı yalıtılmıştır ve uzun kenarlar boyunca duvarlara bitişik şekilde kümesin normal zemininden biraz yukarıda tasarlanan 30 x 40 cm boyutlarında hava kanalları yerleştirilmiştir. Bu kanalların dış duvarına pedler boydan boya konumlandırılmıştır. Biri değişken hız kademeli, ikisi sabit hızlı olmak üzere üç adet fan kümesin kısa duvarı üzerine konuşlandırılmıştır. Kümesin kanala bitişik uzun duvarları üzerindeki açıklıklardan, pedlerden geçen serinletilmiş havanın kümes içerisine girmesi sağlanmıştır. Kümesin kontrol hacmi olarak ayrılan birinci bölmesi doğal havalandırılmalı olarak tasarlanmış, uzun duvarlar üzerinde bulunan havalandırma açıklıklarına elle açılıp kapanan perdeler yerleştirilmiştir. Bu bölmeye karıştırıcı fanlar konumlandırılarak bu fanlardan hava hareketi sağlamak amacıyla yararlanılmıştır. 1981 yılında iki üretim dönemini kapsayacak şekilde gerçekleştirilen deneyler sonucunda soğutma etkinliği % 80, havanın giriş hızı 3,1 m/s ve tavuklar seviyesindeki havanın hızı 0,9 m/s olarak hesaplanmıştır. Çalışma sonucundaki değerlendirmelerde, pedlerin ve su deposunun direkt olarak güneş ışınlarına maruz kalmasının sistemin soğutma etkinliğinde % 15 ve daha üzeri değerlerde azalmalara sebep olabileceği sonucuna varılmıştır.

Bottcher ve ark. (1988), bir tavuk kümesinde hem yatay hem de düşey ekseninde meydana gelen sıcaklık farkları dolayısıyla tavukların gelişimlerini düzensiz bir şekilde etkilediği ve ısıtma maliyetini arttırdığı fikrinden hareketle, tavuk kümeslerinde yatay ve düşey eksenindeki sıcaklık farkı ile bu sıcaklık farklılıklarını azaltma olanaklarını 6 farklı broiler kümesinde yaptıkları çalışmada incelemişlerdir. Yapılan çalışmada; tavana yerleştirilmiş olan karıştırma fanlarının çalışmamasının düşey ekseninde sıcaklık farkı yarattığı tespit edilmiştir. Her biri farklı yüksekliğe sahip tavuk kümeslerinde yapılan çalışmalarda; kümes yüksekliği ile düşey eksenindeki sıcaklık farkının doğru orantılı olarak değiştiği görülmüştür. Kümes zemininden 3 m yükseklikte ve hacim ısıtması yapılan kümeslerde, karıştırma fanları düşük hızlarda çalıştırıldığı takdirde, kümes zemini ile kümes tavanı arasındaki sıcaklık farkının 17,8 °C olduğu ve zeminden 0,9 m yükseklikten alan ısıtması yapılan kümeslerde karıştırma fanlarının çalıştırılmadığı koşullarda ortaya çıkan sıcaklık farkından 6,2 °C daha büyük

olduğu tespit edilmiştir. Çalışma sonucunda yapılan değerlendirmede; kümes tavanlarına konuşlandırılmış olan karıştırma fanlarının yatay eksenle olan mesafelerinin azaltılması ve fanların yüksek hız kademesinde çalıştırılması durumunda, kümes içinde yatay ve düşey eksenle ortaya çıkan sıcaklık farkının büyük ölçüde önüne geçilebileceği belirtilmiştir.

Scarborough ve ark. (1988), yaptıkları çalışmada; Maryland ve Virginia'nın doğu kıyılarındaki bölgelerde ısı stresinin azaltılması ve altlıktan kaynaklanan tozlanmanın önlenmesi amacıyla evaporatif serinletme sistemlerinden birisi olan sisleme sisteminin yaygın olarak kullanıldığını belirlemişlerdir. Yine Delaware bölgesinde yer alan broiler kümeslerinde en önemli sorunun kümes içerisine püskürtülen küçük su damlacıklarının buharlaşmadan yere düşmesi sonucunda altlığın ıslanması olduğunu belirtmişlerdir. Bu olumsuzlukları incelemek için yaptıkları çalışmada boş bir broiler kümesinden faydalanmışlar ve bölgede yaygın olarak kullanılan sisleme memelerini kullanmışlardır. Bu sisleme memelerinde farklı çalışma basınçları uygulamışlar ve meme yüksekliği ile altlık üzerine düşen su miktarı arasında yakın bir ilişki tespit etmişlerdir. Memelerin daha yükseğe (2,1 m yerine 2,5 m) yerleştirilmesi ile altlık üzerine düşen su miktarının önemli oranda azaldığı gözlemlenmiştir. Standart memeler için önerilen askı yüksekliklerinde, püskürtme basıncının artırılması, altlık üzerine düşen su miktarını azaltma yönünde olumlu bir etki sağlamamıştır. Yüksek basınç ve düşük debili memelerle çalışıldığı takdirde, altlık üzerine düşen su miktarının standart memelere oranla, önemli düzeylerde azaltılabileceği değerlendirilmiştir. Ancak bu tür memelerle sistemin çalıştırılması durumunda sistem ilk yatırım maliyeti ve işletme giderlerinin artacağı unutulmamalıdır. Dış ortam havasının bağıl nemi ile meme püskürtme basıncına bağlı olarak altlık ıslanma düzeyinin tahmin edilebilmesi amacıyla bazı denklemlerin geliştirildiği çalışmada, daha yüksek basınçlı memeler kullanılarak, bölgede yaygın olarak kullanılan standart memelere oranla, buharlaşmadan kümes tabanına düşerek altlığın ıslanmasına neden olan su miktarında % 12 oranında azalmaya gidilebileceği belirlenmiştir.

Botcher ve ark. (1989), bir broiler kümesinde yaptıkları çalışmada, kümesin dolu ve boş olduğu iki durumda basınçlı hava ve suyun parçalandığı

pnömatik sisleme (misting) sistemini denemişlerdir. Sistem, kümes içerisine yerleştirilen bir nem ayarlayıcı (humidistat) ile kümesin dolu ve boş olduğu koşullarda kontrol edilmiştir. Çalışmada; kümesin içindeki ve dışındaki havanın bağıl nemi, havanın yaş ve kuru termometre sıcaklıkları ile havalandırma debisinin değerleri ölçülmüştür. Tavuklar ve diğer kaynaklardan kümes ortamına gelen duyulur ısı ve nem kazançları dikkate alınmayarak yapılan hesaplamalarda misting sistemin serinletme etkinliğinin yaklaşık % 25 ile % 69 arasında değişiklikler gösterdiğini belirlemiştirlerdir. Elde edilen diğer sonuçlara göre, sistemin 8,1 m³/s ve daha düşük hava debilerinde %70 - 90 bağıl nem aralığında, hedeflenen bağıl nem değerlerini \pm % 8 hassasiyetle sağlayabildiği, dış ortam kuru termometre sıcaklığının 34,5 °C ve daha yüksek sıcaklık değerlerinde olması şartıyla, kümes içerisine dışarıdan alınan havanın kuru termometre sıcaklığında 5,5 °C ve daha fazla sıcaklık düşümlerinin meydana geldiğini belirtmişlerdir.

Bottcher ve Baughman (1990), sislemeli evaporatif serinletme sistemi bulunan bir broiler kümesinde sisleme ve havalandırma zamanlarının, kümes içi sıcaklık ve bağıl nem değerlerine olan etkisini teorik ve uygulamalı olarak incelemiştirlerdir. Uygulama aşamasında sisleme ve havalandırma işlemlerini,

- Kesikli sisleme - devamlı havalandırma,
- Sisleme ve havalandırma işlemlerinin dönüşümlü olarak devreye sokulduğu kesikli sisleme - kesikli havalandırma,
- Düşük debide sürekli havalandırma ve sisleme zamanlarında yüksek debili havalandırma olmak üzere üç farklı uygulama yöntemini denemişlerdir. Yapılan çalışma sonucunda boş bir kümeste sisleme ve havalandırma işlemlerinin dönüşümlü olarak devreye sokulması durumunda, havalandırma işleminin bitmesine yakın dönemlerde iç ve dış ortam hava şartlarının birbirlerine yaklaştığını belirlemiştirlerdir. Havalandırma işleminin yapıldığı durumlarda iç ortam hava sıcaklığında meydana gelen farklı değişimlerin (\pm 4 °C ve daha yüksek), sabit havalandırma-kesikli sisleme yöntemine kıyasla daha fazla olduğu tespit edilmiştir. Geliştirilen bir programla, boş bir kümeste iç ortam sıcaklığının \pm 0,5 °C ve nem oranının \pm 0,6 g-nem/kg-kuru hava hassasiyette tahmin edilebildiğini bildirmişlerdir. Bu çalışma sisteminin tavuk olan bir kümeste uygulanması durumunda, püskürtülen

su miktarının azaltılması gerektiğini, iç ortamda belirlenen hava sıcaklık değerlerine ulaşılabilmesi için havalandırma debisinin artırılması gerektiğini, böyle bir durumda da ortaya çıkacak yüksek hava hızının tavuklarda rahatsızlıklara ve diğer olumsuz gelişim bozukluklarına neden olabileceği belirtmişlerdir.

Koca ve ark. (1991), pedli evaporatif serinletme sisteminin konumlandırma şekli, su akış debisi ve hava hızı gibi farklı koşullarda performans özelliklerini belirlemek için bir deneme düzeni geliştirmiştir. Deneme düzeni oluşturulurken Air Movement and Control Association (AMCA) ve American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers (ASHRAE) standartlarına uygun olarak düzenlenmiş fan deneme odasından yararlanılmışlardır. Yapılan çalışmada, birisi 10 cm diğeri 15 cm kalınlığında ve oluk açısı 45°/45° olan ve 15 cm kalınlığında oluk açısı 30°/30° olan üç farklı selüloz esaslı ped malzemesi kullanılmışlardır. Çalışma sonucunda, kurulan pedli serinletme sisteminin, serinletme etkinliği ve sistemin hava akımına karşı gösterdiği direnç değerlerini belirlenmesi için yeterli seviyede ve serinletme etkinliğinin belirlenmesinde de duyarlılık düzeyinin \pm % 2,5 olduğu görülmüştür. Oluk açıları 45°/45° olan pedlerde, 1,5-2,5 m/s hava hızlarında ölçülen statik basınç düşmesi değerlerinin 17-77 kPa aralığında değiştiği, oluk açıları 30°/30° olan pedlerde ise, normal çalışma koşulları için tavsiye edilen hava hızlarında ölçümü yapılmış olan statik basınç düşmesi değerlerinin 22-30 kPa arasında değiştiği belirlenmiştir. 45°/45° oluk açısı olan pedlerde, normal çalışma koşulları için tavsiye edilen hava hızlarında serinletme etkinliğinin % 73-90 arasında değiştiği, 45°/45° oluk açısına sahip ve kalınlığı 15 cm olan pedlerde serinletme etkinliği değerinin 30°/30° oluk açısına sahip ve kalınlığı 15 cm olan pedlere oranla % 3- 10 daha büyük olduğu belirlenmiştir. Yapılan çalışmada elde edilen optimum sonuçlar, dış ortam havasının yaş ve kuru termometre sıcaklık farkının 8,3 °C ve daha büyük olduğu durumlarda elde edilmiştir.

Genceli (1993), hazırladığı makalede evaporatif serinletme sistemlerini özellikleri ve kullanım alanları açısından inceleyerek tarımsal yapılarla birlikte tekstil endüstrisinde, güç santrallerinde, dökümhaneler ve fırınlar gibi yüksek çalışma sıcaklığına sahip ortamlarda hava şartlandırma uygulamaları için geniş

uygulama alanı olduğunu ifade etmiştir. Çalışmada, sistemin özellikle 24 °C ve altındaki yaş termometre sıcaklığına ve 32 °C ve üzerinde kuru termometre sıcaklığına sahip ortamlarda etkin bir şekilde kullanılabilceği, detaylı bir mühendislik ve proje çalışmasıyla doğru bir sistem seçilerek uygulanabileceği vurgulanmıştır.

Xin ve ark. (1994), yaptıkları çalışmada ısıtma, serinletme ve havalandırma sisteminin yer aldığı bir kümeste, yatay ve düşey ekseninde hava sıcaklık ve bağıl nem değerlerinin değişimini inceleyerek çalışmalarını konvansiyonel ve tünel tipi havalandırmaya sahip iki farklı kümeste yürütmüşlerdir. Konvansiyonel tip havalandırmaya sahip kümesin uzun duvarlar üzerinde 76 cm genişliğinde perdeyle kapatılabilen açıklıklar bulunmakta olup, doğal ve yapay havalandırma yapılabilmektedir. Isıtma, her iki kümeste de hacim ve alan ısıtması yapan sistemler ile gerçekleştirilmektedir. Serinletme işlemi konvansiyonel tip havalandırmaya sahip kümeste su püskürtmeli (sislemeli), tünel tip havalandırmaya kümeste ise pedli evaporatif serinletme sistemleri ile gerçekleştirilmektedir. Çalışma sonucunda elde edilen sonuçlar incelendiğinde; her iki kümeste de kış döneminde ve % 50 üretim kapasitesinde üretim yapılmaktadır. Buna göre tünel tipi havalandırmaya sahip kümeste düşey ekseninde meydana gelen sıcaklık farkı 1,8 °C, konvansiyonel tip havalandırmaya sahip kümeste ise 4,3 °C olarak bulunmuştur. Tünel tipi havalandırmaya sahip kümeste bulunan karıştırma fanlarından dolayı düşey ekseninde sıcaklık farkı daha az meydana gelmiş ve ısıtma amaçlı enerji tüketimi daha az olmuştur. Yine kış şartlarında ve % 100 üretim kapasitesinde kümesin uzun ekseninde meydana gelen sıcaklık ve bağıl nem farkı konvansiyonel tip havalandırmaya sahip kümeste oldukça küçük değerlerde olmasına karşın, tünel tip havalandırmaya sahip kümeste 3,5 °C olarak ölçülmüştür. Konvansiyonel tip havalandırmaya sahip kümeste uzun ekseninde daha homojen bir sıcaklık dağılımı sağlanırken, tünel tip havalandırmaya sahip kümeste uzun ekseninde meydana gelen sıcaklık farkı, özellikle tam kapasitede üretimin yapıldığı ve kesime yaklaşıl döneme tavuklarda olumsuz etki yaratacak düzeye çıkmıştır. Tünel tipi havalandırmaya sahip kümeste kış döneminde ve % 100 kapasitede üretim yapıldığında, kümesin uzun eksenini boyunca meydana gelen sıcaklık farkının azaltılabilmesi için kümesin içine alınan havanın ısıtılabilceği değerlendirilmiştir. Konvansiyonel tip

havalandırmaya sahip kümeste soğuk dış ortam havası uzun duvarlar üzerinde yer alan havalandırma açıklıklarından kümese alındığından, kısa duvar dibi ve kümes orta noktası arasındaki sıcaklık farkı ile uzun eksen boyunca meydana gelen sıcaklık farkı 0 °C ve 1,8 °C'dir. Konvansiyonel tip havalandırmaya sahip kümeste, 38 °C civarındaki dış ortam hava sıcaklığında, kullanılan evaporatif serinletme sistemi (sisleme) sayesinde tavuk başına elde edilen serinletme değeri 2-3 °C olarak ölçülmüştür. Tünel tip havalandırma kümesteki pedli evaporatif serinletme sistemiyle sağlanan serinletmenin ise 7-8 °C olduğu belirlenmiştir.

Çalışma sonuçlarına göre; sıcaklığın yüksek olduğu yaz döneminde kümes içi sıcaklığın istenen değerlerde tutulması ve tavuklarda olabilecek ısı stresinin önlenmesinde pedli evaporatif serinletme sistemlerinin su püskürtmeli (sislemeli) tip evaporatif serinletme sistemlerine göre daha verimli olmasına karşın, pedli evaporatif serinletme sistemine sahip kümeslerde iklim koşullarının uygun olduğu şartlarda doğal havalandırma yapma olanağının bulunamamasının bir dezavantaj olduğu belirtilmiştir.

Dağtekin ve Yıldız (1996) yaptıkları bir çalışmada; Çukurova bölgesinde kümes içi sıcaklık probleminin çözümüne yönelik alternatif serinletme yöntemleri konusunda kümes ortamının serinletilmesi amacıyla üç farklı yöntemi denemişlerdir. Bu yöntemler;

- Toprak altında nemli bir bölgeye konumlandırılmış olan hava kanallarından kümes içerisine serinletilmiş hava çekilmesi,
- Kümes içerisine tarımsal savaş uygulamalarında da kullanılan döner diskli bir meme ile tavana yakın bir noktadan kümes içerisine suyun ince damlacıklar şeklinde püskürtüldüğü evaporatif serinletme,
- Pedli evaporatif serinletmedir.

Çalışma sonucunda, birinci yöntemin (toprak altına konumlandırılan hava kanallarından kümes içerisine serin hava çekilmesi) ortam hava sıcaklığının azaltılması hususunda yetersiz kaldığı, ikinci yöntemin (su püskürtmeli evaporatif serinletme) ise, hava bağıl neminin yüksek olduğu durumlarda püskürtülen su damlacıklarının havada buharlaşmadan yere düşmek suretiyle altlığın ıslanmasına neden olabildiği, üçüncü yöntemin ise (pedli evaporatif serinletme) kümes

içerisine alınan dış ortam havasının sıcaklığında 5-10 °C'lik sıcaklık düşüşlerini sağladığı bildirilmiştir. Araştırmacılar, ikinci yöntemde olduğu gibi altlığın ıslatılma problemi ile karşılaşılması, kümes içerisine alınan dış ortam havası sıcaklığında küçümsenmeyecek düzeylerde sıcaklık düşümlerinin sağlanması nedeniyle bölgedeki kümeslerin serinletilmesi için en uygun yöntemin pedli evaporatif serinletme yöntemi olduğunu belirtmişlerdir.

Simmons ve Lort (1996), evaporatif serinletme sistemlerinde pedi ıslatarak nemlenmesini sağlayan suyun sıcaklığının serinletmeye etkisini inceledikleri çalışmalarında; pedli bir evaporatif serinletme sistemi kullanılmıştır. Sistemde; 2,5 m uzunluğunda ve enine kesiti 1,3 x 1,3 m olan kontrplaktan imal edilmiş bir kanal ve bu kanalında bir ucunda 47 cm çapında ve 62,3 m³/min havalandırma debisine sahip bir aspiratör bulunmaktadır. Kanalin diğer ucuna konulan ped, kalınlığı 10,2 cm, 0,9 x 0,9 m yüzey alanına sahip ve Munters firması tarafından üretilmiş CELdek olarak adlandırılan selüloz esaslı bir ped malzemesidir. Deneyler; termostat vasıtasıyla ısı kontrollü bir ortamda, 3 farklı ortam sıcaklığında (32, 35 ve 38 °C) ve 5,5 °C'lik artışlarla 10-50 °C arasında değişen sekiz farklı su sıcaklığında yapılmıştır. Deneme esnasında 1,24 m/s olan pedden geçen hava hızı değeri ile 6,8 L/min olan ped ıslatma suyu debisi sabit tutulmuştur.

Çalışma sonucunda, üç farklı deney sıcaklığında (32, 35 ve 38 °C) ıslatma suyu sıcaklığındaki artışla ters orantılı olarak serinletme etkinliğinin düştüğü ve ped çıkışındaki havanın kuru termometre sıcaklığı ve bağıl nem değerleri ile buharlaşan su miktarının arttığı tespit edilmiştir. Su sıcaklığındaki 5,5 °C'lik artışlara bağlı olarak ped çıkışındaki havanın kuru termometre sıcaklığının 2,2 °C, havanın bağıl neminin % 3,2 ve pedde hava ile temas sonucunda buharlaşan su miktarının % 73 oranında arttığı ancak serinletme etkinliğinin % 16 oranında düştüğü görülmüştür.

Dağtekin ve ark (1998), Çukurova bölgesi koşullarında pedli evaporatif serinletme sistemlerinde kullanılan farklı ped çeşitlerinin uygunluğunu inceledikleri çalışmalarında; elde edilen değerlere göre selüloz esaslı pedle en yüksek verimin elde edildiğini, fındık kabuğundan yapılan ped malzemesinin ise

ucuz ve kokuşmalara karşı dayanıklı olması nedeniyle tercih edilebileceğini bildirmişlerdir.

Bilge ve Bilge (1999), Ankara bölgesi koşullarında kapalı mekânların serinletilmesinde tüketilen enerjinin azaltılması bağlamında iki farklı serinletme sistemini tükettikleri enerji miktarları açısından teorik olarak karşılaştırmışlardır. Ankara bölgesi iklim koşulları esas alınarak yapılan karşılaştırmada havanın direk ve indirek olmak üzere iki aşamada soğutulduğu bir kombine evaporatif soğutma sistemi ile kompresyonlu tip serinletme sistemi çalışma sistemleri olarak seçilmiştir. Çalışma sonucunda soğutma etkinliği değeri COP=15,78 olarak bulunan evaporatif serinletme sisteminin serinletme etkinliğinin COP=3,5 olarak bulunan klasik serinletme sistemine göre daha yüksek olduğu belirlenmiştir. Dolayısıyla, enerji giderleri açısından yapılan bir karşılaştırmada da evaporatif serinletme sisteminin enerji giderinin diğer sisteme kıyasla önemli ölçüde az olacağı görülmüştür. Ayrıca evaporatif serinletme sisteminin % 100 taze hava kullanıyor olması da sistemin ayrı bir avantajı olarak öne çıkmaktadır. Buna karşılık evaporatif serinletme sisteminin serinletme etkinliğini ve tüketilen enerji miktarını önemli ölçüde etkileyen bir faktör olarak dış ortamdan alınan havanın yaş termometre sıcaklığı değeri göze çarpmaktadır. Yaş termometre sıcaklığında meydana gelebilecek bir artış sistemin soğutma etkinliğini düşüreceği gibi tüketilen enerji miktarını da artıracığı göz önünde bulundurulması gerektiği araştırmacılar tarafından bildirilmiştir.

Yılmaz ve Büyükalaca (1999), hazırladıkları makalelerinde, evaporatif serinletme sistemlerinin ABD ve AB ülkelerinde yaygın olarak kullanıldığını, sistemin çevre dostu olması, ilk yatırım maliyeti ile işletme giderlerinin düşük seviyede olması, serinletilecek ortama sürekli ve % 100 taze gönderilmesi gibi avantajların buna esas teşkil ettiğini vurgulamışlardır. Evaporatif serinletme sistemlerinin etkin ve verimli bir şekilde kullanılabilmesinin dış ortam bağıl neminin olabildiğince düşük olmasına bağlı olduğunu, sistemden yüksek verim alınabilmesi için dış ortam havasının bağıl neminin azaltılması gerektiğini bildirmişlerdir. Dış ortam havasının bağıl neminin düşürülmesi maksadıyla sistemde sıvı veya katı nem alıcıların kullanılabilmesini, bu amaçla kullanılan Desisif Evaporatif Serinletme Sistemleri (DES Sistemleri) olarak da bilinen

öncelikle dış ortam havasının neminin alınmasını müteakip evaporatif serinletmenin yapıldığı sistemlerin ülkemizde de yaygın olarak kullanılması gerektiğini bildirmişlerdir. Havanın neminin alınması maksadıyla kullanılan sıvı ve katı nem alıcıların özelliklerini, DES sistemlerinin çalışma prensiplerini psikrometrik diyagramdan da faydalanarak çalışmalarında açıklamışlardır.

Chepete ve Xin (2000), su püskürtmeli evaporatif serinletme sisteminin yumurta üretimi için kullanılan tavuklarda serinletme etkisini yaptıkları bir çalışmada araştırmışlardır. Yapılan çalışmada; serinletme sistemi belirli aralıklarla kesikli olarak çalıştırılmış ve 20, 38 ve 56 haftalık tavuklarda 10'ar kez denemeye alınmıştır. Hava sıcaklığının 40 °C, hava bağıl neminin % 45 ve hava hızının 0,15-0,20 m/s olduğu koşullarda, maksimum 8 saatlik süre sonunda tavukların öleceği kabul edilmiştir. Tavukların solunum hızındaki artışla beraber, 15 dakikalık aralıklarla ve sistemin her devreye girişinde 8 mL olmak üzere sisleme şeklinde tavukların bulunduğu ortama su püskürtülmüştür. Deneyler süresince tavuklarda rektum bölgesinde ve önceden belirlenmiş olan diğer noktalarda, deri yüzey sıcaklıkları ölçülmüştür. Tavukların ölçülen vücut sıcaklık değerleri incelenmesi sonucunda, belirli aralıklarla kesikli olarak çalıştırılan sislemeli evaporatif serinletme sisteminin tavukların baş bölümü ile diğer açık bölgelerinde deri yüzey sıcaklığının azalmasının sağlandığı belirlenmiştir. Tavukların ısıya karşı duyarlılıklarının artırılması ve ölümlerinin önüne geçilerek ölüm sayısının azaltılmasının ve bunlara bağlı olarak tavuklar üzerindeki ısı stresinin önüne geçilmesinde su püskürtmeli evaporatif serinletme sisteminin etkin bir yöntem olarak kullanılabileceğini belirtmişlerdir. Ayrıca sistemin çalıştırılması esnasında istenen sıcaklık değerlerinin elde edilebilmesi için, su püskürtme işleminin 5'er dakika aralıklara yapılmasının yeterli olabileceğini bildirmişlerdir.

Uğurlu ve Kara (2000), tarafından yapılan bir çalışmada, yaz döneminde Temmuz-Ağustos aylarında, bazı performans özelliklerini belirlemek üzere bir pedli evaporatif serinletme sistemini incelemişlerdir. Ticari üretim yapılan, 70 x 17 m taban alanı ve 5,4 m yan duvar yüksekliğine sahip bir kümesin uzun olan yan duvarlarına 12'şer adet 120 x 80 x 10 cm boyutlarında selüloz esaslı ped yerleştirilmiştir. 40.000 m³/h debili 4 adet fan kümesin kısa duvarları üzerine konumlandırılmıştır. Sistemin devreye alınmasıyla birlikte pedlerden geçen dış

ortam havasının sıcaklığında 4,2-16,2 °C arasında, ortalama olarak da 10,6 °C olarak düşüş sağlanmıştır. Sistemin serinletme etkinliği % 77-92 arasında değişmiştir. Ortalama serinletme etkinliği % 87,5 olarak belirlenmiştir.

Lucas ve ark. (2000), hava sıcaklığının yüksek ve hava bağıl neminin düşük olduğu yaz döneminde yaptıkları çalışmada, domuz barınaklarında yaşanan olumsuz hava şartlarının önüne geçmek amacıyla, bir evaporatif serinletme sisteminin teorik olarak serinletme etkinliği incelenmiştir. Çalışma için Portekiz'in Alentejo bölgesi seçilmiş ve bu bölgede bulunan dört farklı meteoroloji istasyonundan 1995-1997 yılları arasındaki saatlik hava sıcaklık değerleri ile hava bağıl nem değerleri alınarak çalışmada kullanılmıştır. Bu kapsamda; verim kayıplarına neden olan, sıcaklık nem indeksleri hesaplanarak ve meteoroloji istasyonlarının verileri bu değerlere göre kıyaslayarak yaz döneminde ısı stresinin meydana gelebileceği zamanlar tahmin edilmeye çalışılmıştır. Domuz yetiştiriciliğinde önemli verim kayıplarına neden olan ve sıcaklık nem indeksinin 84 ve üzerinde olduğu dönemlerin bölgede birkaç defa tekrarlandığı, dolayısıyla kullanılacak serinletme sisteminin yaz üretim dönemi boyunca kullanılıp kullanılmamasına ilişkin görüşlerin sistemin ekonomik açıdan da incelemesi sonrasında belirlenmesi gerektiği sonucuna varmışlardır. Yaz döneminde söz konusu olumsuzlukların meydana geldiği dönemlerin, bir bilgisayar programı yardımı ile bölgenin iklim şartlarına uygun psikrometrik eşitliklerden yola çıkarak tahmin edilebileceğini ve bu dönemlerde % 80 verimle çalışan evaporatif serinletme sisteminin, ortaya çıkabilecek ekonomik kayıpları da bertaraf etmek için kullanılabileceğini bildirmişlerdir.

Atikol ve Hacışevki (2001), 1996-1997 yılları iklim verilerini (sıcaklık ve bağıl nem değerleri) esas alarak Lefkoşe-Kıbrıs bölgesindeki iklim verilerinden yararlanarak, evaporatif serinletme sisteminin kapalı ortamlarda uygulanabilirliğini yaptıkları çalışmada teorik olarak incelemişlerdir. Bölgenin iklim verilerini psikrometrik diyagram vasıtasıyla inceleyerek sistemin özellikle mayıs ve eylül aylarında verimli olarak kullanılabileceğini, Temmuz ve Ağustos aylarında ise yüksek sıcaklık ve nem değerleri dolayısıyla sistemin serinletme etkisinin tek başına yeterli olmayacağını, bu nedenle sistemin ancak diğer

soğutma sistemleri ile desteklendiği takdirde bu aylarda da kullanılabileceğini belirtmişlerdir.

Maheshwari ve ark. (2001), Kuveyt'te bir endirekt evaporatif soğutucunun enerji tasarruf potansiyeli üzerine analitik bir inceleme yapmışlardır. Sahil kesimleri ile iç kesimleri temsil eden Kuveyt'in iki farklı yerleşim yerinde yaptıkları çalışmada 1180 L/s'lik bir endirekt evaporatif soğutucuya ait performans değerleri ele alınarak analizler gerçekleştirilmiştir. Kuveyt'in bulunduğu bölgenin iklim şartları esas alınarak yapılan çalışmada, Nisan ve Ekim ayları arasında yağ ve kuru termometre sıcaklıkları arasındaki günlük sıcaklık farklarının 8-25 °C arasında değiştiği gözlemlenmiş, iç kesimleri temsil eden yerleşim yerinin günlük sıcaklık farkının kıyı kesimlerini temsil eden yerleşim yerinin günlük sıcaklık farkına göre oldukça fazla olduğu belirlenmiştir. Yaz dönemi boyunca yapılan denemeler süresince evaporatif serinletme sisteminin iki yerleşim yerinde de performans değerleri günlük ve saatlik olarak kayıt altına alınmıştır. Çalışma sonucunda evaporatif soğutma sisteminin iç kesimlerdeki bir yerleşim merkezine kurularak işletilmesinin kıyı kesimlerindeki yerleşim bölgelerine göre daha avantajlı olduğu görülmüştür.

Cruz ve ark. (2006), üç farklı ped malzemesinin farklı hava sıcaklığı ve hava hızı değerlerinde serinletme etkilerini Evora-Portekiz bölgesi iklim koşullarında incelemişlerdir. Yaptıkları çalışmada; dört farklı sıcaklık aralığı ve dört farklı hava hızı değeri (1,6 m/s; 3,2 m/s; 4,8 m/s ve 5,6 m/s) seçilmiş ve elde edilen sonuçlara göre en yüksek serinletme performansı olarak % 80 değerine ulaşmışlardır. Bu en yüksek serinletme etkinliğine ise 3,2 m/s hava hızında ve 32-34 °C sıcaklık değerleri arasında ulaştıklarını belirtmişlerdir.

Yıldız ve ark. (2006), yaptıkları çalışmada; Çukurova şartlarında kurulmuş bir etlik piliç kümesindeki pedli evaporatif serinletme sisteminin iki farklı hava hızında performans özelliklerini deneysel olarak araştırmışlardır. Çimento katkılı ped kullanılan ve 5 yıldır devrede olan olan sistemde; pedden geçen hava hızı olarak 1,28 m/s ve 1,41 m/s değerleri sabit olarak seçilmiştir. Bu şartlarda havanın pedden geçiş hızının serinletme etkinliğine etkisi ($P < 0,05$) güven aralığında önemli bulunmuş, seçilen iki sabit hava hızı değerlerinde ortalama olarak

serinletme etkinliği % 70 ve gerekleŒen en yüksek sıcaklık dŒm 10 °C olarak belirtilmiŒtir.

Dağtekin ve Yıldız (2006), yaptıkları bir alıŒmada, Akdeniz bölgesi iklim özelliklerini taŒıyan Adana ili civarındaki bir ticari piliç barınağında kurulan pedli evaporatif soğutma sisteminin etkinliğini incelemiŒlerdir. Deniz seviyesinden 50 m yüksekte bulunan ve 15000 tavuk kapasiteli piliç barınağının ölçüleri 85x12 m'dir. Barınak aynı zamanda kuzey-güney doğrultusunda inŒa edilmiŒtir. Sistemde kullanılan selüloz ana malzemesinden retilmiŒ 100 mm kalınlığında ve piliç barınağının uzun duvarları (doğu ve batı) boyunca yerleŒtirilmiŒ pedler kullanılmıŒtır. 2,6x1,9 m ölçüsündeki pedlerden her bir duvara 5 adet konumlandırılmıŒ ve pedlerin ıslatılarak nemlendirilmesi için üstlerine su dağıtım boruları yerleŒtirilmiŒtir. Beton bir su tankı barınak zeminine yerleŒtirilmek suretiyle sistemdeki su sıcaklığının 18-19 °C'de muhafaza edilmesi sađlanmıŒtır. Soğutma sistemi 42000 m³/h'lik debiye sahip ve 1,27 m çapında 6 adet egzoz fanından meydana gelmiŒtir. Kuzey duvarı boyunca dört adet fan, kuzey duvarına yakın olacak Œekilde doğu ve batı duvarları üzerine de geri kalan iki fan konumlandırılmıŒtır. Doğu yönüne bakan duvar üzerine yerleŒtirilmiŒ olan pedlerden Kuru termometre sıcaklığı ve bağıl nem değerleri ölçülerek alınmıŒtır. Test lmleri 18 Temmuz-3 Ağustos 2006 tarihleri arında gerekleŒtirilmiŒtir. Fanlardan üflenen havanın en yüksek hızı 1,41 m/s'den küçük olup, en küçük değer 1,28 m/s olarak belirlenmiŒtir. Test lmlerinin baŒlangıcında fanlar en dŒk hızda devreye alınmıŒ, süreç içerisinde sıcaklık ve nem değerlerinin ölçülmesi sırasında fan hızı en yüksek seviyeye ykseltilmiŒtir. Sıcaklık ve nem değerleri, havanın pede giriŒ ve ıkıŒ noktalarında yapılan ölçümlerde alınmıŒtır. Denemeler sırasındaki Œartlar ve ölçüm değerleri dikkate alındığında Œu sonuçlar elde edilmiŒtir:

- Tüm alıŒma süresince pedlerden geçen hava hızı değerleri oldukça kısıtlı bir aralıkta deđiŒmesine rağmen sistemin soğutma etkinliğini önemli ölçüde etkilemiŒtir.
- Evaporatif soğutma sisteminin verimi % 72-79 arasında deđiŒkenlik gösterirken, sağlanan sıcaklık dŒm 4,4-7,3 °C arasında deđiŒmiŒtir.

- Ölçümlerin yapıldığı yaz dönemi boyunca, özellikle bağıl nem değerinin % 80'i aştığı sabah ve akşam saatlerinde, kuru termometre sıcaklıkları 25-42 °C arasında değişkenlik göstermiştir. Bu açıdan sistem incelendiğinde yüksek bağıl nem değerlerinin evaporatif soğutma sistemini etkisizleştirdiği düşünülürse, yapılan çalışmanın analizlerine göre sıcaklık artarken bağıl nem oranı % 50'nin altına gerilediğinde, evaporatif soğutmanın yapıların sıcaklığını azaltmada kullanılabileceği değerlendirilmiştir.

- Çalışma sonucunda; kümes içindeki hava sıcaklığının 9 °C azaltılabileceği ifade edilmiş, fakat sıcaklıktaki bu düşüşün barınaktaki tavukların ihtiyaç duyduğu ideal sıcaklık değerlerine ulaşılması açısından sadece destekleyici bir unsur olabileceği bildirilmiştir.

Kocatürk (2007), yaptığı çalışmada pedli evaporatif serinletme sisteminin bazı performans özellikleri belirlemiştir. Çukurova bölgesi koşullarında, Haziran ve Eylül ayları arasındaki dönemi kapsayan ve selüloz esaslı ped malzemesi kullanılan sistemin farklı hava hızlarında serinletme etkinliği, yaratılan sıcaklık düşmesi ve buharlaştırılan su miktarları değerleri gibi özelliklerini incelemiştir. Yapılan çalışmada havanın pedden geçiş hızı olarak üç farklı değer (0,5 m/s; 1,0 m/s ve 2 m/s) seçilmiş ve ped ıslatma suyu için akış debisi 4 L/d m² olarak sabit tutulmuştur. Çalışma sonucunda, seçilen üç farklı hava hızı değerlerinde serinletme etkinliğinin % 77–83,7 arasında, elde edilen sıcaklık düşümünün 6,7-5,6 °C arasında ve havayla temas sonucunda buharlaşan su miktarlarının 0,078-0,210 L/d m² arasında değiştiği belirlenmiştir.

Kaydar ve Yıldız, (2007) yaptıkları çalışmada Çukurova Bölgesi iklim şartlarında bir etlik piliç kümesinde yer alan pedli evaporatif serinletme sisteminin serinletme etkinliği ve pedden geçen havanın sıcaklığında sağlanan düşme değerleri gibi işlevsel özelliklerini incelemiştir. 15000 baş kapasitesi bulunan kümeste bulunan pedli evaporatif serinletme sistemi için havanın ped malzemesi içinden geçiş hızı 1,41 m/s olarak tespit edilmiş ve Temmuz - Ağustos aylarında yapılan deneyler sonucunda; havanın ped malzemesinden geçiş hızına bağlı olarak sistemin işlevsel değerleri belirlenmiştir. Ölçüm verilerine göre ortalama serinletme etkinliği % 71,25, sistem ile sağlanan sıcaklık düşümü 5 °C ve ulaşılan doyma düzeyi % 86 olarak belirlenmiştir. Bu çalışmanın yapılmasındaki ana esas;

Çukurova bölgesindeki bir etlik piliç kümesinde yer alan pedli evaporatif soğutma sisteminin bazı performans karakteristiklerini belirleyerek, bu sistemi kullanarak üretim, pazarlama ve çalıştırma işiyle uğraşacak kişi, kurum ve kuruluşlar ile konuyla ilgili diğer çalışan personele yardımcı olabilecek değerleri sunmaktır.

Aktacir ve Bulut (2007), Kayseri ilinin serbest soğutma potansiyelini hava sıcaklığını temel alarak incelemişler ve aynı zamanda tam havalı bir iklimlendirme sistemi bulunan bir binada serbest bir soğutma sistemi ile elde edilebilecek olan enerji tasarrufunun analizini yapmışlardır. Söz konusu bina bir finans kurumuna ait olup, binanın yapı elemanlarının toplam ısı geçiş katsayıları dış duvarlar için 0,5 W/m²K, tavanlar için 0,3 W/m²K, kapı ve pencereler içinse 2,8 W/m²K olacak şekilde tasarlanmıştır.

Binada saat 09:00-24:00 arasında 12 personelin görev yaptığı ve 09:00-12:00 saatleri ile 13:00-17:00 saatleri arasında günde ortalama olarak 10 kişinin işlem yaptırmak üzere binaya girdiği kabul edilmiştir. Binanın aydınlatılması için gerekli enerji tüketimi 4160 W olup, kullanım oranı ise 0,7, binada cihazlardan olan iç ısı kazancı 2380 W ve kullanım oranı 0,8'dir. Bina içinde 24 °C kuru termometre sıcaklığı ve % 45 bağıl nem olarak konfor şartları mevcuttur.

1983-1998 arası göz önüne alınarak elde edilen Kayseri ili sıcaklık aralığı değerleri çalışmaya esas teşkil etmiştir. Soğutma sezonunun tespit edilebilmesi için belirli bir dönemdeki günlük ortalama sıcaklık değerleri esas alınmıştır. Çalışma sonucunda enerji tasarrufunun % 50 olarak en fazla Nisan ve Ekim aylarında olduğu görülmüştür. Özellikle Nisan ayında dış ortam hava sıcaklığının 24 °C'ye ulaştığı zamanlarda enerji tasarruf oranının da % 46 seviyesinde olduğu görülmüştür. Nisan ayında entalpi kontrollü serbest soğutma uygulandığı takdirde bu oran % 48'e çıkmaktadır. Yaz dönemini kapsayan Haziran, Temmuz ve Ağustos aylarında ise ortalama enerji tasarrufu % 13 oranında belirlenmiştir. Temmuz ayı örnek alınarak yapılan değerlendirmede enerji tasarruf oranının maksimum % 21 olduğu, aynı ay (Temmuz) içerisinde entalpi kontrollü serbest soğutma uygulandığı takdirde tasarruf oranının % 5 civarında olduğu belirtilmiştir. Yapılan analiz değerlendirmesine göre Temmuz ayında serbest

soğutma potansiyelinin en düşük seviyede kaldığı gözlemlenmiştir. Temmuz ayında elde edilen değerin enerji tasarrufu için yeterli düzeyde olduğu, dış hava sıcaklık değeri arttıkça enerji tasarruf oranları ve serbest soğutma potansiyellerinin de artış gösterdiği çalışma da belirtilmiştir.

Öz (2007), Isparta bölgesindeki seralarda pedli evaporatif serinletme sistemlerinin kullanılabilirliğini yaptığı bir çalışmada incelemiştir. Sıcak bölgelerde sera iç ortam hava sıcaklığının 40 °C'nin üzerine çıkabildiği, yüksek sıcaklık değerlerinin seralarda yetiştirilen bitki kalitesiyle birlikte çalışanların verimlerini de olumsuz yönde etkilediği, bu durumun önlenmesi maksadıyla bağlamında pedli evaporatif serinletme sistemlerinin yaygın biçimde kullanıldığını ifade ettiği çalışmasında, pedli evaporatif serinletme sistemlerinin Isparta bölgesi iklim şartlarında kullanılmasıyla sera iç ortam hava sıcaklık değerlerinin 10-12 °C kadar düşürülebildiğini belirtmiştir.

Yıldız ve ark, (2007), pedli evaporatif serinletme sistemi bulunan bir etlik piliç kümesinde yaptıkları çalışmada, kümesin uzun duvarları boyunca hava sıcaklık değerlerinin değişimini incelemiştir. Çalışma, Çukurova bölgesinde 70 m uzunluğunda olan bir küme yapılmıştır. Sıcaklık değerlerine ilişkin ölçümler sistemdeki pedlerin önünde, kümesin orta noktasında ve fanların önünde olmak üzere üç farklı noktada gerçekleştirilmiştir. 2007 yılında Ağustos ve Eylül döneminde yapılan ölçümler sonucunda elde edilen verilere göre pedlerden geçen dış ortam havası sıcaklığında 12 °C'ye varan ve ortalama 5,6 °C'lik düşüşlerin sağlandığı, küme alinan havanın kümesin uzun duvarı boyunca hareket ederek dış ortama atılma noktasında sıcaklığında en fazla 2 °C ve ortalama 1,5 °C'lik artışların olduğu, bu dönemdeki meydana gelebilecek bir sıcaklık artışının tavukların gelişimleri üzerinde olumsuz etki yaratacağını belirtmişlerdir.

El-Refaie ve Kaseb (2009), iç ortam şartlarının korunabilmesi maksadıyla evaporatif soğutmanın etkinliğini yaptıkları çalışmada incelemiştir. İncelemenin esasını basit, tek kademeli sistemler ile iki kademeli sistemler oluşturmuştur. Bu sistemlerle farklı uygulama şartları altında yapılan analizler sonucunda dış hava şartları, her iki sistemin karakteristik performans değerleri, iç ortam yükleri ve iç ortam konfor şartları arasında çeşitli eşitlikler ortaya

konmuştur. Ayrıca, her bir sistemin performans faktörünün farklı hava debisi değerlerinde nasıl değişkenlik gösterdiği ele alınmış, dış hava koşulları ve hava akış debileri için teorik ve pratik sınırlar ortaya konmuştur. Yapılan analiz sonucunda sistemlerin uygulanabilirliğinin aynı anda eş zamanlı olarak iki şartın sağlanması ile mümkün olabileceği belirtilmiştir. Bu şartlar; mahal gürültü seviyeleri ile enerji verimliliği dikkate alınarak dağıtım havasının kabul edilebilir bir değerle sınırlandırılması ve iç ortam havasının bağıl neminin belirlenen konfor şartları içerisinde korunması olarak belirlenmiştir.

Erbil (2010), Antalya ilinde seralar üzerine yaptığı bir çalışmada, sıcaklığın yüksek olduğu yaz dönemindeki Temmuz, Ağustos ve Eylül aylarında fan-pedli bir evaporatif serinletme sistemi ile sera içindeki sıcaklık değerlerinin bitkiler için ideal konfor şartlarına indirilmesini incelemiştir. Çalışmada bir kontrol serası ve birde fan-pedli evaporatif serinletme sistemine sahip iki ayrı sera kullanılmış ve inceleme süresince kontrol serasının iç ortam hava sıcaklık değerinin 45 °C'ye kadar çıktığı gözlemlenmiştir. Bu sıcaklık seralarda bitki yetiştirilmesi açısından oldukça yüksek bir sıcaklıktır. Dolayısıyla seraların iç sıcaklık değerlerinin bitki yetiştirilmesi ve üretimi için uygun seviyelere indirilmesi için doğal havalandırma yöntemlerinin etkisiz kalması, seralarda uygun konfor şartlarının sağlanabilmesi açısından özel serinletme sistemlerinin kullanılmasını zorunlu kılmıştır. Seralarda gerek bitkilerin yetiştirilmesi gerekse çalışanların verimi açısından doğal havalandırma sonucu elde edilen sıcaklık değerlerinden daha düşük seviyede iç ortam sıcaklıklarının olması istendiğinden seradaki hava sıcaklığını azaltmak ve nem değerini artırarak bitkiler için su stresinin önüne geçebilmek amacıyla nemlendirmeli serinletme sistemleri kullanılmıştır. Bu sayede özellikle iklim şartlarının aşırı sıcak olduğu Antalya gibi bölgelerde fan-pedli evaporatif serinletme sistemleri ile iç ortam sıcaklığının 7-14 °C'ye kadar düşürülebileceği belirtilmiştir.

Avşaroğlu (2008), çalışmasında Çukurova bölgesi iklim koşullarında broiler kümeslerinde kullanılan bir pedli serinletme sisteminin performans özellikleri ve kümes içi sıcaklık dağılımını incelemiştir. İklim şartları açısından sera ve kümes gibi özellikle yaz aylarında iç ortam sıcaklıklarının 30 °C'nin üzerine çıkan yapılarda yüksek sıcaklık değerlerinin özellikle uzun süreli olarak

bina içerisini etkilemesinin canlılarda ısıya bağlı strese yol atığı gerçeğinden hareketle yüksek sıcaklık değerlerinin canlılar ve üretim üzerindeki olumsuz etkilerini azaltmak için bölgede pedli evaporatif serinletme sistemleri kullanılmaktadır. Çalışma da Ağustos-Eylül dönemlerinde sistemin serinletme etkinliği, sağlanan sıcaklık düşmesi, havanın doyma düzeyi, ped n, kümes ortası ve sonundaki sıcaklık dağılımları ortaya konulmuştur. Çalışma sonucunda; % 74,9 değerinde bir serinletme etkinliği, ortalama 5,3 C seviyesinde sıcaklık düşmesi, % 1,6 seviyesinde doyma düzeyi, kümes ortası ile ped çıkışı arasında ortalama sıcaklık farkı 1,3 C, kümes sonu ile kümes ortası arasında ise ortalama sıcaklık farkı 0,7 C olarak belirlenmiştir.

Irmak (2013), yaptığı çalışmasında Çukurova bölgesi iklim şartlarında selüloz esaslı bir evaporatif serinletme pedinde havanın pedden geçiş hızı ile havanın doyma düzeyi ve buharlaştırılan su miktarı arasındaki ilişkiyi incelemiştir. Çalışmada havanın pedden geçiş hızı olarak üç farklı değer (0,5 m/s, 1,0 m/s ve 1,5 m/s) esas alınmıştır. Pedin ıslatılarak nemlendirilmesi görevini gören suyun akış debisi ped üreticisi firmanın tavsiyeleri doğrultusunda 4 L/d m² olarak sabit bırakılmıştır. Denemeler Temmuz ayı içerisinde üç defa tekrar edilmiş, araştırma sonucunda havanın pedden geçiş hızının artmasına bağlı olarak birim ped yüzey alanından birim zamanda buharlaştırılan su miktarının da arttığı ancak havanın doyma düzeyinin azaldığı belirtilmiştir. Havanın doyma düzeyi minimum 1,5 m/s hava hızında beklenirken uygulamada 0,5 m/s hava hızında gerçekleşmiştir. Buna sebep olarak farklı hızlarda pedden geçen havanın akış karakteristiklerinin aynı olmaması gösterilmiştir.

Eser (2015), evaporatif soğutma sistemlerinin ortam havanın psikrometrik özelliklerine etkisini incelediği çalışmasında, kendi tasarladığı bir evaporatif soğutma ünitesinde deneysel analizler yapmıştır. Havadan çekilen duyulur ısı, havaya verilen gizli ısı, coolped etkinliği deneysel amaçlı tasarlanan sistem için analiz edilmiştir. Çalışma sonucunda; pozitif ve negatif basıncın ortam havası sıcaklığını etkilediği belirtilmiştir. Literatürde yer alan sistemlerde dışarıda ve dış ortam iklim koşullarına maruz bir şekilde konulan su depolarının içeride, korunaklı ve mümkünse yalıtımı yapılmış bir şekilde bulunması önerilmiştir. Hayvan barınakları gibi aynı zamanda kokuun da yoğun olarak üretildiği

ortamlarda negatif basınçlı havalandırma sistemleri önerilmesine karşın sadece pedli soğutma ile ortama taze hava verilmesinin kokunun ortamdaki uzaklaştırılması açısından yetersiz olacağı, bu bakımdan sistemin kurulu olduğu ortamda aynı zamanda emiş havasının olması gerektiği de ifade edilmiştir.



5. YÖNTEM

Ortam havasının soğutulması maksadıyla, oda ve salon gibi çok geniş olmayan mahallerde kullanılmak üzere tasarlanmış bir ev tipi evaporatif soğutucu deneysel çalışma için seçilmiştir. Deneysel çalışmada; farklı sıcaklık ve bağıl nem değerlerinde evaporatif soğutucunun hava-su difüzyonu, soğutma etkinliği ve enerji etkinlik değerlerini tespit ederek karşılaştırmak amaçlanmıştır.

Ev tipi evaporatif soğutucu, iki adet soğutma peteği (ped), dört hız kademesine sahip bir adet fan motoru, sabit debili bir adet su pompası, 30 l'lik su deposu ve suyun dağıtılması maksadıyla kurulmuş bir düzenekten oluşmaktadır. Su pompası, su haznesinden vakumladığı suyu soğutucu peteklerin üzerinde yer alan su dağıtım hattına göndererek buradaki nozullar sayesinde petekleri ıslatır. Dört ayrı hız kademesine sahip fan, dış ortamdan aldığı sıcak havayı peteklerden geçirerek, peteklerde yayılan suyun havadan ısıyı çekmesi sonucu soğuyan havayı soğutulacak mahal veya mekâna basmaktadır. Şekil 5.1'de ev tipi direkt evaporatif soğutucu cihaz gösterilmiştir.

Bu cihaz, içerisi 14.000 BTU/h kapasiteye sahip VRF klima ile şartlandırılan 4,95 x 5,94 x 3,20 m boyutlarında bir oda içine yerleştirilmiştir. Oda sıcaklığı sırasıyla 24, 26, 28, 30 ve 32 °C sıcaklıklarında, 4 ayrı hız kademesinde çalıştırılarak performans testleri yapılmıştır.

Oda içine soğuk buharlı bir nemlendirici cihaz yerleştirilmiş ve 30 °C'deki farklı oda bağıl nem değerleri bu cihaz yardımıyla farklı değerlere ayarlanmıştır.

Dış havanın ve soğutucu çıkış havasının nemi bir higrometre yardımıyla, havanın soğutucuya giriş sıcaklıkları kuru termometre ile ölçülmüştür. Hava çıkış sıcaklıkları ise psikrometrik diyagram yardımıyla hesaplanmıştır. Su haznesinden sabit debili bir pompa vasıtasıyla basılan su bir rotametreden geçirilerek peteklere

verilmiş ve su debisi hesaplanmış, pervane tip anemometre ile hava hızları ölçülmüş, hava debisi ise her bir kademede alınan hız değerlerinin, hava çıkış kesit alanı ile çarpımından bulunmuştur.

Çizelge 5.1: Evaporatif soğutucu deney düzeneğinin özellikleri.

Cihaz ölçüleri (genişlik x derinlik x yükseklik)	48 x 31 x 120 cm
Fan Motor Gücü	290 W (300 W max)
Dolgu Sıklığı	800 m ² /m ³
Evaporatif Soğutucu Hacmi	0,0174195 m ³
Evaporatif Soğutucu Yüzey Alanı	0,02125 m ²
Pompa Su Debisi	320 L/h
Pompa Basma Yüksekliği	1,2 mSS



Şekil 5.1: Ev tipi evaporatif soğutucu.

Deney Düzeneği Hesaplamaları:

1. Ortam Ölçüleri ve Hacmi:

Ortam ölçüleri (genişlik x derinlik x yükseklik) = 4,95 x 5,94 x 3,20 m

Ortam hacmi = 4,95 x 5,94 x 3,20 = 94,0896 m³

2. Ortam karakteristikleri:

Giriş havası nemi: % 54

Başlangıç ortam sıcaklığı: 19,6 °C

Su giriş sıcaklığı: 11,3 °C

3. Deney için sıcaklık ve nem şartları:

Deney sıcaklık değerleri: 24 - 26 - 28 - 30 - 32 °C

Deney nem değerleri: % 50 - % 55 - % 60 - % 65 - % 70 (30 °C ortam sıcaklığı için)

4. Deney düzeneği hava hızı ölçüm değerleri:

1. Kademe: 5,6 m/s

2. Kademe: 7,3 m/s

3. Kademe: 9,2 m/s

4. Kademe: 10,7 m/s

5. Fanın çektiği güç değerleri:

1. Kademe: 113 W

2. Kademe: 167 W

3. Kademe: 239 W

4. Kademe: 309 W

6. Hava Çıkış Üfleme Kesit Alanı:

$$A = 0,125 \times 0,085 = 0,010625 \text{ m}^2$$

İki adet hava çıkış ağzı bulunduğu için;

$A = 0,010625 \times 2 = 0,02125 \text{ m}^2$ toplam hava çıkış (üfleme) kesit alanı olarak bulunur.

7. Hava çıkış hacimsel debileri:

$\dot{V} = \text{hava hızı} \times \text{toplam kesit alanı}$

$$\dot{V} = V_{\text{hava}} \times A_{\text{Toplam}}$$

1. Kademe için hava debisi:

$$\dot{V}_1 = 5,6 \times 0,02125 = 0,119 \text{ m}^3/\text{s}$$

2. Kademe için hava debisi:

$$\dot{V}_2 = 7,3 \times 0,02125 = 0,155125 \text{ m}^3/\text{s}$$

3. Kademe için hava debisi:

$$\dot{V}_3 = 9,2 \times 0,02125 = 0,1955 \text{ m}^3/\text{s}$$

4. Kademe için hava debisi:

$$\dot{V}_4 = 10,7 \times 0,02125 = 0,227375 \text{ m}^3/\text{s}$$

8. Değişken sıcaklıkta deney değerleri:

Deney sıcaklık değerleri: 24°, 26°, 28°, 30°, 32 °C.

9. 30 °C sabit ortam sıcaklığında değişken nem oranlarında çıkış havası sıcaklıkları deney değerleri:

Nem ölçüm değerleri: % 50, % 55, % 60, % 65, % 70.

Çizelge 5.2: Değişen sıcaklıklar ve nem değerlerinde ölçüm değerleri.

Fan Çalışma Kademeleri	Ortam Havası Sıcaklık Değerleri (°C) / Nem Oranları									
	Ölçüm - 1 24 °C / % 54		Ölçüm - 2 26 °C / % 51		Ölçüm - 3 28 °C / % 49		Ölçüm - 4 30 °C / % 43		Ölçüm - 5 32 °C / % 35	
	T _{üfleme}	Bağıl Nem	T _{üfleme}	Bağıl Nem	T _{üfleme}	Bağıl Nem	T _{üfleme}	Bağıl Nem	T _{üfleme}	Bağıl Nem
1. Kademe Kütlesel debi	22,5°C	% 61	25,7°C	% 55	25,7°C	% 50	27,4°C	% 48	28,1°C	% 43
	0,1380 kg/s		0,1368 kg/s		0,1368 kg/s		0,1356 kg/s		0,1356 kg/s	
2. Kademe Kütlesel debi	22,3°C	% 63	25,2°C	% 56	25,3°C	% 61	26,7°C	% 54	25°C	% 51
	0,1799 kg/s		0,1783 kg/s		0,1783 kg/s		0,1768 kg/s		0,1783 kg/s	
3. Kademe Kütlesel debi	22,1°C	% 65	25°C	% 59	25,1°C	% 63	23,5°C	% 69	21,2°C	% 62
	0,2267 kg/s		0,2248 kg/s		0,2248 kg/s		0,2248 kg/s		0,2287 kg/s	
4. Kademe Kütlesel debi	22,0°C	% 67	24,6°C	% 61	26,3°C	% 57	25,9°C	% 66	24,6°C	% 58
	0,2636 kg/s		0,2613 kg/s		0,2591 kg/s		0,2591 kg/s		0,2613 kg/s	

Çizelge 5.3: 30 °C ortam sıcaklığında ve değişen nem oranlarında ölçüm değerleri.

Fan Çalışma Kademeleri	Deney Değerleri	Sıcaklık Sabit (30 °C)				
		Ölçüm - 1 % 50	Ölçüm - 2 % 55	Ölçüm - 3 % 60	Ölçüm - 4 % 65	Ölçüm - 5 % 70
1. Kademe	Çıkış Havası Sıcaklığı (°C)	27,2	26,4	25,9	25,2	24,7
	Bağıl Nem (%)	% 56	% 69	% 72	% 74	% 77
	Kütlesel debi (kg/s)	0,1356	0,1356	0,1356	0,1356	0,1356
2. Kademe	Çıkış Havası Sıcaklığı (°C)	26,3	26,7	27,2	27,6	28,1
	Bağıl Nem (%)	% 64	% 72	% 74	% 75	% 79
	Kütlesel debi(kg/s)	0,1768	0,1768	0,1752	0,1752	0,1737
3. Kademe	Çıkış Havası Sıcaklığı (°C)	23,8	24,2	24,7	25,4	26,1
	Bağıl Nem (%)	% 79	% 80	% 81	% 83	% 85
	Kütlesel debi(kg/s)	0,2248	0,2228	0,2228	0,2228	0,2209
4. Kademe	Çıkış Havası Sıcaklığı (°C)	24,3	24,9	25,6	26,3	26,9
	Bağıl Nem (%)	% 77	% 81	% 83	% 84	% 85
	Kütlesel debi(kg/s)	0,2613	0,2591	0,2591	0,2568	0,2568

10. Havanın Kütlesel Debinin Hesaplanması:

$\dot{m}_{h1} = \dot{V}_{h1} \cdot \rho_1$ (farklı giriş nem şartları için hesaplanmış, Çizelge 5.2 ve 5.3'te gösterilmiştir.)

11. Dolgu Sıklığı:

Deney düzeneğinde bulunan ped malzemesinde 79 adet dolgu bulunmaktadır.

Dolgu petek ölçüleri (genişlik x derinlik x yükseklik): 39,5 x 9 x 49 cm

$A_d = 0,9 \times 0,49 = 0,0441 \text{ m}^2$ bir dolgunun alanı olarak hesaplanır.

Her dolgunun çift yüzeyi olduğundan ve 79 dolgu olduğundan toplam dolgu alanı (evaporatif soğutucu petek yüzey alanı);

$A = 0,0441 \times 2 \times 79 = 6,9678 \text{ m}^2$ olarak bulunur.

Evaporatif soğutucu hacmi ise;

$V = 0,49 \times 0,395 \times 0,09 = 0,0174195 \text{ m}^3$ olur.

Dolgu sıklığı = toplam dolgu alanı/toplam dolgu hacmi =

$6,9678/0,0174195 = 400 \text{ m}^2/\text{m}^3$ bulunur.

Ancak ıslandıkça oluşan genişleme petek yüzeyini iki kat artıracığından;

Dolgu sıklığı = $400 \times 2 = 800 \text{ m}^2/\text{m}^3$ olarak hesaplanır.

12. Ped Alın Hızları

1. Kademe için $u_1 = \frac{\dot{V}_1}{A} = \frac{0,119}{0,3871} = 0,3 \text{ m/s}$

$$2. \text{ Kademe için} \quad u_2 = \frac{\dot{V}_2}{A} = \frac{0,155125}{0,3871} = 0,4 \text{ m/s}$$

$$3. \text{ Kademe için} \quad u_3 = \frac{\dot{V}_3}{A} = \frac{0,1955}{0,3871} = 0,5 \text{ m/s}$$

$$4. \text{ Kademe için} \quad u_4 = \frac{\dot{V}_4}{A} = \frac{0,227375}{0,3871} = 0,587 \text{ m/s}$$

13. Referans ortam sıcaklığı 30 °C ve % 50 Bağıl Nemde Hava-Su Difüzyon Katsayılarının Hesaplanması

Havadaki su buharı yayınımları için Rossie çalışmalarına dayanan ve -20 °C ile 300 °C aralığındaki sıcaklıklar için kullanılan denklemler göz önüne alınacak olursa;

$$D \text{ (m}^2\text{/s)} = 104,91143 \times 10^{-6} \frac{T^{1,774}}{p} \quad T \leq 80 \text{ °C} \quad (5.1)$$

$$D \text{ (m}^2\text{/s)} = \frac{805,2375 \times 10^{-6}}{p} \frac{T^{5/2}}{(T+190)} \quad 80 \text{ °C} < T < 300 \text{ °C} \quad (5.2)$$

Bu denklemlerden anlaşılacağı üzere; 80 °C'nin altındaki sıcaklıklardaki su buharının yayınımları ile 80 - 300 °C sıcaklıklar arasında su buharının yayınımları için iki farklı denklem üzerinden hesaplamalar yapılabilmektedir.

Deney düzeneğimizin bulunduğu ortamda referans değeri olarak 30 °C ortam sıcaklığını ve % 50 bağıl nemi kabul ettiğimizde (5.1) numaralı denklem hesaplamalarımıza esas teşkil edecektir.

Su buharı difüzyonunu hesaplayabilmek için öncelikle bağıl nem değerlerini hesaplamamız gerekmektedir.

$$\varphi = \frac{P_w}{P_{ws}} \quad (5.3)$$

Burada;

P_w = Herhangi bir sıcaklık ve nemdeki havanın içindeki su buharının kısmi basıncı (kPa),

P_{ws} = Mevcut havadaki doyma noktasındaki (çiğ noktası) suyun kısmi basıncı (kPa) olarak alınır.

P_{ws} , doymuş su buharı tablosundan 30 °C için 4,2460 kPa olarak alınırsa;

1., 2., 3. ve 4. kademe fan hızları için;

$$\varphi = \frac{P_w}{P_{ws}} = \frac{P_w}{4,2460} \cdot 0,50 = \frac{P_w}{4,2460} \quad P_w = 2,123 \text{ kPa}$$

olarak hesaplanır.

Herbir kademedeki hava-su difüzyon katsayılarını hesaplayacak olursak;

1. Kademe için;

$$D_1 = 104,91143 \times 10^{-6} \frac{T^{1,774}}{P_w} = 104,91143 \times 10^{-6} \frac{27,2^{1,774}}{2,123} = 0,01732 \text{ m}^2/\text{s}$$

2. Kademe için;

$$D_2 = 104,91143 \times 10^{-6} \frac{T^{1,774}}{P_w} = 104,91143 \times 10^{-6} \frac{26,3^{1,774}}{2,123} = 0,01632 \text{ m}^2/\text{s}$$

3. Kademe için;

$$D_3 = 104,91143 \times 10^{-6} \frac{T^{1,774}}{P_w} = 104,91143 \times 10^{-6} \frac{23,8^{1,774}}{2,123} = 0,01367 \text{ m}^2/\text{s}$$

4. Kademe için;

$$D_4 = 104,91143 \times 10^{-6} \frac{T^{1,774}}{P_w} = 104,91143 \times 10^{-6} \frac{24,3^{1,774}}{2,123} = 0,01418 \text{ m}^2/\text{s}$$

bulunur.

14. Referans ortam sıcaklığı 30 °C ve % 50 bağıl nem için soğutma etkinlik değerlerinin her kademe için hesaplanması:

1. Kademe için;

$$\varepsilon_1 = 100 \cdot \frac{T_{1k} - T_{2k}}{T_{1k} - T_{3y}} = 100 \cdot \frac{30 - 27,2}{30 - 22} = \% 35$$

2. Kademe için;

$$\varepsilon_2 = 100 \cdot \frac{T_{1k} - T_{2k}}{T_{1k} - T_{3y}} = 100 \cdot \frac{30 - 26,3}{30 - 22} = \% 46$$

3. Kademe için;

$$\varepsilon_3 = 100 \cdot \frac{T_{1k} - T_{2k}}{T_{1k} - T_{3y}} = 100 \cdot \frac{30 - 23,8}{30 - 22} = \% 77,5$$

4. Kademe için;

$$\varepsilon_4 = 100 \cdot \frac{T_{1k} - T_{2k}}{T_{1k} - T_{3y}} = 100 \cdot \frac{30 - 24,3}{30 - 22} = \% 71,25$$

15. Referans ortam sıcaklığı 30 °C ve % 50 bağıl nem için enerji etkinlik oranlarının (EER) her kademe için hesaplanması:

1. Kademe için;

$$EER_1 = \frac{\dot{m} \cdot c_{ph} \cdot \Delta t}{P_{fan} + P_{pompa}} = \frac{0,1356 \cdot 1,05 \cdot (30 - 27,2) \cdot 10^3}{113 + 9} = 3,2677$$

2. Kademe için;

$$EER_2 = \frac{\dot{m} \cdot c_{ph} \cdot \Delta t}{P_{fan} + P_{pompa}} = \frac{0,1768 \cdot 1,05 \cdot (30 - 26,3) \cdot 10^3}{167 + 9} = 3,9026$$

3. Kademe için;

$$EER_3 = \frac{\dot{m} \cdot c_{ph} \cdot \Delta t}{P_{fan} + P_{pompa}} = \frac{0,2248 \cdot 1,05 \cdot (30 - 23,8) \cdot 10^3}{239 + 9} = 5,9010$$

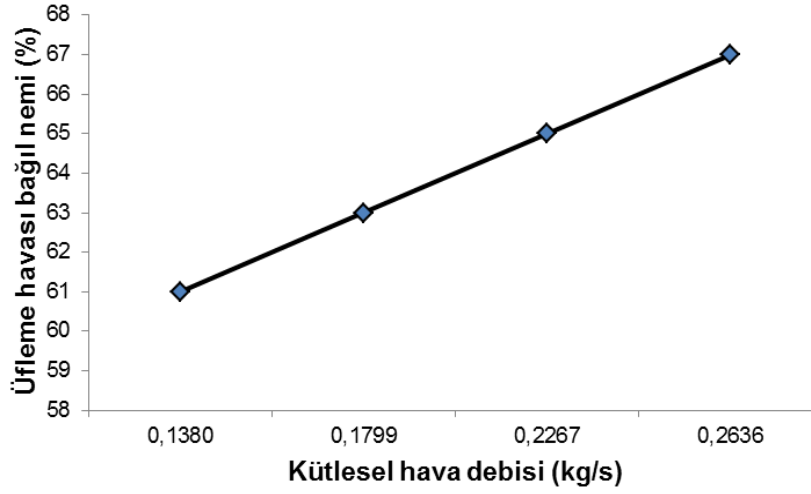
4. Kademe için;

$$EER_4 = \frac{\dot{m} \cdot c_{ph} \cdot \Delta t}{P_{fan} + P_{pompa}} = \frac{0,2613 \cdot 1,05 \cdot (30 - 24,3) \cdot 10^3}{309 + 9} = 4,9178$$

olarak hesaplanır.

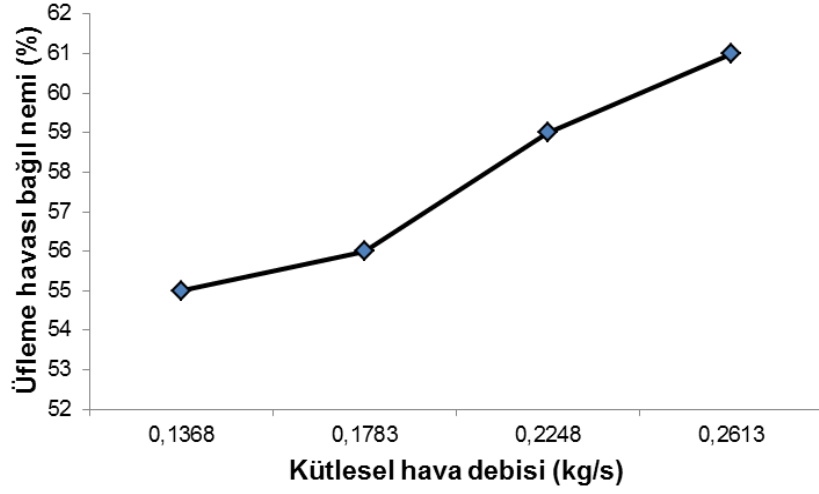
6. BULGULAR

Fan hızına (4 kademe) bağılı olarak üfleme havası bağılı nemi ve kütleli debi arasındaki değişimler Şekil 6.1’de gösterilmiştir. Buna göre üflenen havanın bağılı nemi, kütleli hava debisine göre doğrusal bir artış göstermiştir. Bu durumda hava hızı arttıkça ıslak dolgu ped yüzeylerinden buharlaşan su miktarının artmakta olduğunu anlaşılmaktadır.



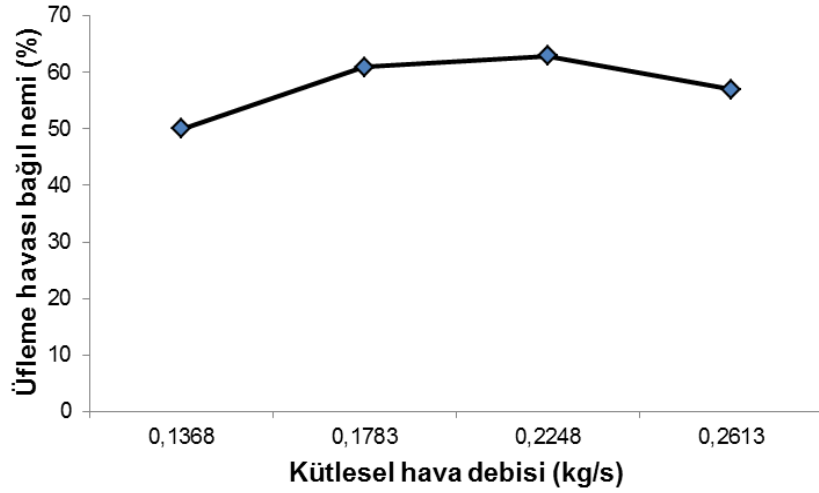
Şekil 6.1: 24 °C ortam sıcaklığında ve % 54 bağılı nem için deney değerleri.

26 °C ortam sıcaklığında ve % 51 bağılı nemde yapılan deneylerde (Şekil 6.2) buharlaşma hızı 2. kademedен (0,1783 kg/s hava debisi) sonra daha etkili bir artış gösterdiği görülmüştür. Evaporatif soğutucunun her fan hızlarındaki artışa bağılı olarak, üfleme havası bağılı nemi ile kütleli hava debisinin de düzenli olarak artış gösterdiği görülmüştür.



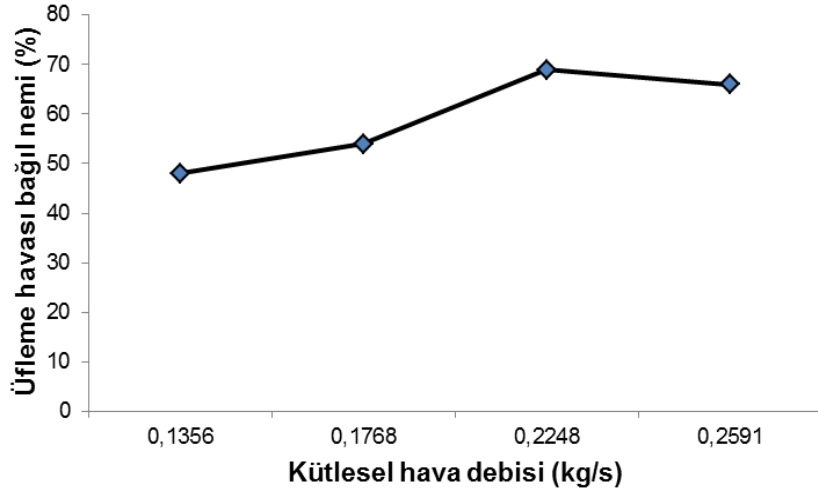
Şekil 6.2: 26 °C ortam sıcaklığında ve % 51 bağıl nem için deney değerleri.

28 °C oda sıcaklığında ve % 49 bağıl nemde yapılan ölçümlerde bağıl nem artışı 1. kademedan 2. kademeye doğru artma eğilimi göstermiş, ancak 3. kademedan 4. kademeye göre doğru azalma eğilimi göstermiştir (Şekil 6.3).



Şekil 6.3: 28 °C ortam sıcaklığında ve % 49 bağıl nem için deney değerleri.

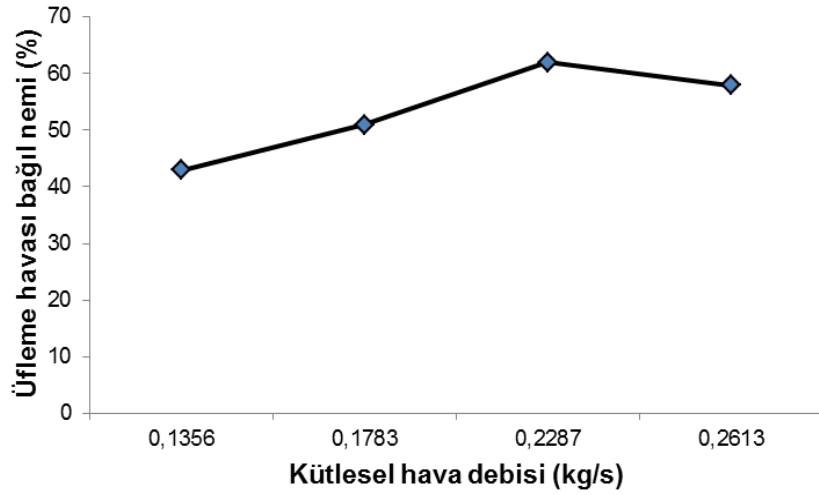
30 °C oda sıcaklığında ve % 43 bağıl nemde yapılan ölçümlerde 1. ve 3. kademe arasında bağıl nemde doğrusal artış görülmüş (Şekil 6.4), ancak 4. kademede azalma eğilimi görülmüştür. Bu durum yüksek hızlarda su filminin dolguları sağlıklı ıslatmadığı dolayısıyla üfleme havasındaki bağıl nemde düşme olduğu şeklinde açıklanabilir.



Şekil 6.4: 30 °C ortam sıcaklığında ve % 43 bağıl nem için deney değerleri.

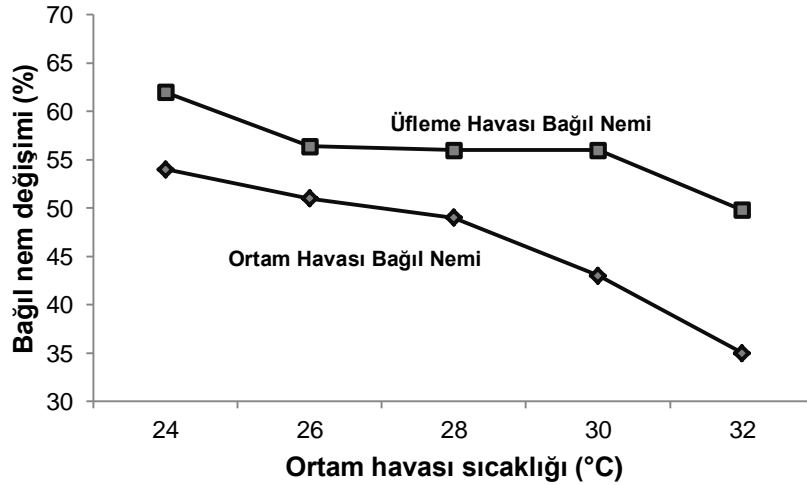
32 °C oda sıcaklığında ve % 35 bağıl nemde yapılan ölçümlerde 1. ve 3. kademe arasında bağıl nemde doğrusal artış görülmüş (Şekil 6.5), ancak 4. kademede, yukarıda açıklanan nedenlerden dolayı, azalma eğilimi görülmüştür. Benzer şekilde kütleli hava debisinde ilk üç kademede artış gösterirken üfleme havası bağıl neminde olduğu gibi 4. kademede azalma eğilimine girmiştir.

Petek dolgularının tam olarak ıslatılmaması burada da etkisini göstermiş ve 1., 2. ve 3. kademelerdeki artıştan sonra 4. kademede üfleme havası bağıl neminde düşüşe sebep olmuştur.



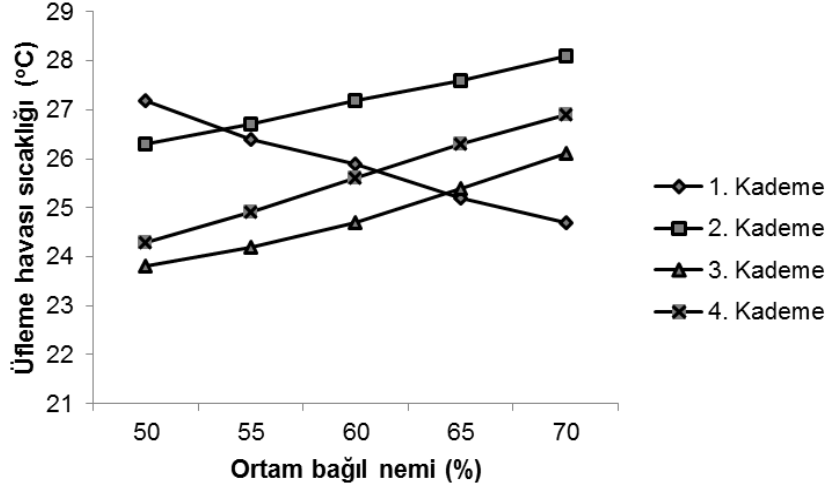
Şekil 6.5: 32 °C ortam sıcaklığında ve % 35 bağıl nem için deney değerleri.

Farklı ortam sıcaklıklarında ve nem değerlerinde üfleme ve oda bağıl nem değerlerinin değişimi aşağıdaki Şekil 6.6'da gösterilmiştir. Oda sıcaklığı arttıkça odanın bağıl neminin ve üfleme havası neminin düştüğü, ancak aradaki farkın yüksek sıcaklıkta arttığı görülmüştür. Bu durumda evaporatif soğutucunun 28 °C'den daha yüksek sıcaklıklarda etkinliğini arttırdığı anlaşılmıştır.



Şekil 6.6: Farklı ortam sıcaklıklarında ve nem değerlerinde üfleme ve oda bağıl nem değerlerinin değişimi.

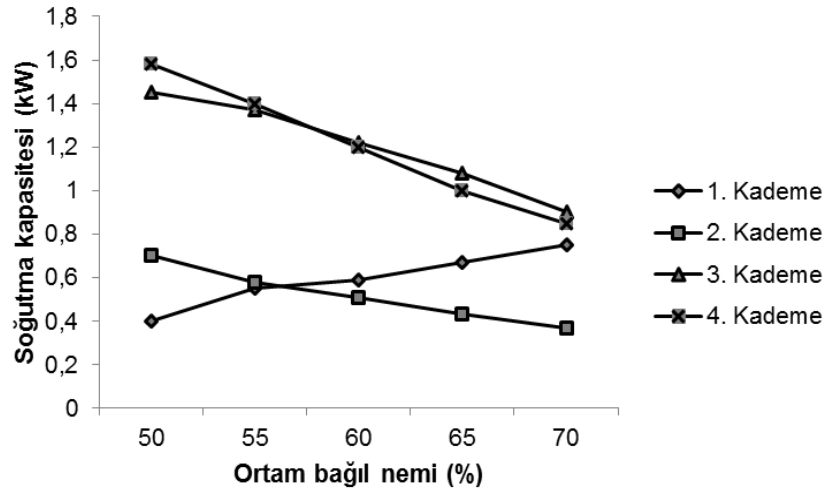
30 °C bağıl nem ve farklı nem değerleri için farklı hız kademelerinde bağıl neme bağlı üfleme sıcaklıklarının değişimi Şekil 6.7’de gösterilmiştir. Bu grafiğe göre 1. kademede üfleme sıcaklığı iç ortam bağıl nemi arttıkça azalmaktadır. 2., 3. ve 4. kademelerde ise bağıl nem değerleri arttıkça artış göstermektedir.



Şekil 6.7: 30 °C ortam sıcaklığı ve farklı nem değerleri için cihaz üfleme sıcaklıklarının hız kademesine göre değişimi.

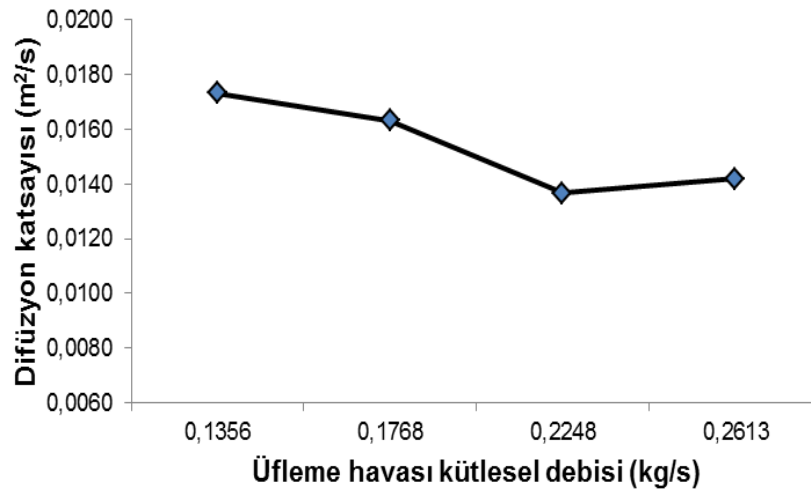
30 °C sabit ortam sıcaklığında % 50 bağıl nem için ölçülen karakteristiklere göre aşağıdaki hesaplamalar yapılmıştır:

- 30 °C bağıl nem ve farklı nem değerleri için farklı hız kademelerinde bağıl neme bağlı üfleme sıcaklıklarının değişimi Şekil 6.8’de gösterilmiştir. Bu grafiğe göre 1. kademede soğutma kapasitesi iç ortam bağıl nemi arttıkça azalmaktadır. 2., 3. ve 4. kademelerde ise bağıl nem arttıkça azalmaktadır.



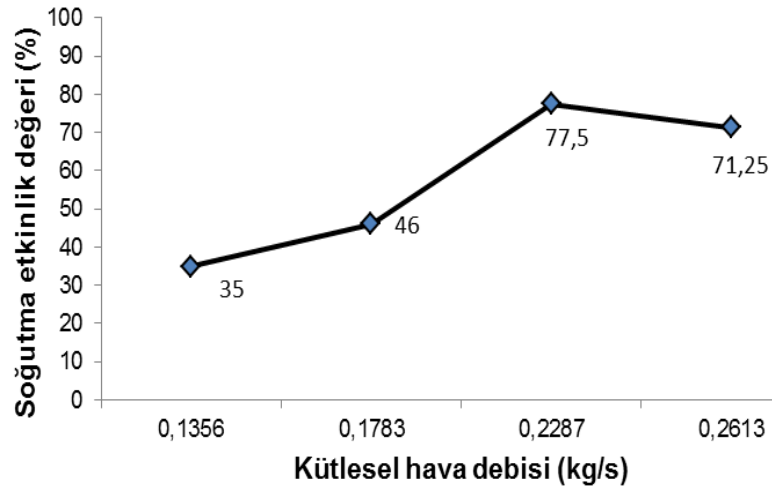
Şekil 6.8: 30 °C ortam sıcaklığı ve farklı nem değerleri için cihaz soğutma kapasitelerinin hız kademesine göre değişimi.

- Evaporatif soğutucudan üflenen havanın hava-su difüzyon katsayılarının kütleli hava debisine bağlı olarak değişimi incelenecek olursa düşük kademelerde katsayının yüksek olduğu (su alma yeteneğinin yüksek olduğu), hava hızı arttıkça azaldığı, ancak 4. hız kademesinde tekrar yükseldiği görülecektir (Şekil 6.9).



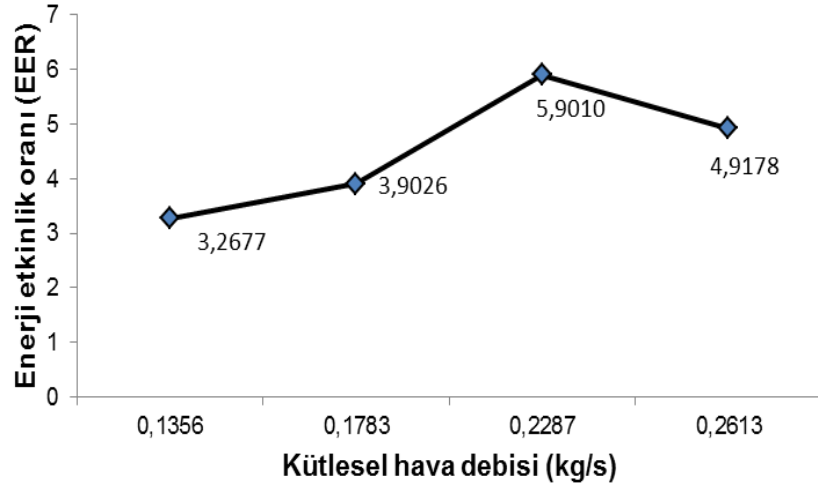
Şekil 6.9: 30 °C ortam sıcaklığında ve % 50 bağıl nemde farklı kademelerde üfleme havası kütleli debilerine bağlı olarak değişen difüzyon katsayıları.

- Soğutma etkinlik değerleri düşük kütleli hava debilerinde % 35 olarak gerçekleşmiş, hava hızı arttıkça sırasıyla 2. Kademe % 46'ya, 3. Kademe ise en yüksek değeri olan % 77,5 seviyesine ulaşmıştır. Ancak 4. Kademe hava hızı daha da artmasına rağmen soğutma etkinlik değerinde önemli bir azalma gözlenmiş ve % 71,25 olarak hesaplanmıştır. Bu durum, yüksek hava hızlarında pedleri besleyecek şekilde yeterli su dağılımı olmadığından ve pompa debisi sabit olduğundan pedlerin bir kısmının kuru olarak kalması ve buharlaştırma etkisinin yetersiz kalması şeklinde açıklanabilir. (Şekil 6.10).



Şekil 6.10: 30 °C ortam sıcaklığında ve % 50 bağıl nemde soğutma etkinlik katsayıları.

- Enerji etkinlik değeri incelendiğinde; yukarıdaki soğutma etkinlik değerine paralel olarak 1. kademede 3,26 değerine, 2. kademede 3,90 değerine ve 3. kademede ise en yüksek değeri olan 5,9 değerine ulaştığı gözlenmiştir. Ancak yine soğutma etkinlik değerinde olduğu gibi 4. kademede enerji etkinlik değeri de azalmış olup 4,91 değerine ulaşmıştır. (Şekil 6.11).



Şekil 6.11: 30 °C ortam sıcaklığında enerji etkinlik oranları.

7. SONUÇ VE ÖNERİLER

Bu çalışmada ev tipi bir evaporatif soğutucunun performansı; farklı iç ortam sıcaklıklarında (24°, 26°, 28°, 30° ve 32 °C), farklı bağıl nem oranlarında (% 50, % 55, % 60, % 65 ve % 70) ve farklı fan hızı kademelerinde deneysel olarak gözlenmiş olup şu sonuçlara ulaşılmıştır:

- Düşük ortam sıcaklıklarında evaporatif soğutucunun buharlaştırdığı su debisi düşük çıkmış olup etkinlik değerleri düşük seyretmektedir. Yine daha yüksek ortam sıcaklıklarında özellikle 30 °C civarında buharlaştırma etkisi en yüksek seviyelere ulaşmaktadır.

- Ortamın giriş ve üfleme havası bağıl nemleri incelendiğinde; düşük ortam sıcaklıklarında üfleme ile ortam bağıl nemi arasındaki fark küçük olmakta, buna karşılık ortam sıcaklığı arttığında bu bağıl nem farkları da artmaktadır.

Deneysel çalışma, 30 °C sabit ortam sıcaklığında, farklı bağıl nem değerlerinde (% 50, % 55, % 60, % 65, % 70) tekrarlanmış olup aşağıdaki sonuçlara ulaşılmıştır:

- Soğutma etkinlik ve enerji performans değerleri düşük kütlelesel hava debilerinde düşük değerlerde gerçekleşirken, hava hızı arttıkça sırasıyla özellikle 0,5 m/s değerinde maksimum değere ulaşmıştır. Ancak 4. kademede hava hızında önemli bir azalma gözlenmiştir. Bu durum, yüksek hava hızlarında pedleri besleyecek şekilde yeterli su dağıtımını yapılamamasından kaynaklanmakta olup, pedlerin bir kısmı kuru olarak kalmakta ve buharlaştırma etkisi yetersiz kalmaktadır.

- Deney cihazının soğutma etkinlik değeri ve enerji etkinlik katsayılarının hava hızıyla doğru orantılı bir şekilde artırılabilmesi için pompanında kademeli olarak devreye girmesi gerekmektedir. Bu şekilde daha yüksek soğutma etkinlik ve enerji etkinlik değerlerine ulaşmak mümkün olacaktır.

- Ev tipi evaporatif soğutma cihazları mekanik soğutma-klima sistemlerine göre verimli cihazlar olmasına rağmen oda bağıl nemi arttığında etkinlik değerleri azalmakta, odanın atmosfere açık olması zorunluluğu ortaya çıkmaktadır.



8. KAYNAKLAR

Akar, G. Karabacak, R. ve Deda Altan, B. (2005). Absorpsiyonlu soğutma sistemleri ile mekanik sıkıştırırmalı soğutma sistemlerinin etkinlik ve ekserji verimlilikleri yönünden karşılaştırılmaları. *Pamukkale Üniversitesi Mühendislik Fakültesi mühendislik Bilimleri Dergisi*, 11 (2), 161-169.

Akdemir, Ö. ve Güngör, A. (2001). Absorpsiyonlu soğutma sistemleri; verimlerini artırmak için geliştirilen çevrimler. *V. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi ve Sergisi*, İzmir, 99-102.

Akdoğan, A. (2007). Bir Soğutma Sistemindeki Kondenser Kapasitesinin Değiştirilmesinin Enerji ve Ekserji Analizleri ile İncelenmesi. Yüksek Lisans Tezi, *Zonguldak Karaelmas Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Zonguldak.

Aktacir, M.A. ve Bulut, H. (2007). Kayseri İlinin Serbest Soğutma Potansiyelinin İncelenmesi. *16. Ulusal Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi Bildiriler Kitabı*, Kayseri. 860-866.

Al-Otaibi, D.A., Dinçer, Ş. ve Kalyon, M. (2004). Thermoeconomic Optimization of Vapour-Compression Refrigeration Systems. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, Vol.41, No:1, 95-107.

Atikol, U. ve Hacışevki, H. (2001). Lefkoşa Bölgesi İçin Evaporatif Soğutma Fizibilite Çalışması. *V. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi ve Sergisi*, İzmir. 421-425.

Avşaroğlu, H. (2008). Çukurova Koşullarında Broiler Kümeslerinde Kullanılan Bir Pedli Serinletme Sisteminin Performans Özellikleri ve Kümes İçi Sıcaklık Dağılımı. Yüksek Lisans Tezi, *Çukurova Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Adana.

Bıyıköğlu, A. ve Ataer, Ö.E. (1994). NH₃-NaSCN Soğurmalı Soğutma Sisteminin Enerji-Ekserji Analizi. *Soğutma ve İklimlendirme Kongresi*. Çukurova Üniversitesi, Adana.

Bilge, D. ve Bilge, M. (1999). İndirek/Direk Evaporatif Soğutma Sistemleri Kombinasyonu. *IV. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi ve Sergisi*, İzmir. 197-204.

Bottcher, R.W., Baughman, G.R. ve Driggers, L.B. (1988). Temperature Stratification in Broiler Houses and the Effects of Ceiling Fans. *Transaction of the ASAE*, 4(1):66-70.

Bottcher, R.W., Baughman, G.R. ve Kesler, D.J. (1989). Evaporative Cooling Using a Pneumatic Misting System. *Transaction of the ASAE*, 32(2):671-676.

Bottcher, R.W. ve Baughman, G.R. (1990). Analysis of Misting and Ventilation Cycling for Broiler Housing. *Transaction of the ASAE*, 33(3):925-932.

Bulgurcu, H. (Editör). İklimlendirme Tesisatı, MMO Yayını 2016 (Kitap Baskıda). Cilt-1.

Chepete, H.J. ve Xin, H. (2000). Cooling Laying Hens by Intermittent Partial Surface Sprinkling. *Transaction of the ASAE*, 43(4): 965-971.

Çelik, A.T. (2007). Absorpsiyonlu Soğutma Sistemleri. Yüksek Lisans Tezi, *Gebze Yüksek Teknoloji Enstitüsü Mühendislik ve Fen Bilimleri Enstitüsü*, Gebze.

Çengel, Y.A. and Boles, M.A. (1994). *Thermodynamics: An Engineering Approach, Second Edition*. McGraw-Hill, Inc. 867 p, New York, USA.

Çetinkaya, S. (2011). *Termodinamik*. Bursa: Nobel Yayınevi, 88-89.

Dağtekin, M. ve Yıldız, Y. (2006). Çukurova Bölgesindeki Bir Broiler Kümesinde Pedli Evaporatif Serinletme Sistemlerinin Bazı İşlevsel Özellikleri. *Çukurova Üniversitesi Ziraat Fakültesi Dergisi*, Adana. 21: 73-78.

Dağtekin, M. ve Yıldız, Y. (1996). Çukurova Bölgesinde Kümes İçi Sıcaklık Probleminin Çözümüne Yönelik Alternatif Serinletme Yöntemleri. *UTMEK'96, Uluslararası Tarımsal Mekanizasyon ve Enerji Kongresi, Bildiriler*, Ankara. 142-151.

Ekren, O. (2009). Bir Soğutma Grubunda Kompresör Hızının ve Elektronik Genleşme Vanasının Bulanık Mantık Algoritma ile Kontrolü. Doktora Tezi, *Dokuz Eylül Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, İzmir.

El-Refaie, M.F. ve Kaseb, S. (2009). Speculation in the Feasibility of Evaporative Cooling. *Building and Environment*, 44: 826-838.

Erbil, F.G. (2010). Seralarda Yaz Koşullarında Fan-Ped Sisteminin Etkinliğinin Araştırılması. Yüksek Lisans Tezi, *Süleyman Demirel Üniversitesi Ziraat Fakültesi Tarımsal Yapılar ve Sulama Bölümü*, Isparta.

Esen, D.Ö. (2007). Adsorpsiyonlu Soğutma Sistemlerinin Motorlu Taşıtlarda Kullanılabilirliği. *Mühendis ve Makine Dergisi*, 49: 22-25.

Eser, S. (2015). Evaporatif Soğutmanın Havanın Psikrometrik Özelliklerine Etkisinin İncelenmesi, Yüksek Lisans Tezi. *Karabük Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Karabük. 16-23.

Genceli, O.F. (1993). Buharlaştırma Serinletme Özellikleri ve Uygulanması. *I. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi*. İzmir. 281-303.

Goralı, E. (2007). Güneş Enerjili Absorpsiyonlu Soğutma Sistemi, Yüksek Lisans Tezi, *İstanbul Teknik Üniversitesi Enerji Enstitüsü*, İstanbul.

Kaydar, Z. ve Yıldız, Y. (2007). Çukurova Bölgesinde Bir Etlik Piliç Kümesinde Bulunan Pedli Evaporatif Serinletme Sisteminin Serinletme Etkinliği ve Sağlanan Sıcaklık Düşmesi Değerlerinin Belirlenmesi, *Çukurova Üniversitesi Ziraat Fakültesi Dergisi*, Adana. 22(1): 99-108.

Koca, R.W., Hughes, W.C. and Christianson, L.L. (1991). Evaporative Cooling Pads: Test Procedure and Evaluation. *Transaction of the ASAE*, 7(4): 485-490.

Kocatürk, Ü. (2007). Çukurova Koşullarında Pedli Evaporatif Serinletme Sistemlerinin Farklı Hava Hızlarında Serinletme Etkinliği ve Buharlaştırılan Su Miktarı Değerlerinin Değişimi. Yüksek Lisans Tezi, *Çukurova Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Adana.

Kürtyan, H.K. (2005). Absorpsiyonlu Soğutma Sistemlerinin Duman, Buhar, Gaz Kullanılarak İkinci Kanuna Göre Termoekonomik Analizi, Yüksek Lisans Tezi, *Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, İstanbul.

Maheshwari, G.P., Al-Ragom, F. and Suri, R.K. (2001). Energy-saving Potential of an Indirect Evaporative Cooler, *Applied Energy*, 69: 69-76.

Mcneill, S.G., Fehr, R.L., Walker, J.N. and Parker, G.R. (1983). Performans of Evaporative Coolers for Mid-South Gestation Housing, *Transaction of the ASAE*, 26 (1): 219- 222.

Osma, E. (2011). Evaporatif soğutma sistemlerinin mekanik buhar sıkıştırırmalı soğutma sistemleri ile termodinamik ve ekonomik bakımdan karşılaştırılması, Yüksek Lisans Tezi, *Namık Kemal Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalı*, Tekirdağ. 2-4.

Öz, H. (2007). Isparta Yöresindeki Seralarda Fan-Ped Sisteminin Etkinliğinin Belirlenmesi, Yüksek Lisans Tezi, *Süleyman Demirel Üniversitesi Ziraat Fakültesi Tarımsal Yapılar ve Sulama Bölümü*, Isparta.

Özkol, N. (1999). Uygulamalı Soğutma Tekniği, *TMMOB Makina Mühendisleri Odası Yayınları No. 115*, Ankara. 709.

Scarborough, J.N., Collings, N.E. and Duffy, P.S. (1988). Misting Effects on Poultry Litter Wetting, *Applied Engineering in Agriculture*, Vol: 4(1), 62-65.

Simmons, J.D. and Lott, B.D. (1996). Evaporative Cooling Performance Resulting from Changes in Water Temperature, *Applied Engineering in Agriculture*, 12(4), 497-500.

Timmos, M. B., Baughman, G.R. and Parkhurst, C.R. (1981). Use of Evaporative Cooling to Reduce Poultr Heat Stress. ASAE Paper No.:81-4558 ASAE, St. Joseph.

Timmos, M.B. and Baughman, G.R. (1984). A Plenum Concept Applied to Evaporative Pad Cooling for Broiler Housing. Transaction of the ASAE, 27(6):1877 -1881.

Uğurlu, N. ve Kara, M. (2000). Islak Ped Sistemiyle Serinletmenin Performans Verileri ve Kafes Sistem Kümes İç Sıcaklığının Düşürülmesine Etkisi, *Türk J Agric For*, TÜBİTAK, Ankara. 79-86.

Xin, H., Berry, I.L., Tabler, G.T. and Barton, T.L. (1994). Temperature and Humidity Profiles of Broiler Houses with Experimental Conventional and Tunnel Ventilation Systems. Transaction of the ASAE, 10(4):535-542.

Wang, S.K. (2001). Handbook of Air Conditioning and Refrigeration, Second Edition.

Yakın, M. (2007). Buhar Sıkıştırılmalı Soğutma Çevriminde Ejektör Kullanımının Performansa Etkisi, Yüksek Lisans Tezi, *Zonguldak Karaelmas Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Zonguldak.

Yamankaradeniz, R. Horuz, İ. Coşkun, S. Kynaklı, Ö. ve Yamankaradeniz, N. (2012). İklimlendirme Esasları ve Uygulamaları, Bursa: Dora Yayınları, 1-7.

Yıldız, Y., Gürdil, A.K.G., Ekinci, K. ve Akbolat, D. (2006). Çukurova Koşullarında Pedli Evaporatif Serinletme Sisteminin İki Farklı Hava Hızında Bazı Performans Özellikleri, *Çukurova Üniversitesi Ziraat Fakültesi Dergisi*, Adana. 21(1): 65-72.

Yıldız, Y., Dağtekin, M. ve Karaca, C. (2007). Çukurova Bölgesinde Pedli Evaporatif Serinletme Sistemi Bulunan Bir Etlik Piliç Kümesinde Uzun Eksendeki Sıcaklık Dağılımı, *Çukurova Üniversitesi Ziraat Fakültesi Dergisi*, Adana. 22 (1): 89-93.

Yılmaz, T., ve Büyükcalaca, O. (1999). Desisif-Evaporatif Soğutma Sistemleri, *IV. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi ve Sergisi*, İzmir. 165-181.

ÖZGEÇMİŞ

Oğuz Tuncel BEDİR 1971 yılında Kars'ta doğdu. İlk ve orta öğrenimini Manisa'da tamamladıktan sonra önce Manisa Teknik Lisesi Makine bölümünü ardından Marmara Üniversitesi Teknik Eğitim Fakültesi Makine Enerji Öğretmenliği bölümünü bitirdi. Halen Balıkesir Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalında lisansüstü eğitimine devam etmektedir.

