



**EGE ÜNİVERSİTESİ**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ**

**EVAPORATİF VE EVAPORATÖRLÜ BÜTÜNLEŞİK  
BİR HAVA SOĞUTMA SİSTEMİNİN  
GELİŞTİRİLMESİ VE TERMODİNAMİK ANALİZİ**

**Fırat ÖZDEMİR**

**Tez Danışmanı: Prof. Dr. Ali GÜNGÖR**

**Makina Mühendisliği Anabilim Dalı**

**Sunuş Tarihi: 10/08/2017**

**Bornova-İZMİR**

**2017**



**EGE ÜNİVERSİTESİ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**(YÜKSEK LİSANS TEZİ)**

**EVAPORATİF VE EVAPORATÖRLÜ BÜTÜNLEŞİK BİR  
HAVA SOĞUTMA SİSTEMİNİN GELİŞTİRİLMESİ VE  
TERMODİNAMİK ANALİZİ**

**Fırat ÖZDEMİR**

**Tez Danışmanı: Prof. Dr. Ali GÜNGÖR**

**Makina Mühendisliği Anabilim Dalı**

**Sunuş Tarihi: 10/08/2017**

**Bornova-İZMİR**

**2017**



Fırat ÖZDEMİR tarafından yüksek lisans tezi olarak sunulan “Evaporatif ve Evaporatörlü Bütünleşik Bir Hava Soğutma Sisteminin Geliştirilmesi Ve Termodinamik Analizi” başlıklı bu çalışma EÜ Lisansüstü Eğitim ve Öğretim Yönetmeliği ile EÜ Fen Bilimleri Enstitüsü Eğitim ve Öğretim Yönergesi'nin ilgili hükümleri uyarınca tarafımızdan değerlendirilerek savunmaya değer bulunmuş ve 10/08/2017 tarihinde yapılan tez savunma sınavında aday oybirliği/oyçokluğu ile başarılı bulunmuştur.

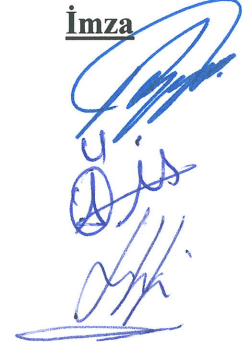
**Jüri Üyeleri:**

**Jüri Başkanı :** Prof. Dr. Ali GÜNGÖR

**Raportör Üye:** Yrd. Doç. Dr. Özay AKDEMİR

**Üye :** Yrd. Doç. Dr. Hadi GANJEHSARABI

**İmza**





# EGE ÜNİVERSİTESİ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

## ETİK KURALLARA UYGUNLUK BEYANI

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

10/08/2017

Fırat ÖZDEMİR



**ÖZET****EVAPORATİF VE EVAPORATÖRLÜ BÜTÜNLEŞİK BİR HAVA SOĞUTMA SİSTEMİNİN GELİŞTİRİLMESİ VE TERMODİNAMİK ANALİZİ**

ÖZDEMİR, Fırat

Yüksek Lisans Tezi, Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Tez Danışmanı: Prof. Dr. Ali GÜNGÖR

Ağustos 2017, 58 sayfa

Bu tez çalışmasında bir evaporatif soğutucu ile bir soğutma makinası buharlaştırıcısının entegrasyonu sonucu ortaya çıkan bütünleşik bir soğutma sistemin performans incelemeleri gerçekleştirilmiştir. Evaporatif soğutucu entegrasyonu ile soğutma makinasının performans değerlerin artırılması hedeflenmiş ve en yüksek performans artışını yakalamak amacıyla farklı kurgular üzerinde araştırmalar gerçekleştirilmiştir.

Hibrid soğutma sisteminin ana bileşenler olan soğutma makinası buharlaştırıcısı, evaporatif soğutucu ve fan birimlerinin farklı kombinasyonlar ile birleştirilmeleri sonucu ortaya çıkan performans değişiklikleri araştırılmış ve bu amaçla oluşturulan 6 farklı sistem üzerinde her bir sistem için 3 farklı hava hızında deneysel çalışmalar ve analizler yürütülmüştür.

Oluşturulan her bir sistem için sistem bileşenlerin ayrı ayrı ve sistemin toplam soğutma yükleri, sıcaklık düşümleri ve güç tüketimleri gibi değerlerin değişimi detaylı olarak incelenmiş ve bu değerler üzerinde meydana gelen değişimler de sistem performansı ile ilişkilendirilerek çalışmalar tamamlanmıştır.

**Anahtar Kelimeler:** Evaporatif soğutma, soğutma makinaları, iklimlendirme sistemleri, nemlendirme, buharlaşma.



**ABSTRACT****DEVELOPMENT AND THERMODYNAMIC ANALYSIS OF A  
HYBRID EVAPORATIVE EVAPORATOR AIR COOLING  
SYSTEM**

ÖZDEMİR, Fırat

MSc in Mechanical Eng.

Supervisor: Prof. Dr. Ali GÜNGÖR

August 2017, 58 pages

In this study performance analysis of a hybrid cooling system which developed by integration of an evaporative cooler and a cooling machine's evaporator is conducted. A performance increase on cooling machine is aimed by evaporative cooler integration. Researches are conducted on different scenarios to indicate the highest increase of performance.

Evaporative cooler, cooling machine evaporator and the fan, which are the main units of hybrid cooling system, are integrated due to 6 different scenario and tested and analysed for 3 different air velocity.

The variation of cooling capacity, temperature drop, energy consumption and etc. are studied for each system component and whole system in each scenario and these variances are linked with system performance.

**Keywords:** Evaporative cooling, cooling machines, air conditioning systems, humidification, evaporation.



## TEŞEKKÜR

Çalıőmalarımın en baőından bu yana benden bilgi ve desteğini asla esirgemeyen danıőmanım Prof. Dr. Ali GÜNGÖR'e, değerli yardım ve katkıları ile hep yardımcı olan Yrd. Doç. Dr. Özay AKDEMİR'e kıymetli yardımlarıyla katkıda bulunan Sn. Ali KAYGIN'a ve Sn. Haydar BATTALOğLU'na, varlıklarıyla ruhumu aydınlatan, her zaman ve her koőulda yanımda olan çok sevgili babam Necmettin ÖZDEMİR, rahmetli annem Ülkü ÖZDEMİR, ablam Dicle BAKAR ve eniőtem Mesut BAKAR'a, bütün zorluklar altında dahi her hal ve koőulda moralimi düzeltmeyi mutlaka baőarabilen yeğenlerim Zeynep Efsa BAKAR, Merve Sena BAKAR ve Ömür Ülkü BAKAR'a, Ege Üniversitesi Makina Mühendisliği Bölümü'nün değerli akademik ve idari personeline, ve sayın jüri üyelerine teőekkürü bir borç bilirim.



**İÇİNDEKİLER**

	<u>Sayfa</u>
ÖZET .....	IX
ABSTRACT .....	XI
TEŞEKKÜR .....	XIII
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	XVII
ÇİZELGELER DİZİNİ .....	XXI
SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ .....	XXIII
1.GİRİŞ .....	1
2.EVAPORATİF SOĞUTMA VE SOĞUTMA MAKİNELERİ.....	3
2.1 Evaporatif Soğutma Sistemleri .....	3
2.1.1 Direkt evaporatif soğutma sistemleri (DES) .....	4
2.1.2 Endirekt evaporatif soğutma sistemleri (EES).....	7
2.1.2.1 Rejeneratif-1 EES sistemleri.....	8
2.1.2.2 Rejeneratif-2 EES Sistemleri .....	9
2.1.2.3 Rejeneratif-3 EES Sistemler .....	10
2.1.3 Kaskad sistemler .....	12
2.2 Soğutma Makinaları ile Evaporatif Sistemlerin birlikte kullanımı.....	14
2.3 Soğutma Makinaları.....	14
3. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI .....	17

**İÇİNDEKİLER (devam)**

4. MATERYAL VE METOD.....	26
4.1 Materyal .....	26
4.2. Metod .....	28
5. ARAŞTIRMA BULGULARI VE TARTIŞMALAR .....	35
5.1 Sistem.1 Üzerinde Gerçekleştirilen Çalışmalardan Elde Edilen Sonuçlar .....	35
5.2 Sistem.2 ve Sistem.4 Üzerinde Gerçekleştirilen Çalışmalardan Elde Edilen Sonuçlar .....	38
5.3 Sistem.3 Üzerinde Gerçekleştirilen Çalışmalardan Elde Edilen Sonuçlar .....	39
5.4 Sistem.5 Üzerinde Gerçekleştirilen Çalışmalardan Elde Edilen Sonuçlar .....	42
5.5 Sistem.6 Üzerinde Gerçekleştirilen Çalışmalardan Elde Edilen Sonuçlar .....	45
5.6 Evaporatif Soğutucu ve Soğutma Makinası.....	48
5.7 Karşılaştırmalı Değerlendirmeler.....	49
6. SONUÇ VE DEĞERLENDİRMELER .....	52
KAYNAKLAR DİZİNİ.....	

## ŞEKİLLER DİZİNİ

<u>Şekil</u>	<u>Sayfa</u>
2.1. Fan-Ped tipi direkt evaporatif soğutma sistemi.....	4
2.2. Fan-Ped tipi evaporatif soğutma sisteminde gerçekleşen soğutma işleminin psikrometrik diyagramda gösterimi .....	5
2.3. Su püskürtmeli direkt evaporatif soğutucu şematik gösterimi.....	6
2.4. Su püskürtmeli DES sisteminde meydana gelen soğutma işleminin psikrometrik diyagramda gösterimi .....	6
2.5. Endirekt evaporatif soğutma sistemi şematik gösterimi .....	7
2.6 EES sisteminin psikrometrik diyagramda gösterimi.....	8
2.7. Rejeneratif-1 EES şematik gösterimi.....	9
2.8. Rejeneratif-1 EES psikrometrik diyagramda gösterimi .....	9
2.9. Rejeneratif-2 EES şematik gösterimi.....	10
2.10. Rejeneratif-2 EES psikrometrik diyagramda gösterimi.....	10
2.11. Rejeneratif-3 EES sistemi şematik gösterimi.....	11
2.12. Rejeneratif-3 EES psikrometrik diyagramda gösterimi .....	11
2.13. DES-EES bütünleşik evaporatif soğutma sistemi.....	12
2.14. DES-EES sisteminde gerçekleşen soğutma işleminin psikrometrik diyagramda gösterimi.....	13
2.15. Rejeneratif kurutuculu-evaporatif soğutma sisteminin şematik gösterimi .....	13
2.16. Rejeneratif Desiccant-Evaporatif soğutma işleminin psikrometrik diyagramdagösteri.....	14
2.17. Soğutma makinası şematik gösterimi .....	15

## ŞEKİLLER DİZİNİ (devam)

<u>Şekil</u>	<u>Sayfa</u>
2.18. Soğutma makinasında gerçekleşen ideal soğutma çevrimi diyagramları a)T-s diyagramı b) P-h diyagramı.....	16
4.1. CELdek 50-90 buharlaşma peteği.....	26
4.2. Pano tipi enerji analizörü .....	27
4.3. Ölçüm cihazı ve problemlerinin görselleri 1) Nem probu 2) Hız ölçüm probu 3) K tipi termocouple 4) Testo 454 data logger .....	28
4.4. Sistem.1 Şematik gösterimi .....	29
4.5. Sistem.2 Şematik Gösterimi.....	30
4.6. Sistem.3 Şematik gösterimi .....	30
4.7. Sistem.4 Şematik gösterimi .....	30
4.8. Sistem.5 Şematik gösterimi .....	31
4.9. Sistem.6 Şematik gösterimi .....	31
4.10. Kanal içi hız ölçüm noktalar .....	32
4.11. Deney düzeneği şematik gösterimi .....	34
5.1. Sistem.1 için farklı hava debilerindeki sıcaklık düşümleri.....	35
5.2. Sistem.1 için değişik kütle debilerinde oluşan soğutma yükleri .....	36
5.3. Sistem.1 için değişik hava debilerinde ölçülen güç tüketimleri .....	37
5.4. Sistem.1 için 0,51 kg/s hava debisinde gerçekleşen soğutma işleminin psikrometrik diyagramda gösterimi .....	38
5.5 Sistem.2 için farklı hava debilerindeki sıcaklık düşümleri .....	38
5.6 Sistem.4 için farklı hava debilerindeki sıcaklık düşümleri .....	39

## ŞEKİLLER DİZİNİ (devam)

<u>Şekil</u> .....	<u>Sayfa</u>
5.7. Sistem.3 için farklı hava debilerindeki sıcaklık düşümleri .....	39
5.8. Sistem.3 için değişik kütle debilerinde oluşan soğutma yükleri .....	40
5.9. Sistem.3 için değişik hava debilerinde ölçülen güç tüketimleri.....	41
5.10 Sistem.3 için 0,47 kg/s hava debisinde gerçekleşen soğutma işleminin psikrometrik diyagram üzerinde gösterimi .....	42
5.11. Sistem.5 için için farklı hava debilerindeki sıcaklık düşümleri .....	42
5.12. Sistem.5 için değişik kütle debilerinde oluşan soğutma yükleri .....	43
5.13. Sistem.5 için değişik hava debilerinde ölçülen güç tüketimleri.....	44
5.14 Sistem.5 için 0,52 kg/s hava debisinde gerçekleşen soğutma işleminin psikrometrik diyagramda gösterimi .....	45
5.15. Sistem.6 için farklı hava debilerindeki sıcaklık düşümleri .....	45
5.16. Sistem.6 için değişik kütle debilerinde oluşan soğutma yükleri .....	46
5.17. Sistem.6 için değişik hava debilerinde ölçülen güç tüketimleri.....	47
5.18. Sistem.6 için 0,51 kg/s hava debisinde gerçekleşen soğutma işleminin psikrometrik diyagramda gösterimi .....	48
5.19. Sistem COP'lerinin hava hızı karşısında değişimleri .....	49
5.20. Evaporatif soğutucu performanslarının hava hızı karşısındaki değişimi	50
5.21. Sistem güç tüketimlerinin hava hızı karşısındaki değişimi.....	50
5.22. Sistem soğutma yüklerinin hava hızı karşısındaki değişimi .....	51



**ÇİZELGELER DİZİNİ**

<u>Çizelge</u>	<u>Sayfa</u>
5.1. Sistem.1 için farklı hava hızlarında hesaplanan hava kütle debisi, buharlaşma verimi, soğutma makinası COP'si ve sistem COP'si değerleri ...	37
5.2. Sistem.3 için farklı hava hızlarında hesaplanan hava kütle debisi, buharlaşma verimi, soğutma makinası COP'si ve sistem COP'si değerleri ...	42
5.3. Sistem.5 için farklı hava hızlarında hesaplanan hava kütle debisi, buharlaşma verimi, soğutma makinası COP'si ve sistem COP'si değerleri ...	44
5.4. Sistem.6 için farklı hava hızlarında hesaplanan hava kütle debisi, buharlaşma verimi, soğutma makinası COP'si ve sistem COP'si değerleri ...	47
5.5 Evaporatif soğutucu değerleri .....	48
5.6 Soğutma makinası değerleri .....	49
5.7 Her bir sistem için farklı hava debilerinde elde edilen çıkış havası değerlerinin konfor şartları ile kıyaslanması.....	51



**SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ**

<u>Simgeler</u>	<u>Açıklama</u>
$h$	Entalpi
$gr_h$	<i>Gram Hava</i>
$gr_b$	<i>Gram Buhar</i>
$T_{kt}$	<i>Kuru Termometre Sıcaklığı</i>
$T_{yt}$	<i>Yaş Termometre Sıcaklığı</i>
<u>Kısaltmalar</u>	
COP	Etkinlik Katsayısı
DES	Direkt Evaporatif Soğutucu
EES	Endirekt Evaporatif Soğutucu
KT	Kuru Termometre
YT	Yaş Termometre



## 1. GİRİŞ

Tarihin başlangıcından bu yana, teknolojinin gelişimi ile insanlığın gelişimi iç içe ilerlemiş ve günümüzde teknolojik ilerlemeler insanlığın gelişmişlik seviyesinin ölçütlerinden biri haline gelmiştir. Teknolojide ortaya çıkan her bir yenilik, insanın ihtiyaçları doğrultusunda ortaya çıkmıştır. İnsan ise ortaya koyduğu yeni ürünlerle ihtiyaçlarını karşıladıkça daha başka ihtiyaçları olduğunun ayırımına varmış ve bu şekilde teknolojideki gelişim sürekli bir hal almıştır. İnsanlık geliştirdiği her yeniliğin ardından daha iyinin arayışına girmiş ve bunu yakalayarak gelişimini sürdürmeye devam etmiştir. Başlangıçta temel yaşamsal ihtiyaçlarını karşılamak için, ilkel silah ve barınaklar gibi icatlar geliştiren insan, bugün teknolojiyi yaşam standartlarını yükseltmek, sosyal birey olarak gelişimini devam ettirmek ve yaşamını en iyi şekilde sürdürmek için kullanmaktadır.

Canlılar nesilden nesle, hayatta kalma becerilerini artırmak ve yaşam kalitelerini yükseltmek amacıyla; bünyelerinde çeşitli adaptasyonlar ve evrimsel gelişmeler göstererek yaşadıkları çevreye uyum sağlamaya çalışmıştır. Ancak insan, diğer canlılardan ayrılarak, kendi bünyesinde meydana gelen değişimlerin yetersiz kaldığı koşullarda, yaşadığı çevreyi değiştirme yoluna gitmiştir. Yaşanılan çevrede gerçekleştirilen modifikasyonlar yaşam kalitesinin artırılması açısından önemli bir gelişmedir ve bu değişikliklerin en önemlilerinden bir tanesi de ortamın koşullandırılmasıdır. İnsan yaşamını sürdürebilmek ve daha da önemlisi potansiyelini en iyi şekilde kullanabilmek için, biyolojik yapısı gereği, belirli iklim şartlarına ihtiyaç duymaktadır. Bu şartları belirlemek için ortaya konulmuş çeşitli konfor şartları mevcuttur. Yaşanılan ortamın uygun şartlarda tutulması iklimlendirme sistemleri ile mümkün hale gelmiştir.

İklimlendirme, terim olarak belirli bir ortam havasının nem, sıcaklık temizlik gibi birtakım özelliklerinin ayarlanarak ortamın ideal koşullara getirilmesi şeklinde açıklanabilir. Günümüzde ısıtma, soğutma ve havalandırma gibi dallara ayrılan iklimlendirme işlemleri yalnızca yaşam alanlarının konforlu hale getirilmesinde değil, dolaylı yollarla yaşam kalitesini artırmak amacıyla da kullanılmaktadır. Gıda, ilaç ve tıbbi alanlarda ürünlerin bozulmadan saklanabilmesi için oluşturulan soğuk hava depoları, tarım ürünlerinin farklı bölgelerde yetiştirilmesine olanak sağlayan seralar, bilişim alanında veri merkezlerinin verimli çalışmasını sağlayan soğutma üniteleri vb. örnekler çoğaltılabilir. Günümüzde ise sanayileşmenin geldiği konum, küreselleşme ve artan nüfus göz önünde bulundurulduğunda, insanların ortak yaşam alanlarının çoğaldığı ve bu alanlarda meydana gelen iklimlendirme ihtiyaçlarının arttığı görülmektedir.

Her ne kadar teknolojideki gelişmelere yön veren temel unsur ihtiyaçların karşılanması olsa da; bu ihtiyaçların en az sarfiyatla karşılanması da en önemli parametrelerden bir tanesidir. Yakın tarihe kadar sınırsız ve bonkör doğa

karşısında kendini sonsuz hakimiyet sahibi olarak gören insan, kaynakları mürifçe tüketmiştir. Ancak bugün gelinen düzeyde kaynakların sınırsız olmadığı fark edilmiş ve ancak bu sınırlı kaynakların mümkün olan en verimli şekilde kullanılarak, ihtiyaçların karşılanması durumunun sürekliliğinin sağlanabileceği ayırımına varılmıştır. Bu nedenledir ki; günümüz araştırmacıları yürüttükleri çalışmalarda enerji verimli sistemler üzerinde yoğunlaşmakta ve hatta yeni enerji kaynakları arayışları içerisine girmektedirler. İklimlendirme alanında da sürdürülen çalışmalar yüksek verimli sistemlerin geliştirilmesi üzerinde yoğunlaşmaktadır. Bu çalışmalar incelendiğinde; mevcut sistemlerin iyileştirilmelerinin yanı sıra yeni iklimlendirme sistemlerinin geliştirilmesi ve hibrid cihazların oluşturulması ile büyük avantajlar sağlandığı gözlemlenmektedir.

İklimlendirme için harcanan enerji, toplam enerji tüketimi içerisinde büyük bir paya sahiptir. Özellikle ülkemizin de dahil olduğu orta kuşak iklimlerinde yaz döneminde soğutma için harcanan enerji toplam enerji tüketiminin %50'sinden fazlasını oluşturmaktadır (A.M.Ü. İleri, 1998). Evaporatif (buharlaşmalı) soğutma sistemleri, ileriki konularda da değinileceği üzere, kökeni çok eski tarihlere dayanan, ancak sunduğu pek çok avantaj nedeniyle günümüzde tekrar ön plana çıkan iklimlendirme cihazlarıdır. Bu sistemler, düşük enerji sarfiyatları ile yüksek soğutma kapasitelerine ulaşabilen verimli cihazlardır. Ancak yapıları gereği nemli iklimlerde kullanılması pek mümkün değildir.

Bu tez çalışmasında, bir evaporatif soğutma sistemine, soğutucu serpantin entegrasyonu ile enerji verimli bir soğutma cihazının geliştirilmesi hedeflenmiştir. Konfor şartlarının sağlanması açısından evaporatif soğutucuların, çeşitli sistemlerle birleştirilmesi önemli faydalar sunmaktadır. Çalışmada sistem bileşenlerinin sıralamasının değişimi ve hava hızının etkileri araştırılmıştır. Oluşturulan hibrid sistemin yüksek soğutma etkinlik katsayılarına(COP) ulaşması çalışmanın kayda değer çıktılarından bir tanesidir. Hibrid evaporatif soğutucuların kullanımının, geleneksel soğutucularla kıyaslandığında ciddi avantajlar sağlandığı görülmüştür.

## 2. EVAPORATİF SOĞUTMA VE SOĞUTMA MAKİNELERİ

### 2.1 Evaporatif Soğutma Sistemleri

Evaporatif soğutma işlemi, suyun buharlaşması ile soğuma efekti oluşturması mekanizmasından faydalanılarak gerçekleştirilen bir iklimlendirme işlemidir. Buharlaşma bilindiği üzere, endotermik yani ısı alan bir işlemdir. Evaporatif soğutma işlemi esnasında, belirli bir miktar su kütesinin iklimlendirme havası içerisine buharlaştırılarak, gerekli buharlaşma ısısının bu havadan çekilmesi sağlanır. Evaporatif soğutma işlemi adyabatik buharlaşma esasına dayanarak çalışır. Bu işlemde havadan duyulur ısı çekilirken gizli ısı yüklemesi yapılır, yani bir bakımdan evaporatif soğutma işlemi havanın duyulur ısısının gizli ısıya dönüştürülmesi işlemidir ve psikrometrik diyagramda sabit entalpi doğrusu boyunca ilerler. Evaporatif soğutma işleminde, soğutulacak hava ancak giriş şartlarındaki yaş termometre sıcaklığına kadar soğutulabilmektedir. Bu noktadan sonra hava doyma noktasına geldiğinden buharlaşma durur. Bu işlem esnasında buharlaşan su soğutulan havaya karışmakta yani gizli ısı olarak havaya verilmektedir. Bir diğer deyişle evaporatif soğutma işlemi duyulur ısının gizli ısıya dönüştürülmesi işlemidir. Bu sebeple işlem psikrometrik diyagram üzerinde entalpi ya da sabit yaş termometre doğrularına paralel olarak gerçekleşir (Cüce and Riffat, 2015; İdiz vd. 2017; Genceli, 1993).

Evaporatif soğutma esnasında havanın soğutulmasının yanı sıra nemlendirme işlemi de gerçekleştirildiğinden giriş havasının nem ve sıcaklık değerleri sistem verimliliğini doğrudan etkileyen önemli parametrelerdendir. Sıcak ve kurak iklimlerde havanın çok az nem ihtiva etmesinden dolayı buharlaşma miktarı ve evaporatif soğutma verimliliği artmaktadır. Bu durum aynı zamanda, işlemin nemli iklimlerde verimsiz olacağını da vurgulamaktadır.

Evaporatif soğutma işleminin antik çağlara kadar dayanan bir tarihe sahip olduğu bilinmektedir. Antik Yunanistan'da besinlerin bozulmaması için toprak çanaklarda saklandığı ve bu çanakların ıslatılmasından sonra, üzerlerinde büyük bitki yaprakları yardımıyla hava akışı oluşturulması ile soğuk saklama alanları haline getirildiklerini gösteren hiyeroglifler bulunmuştur.

Evaporatif soğutma sistemleri uygulama bakımından çeşitlilik gösteren sistemlerdir. Temelde;

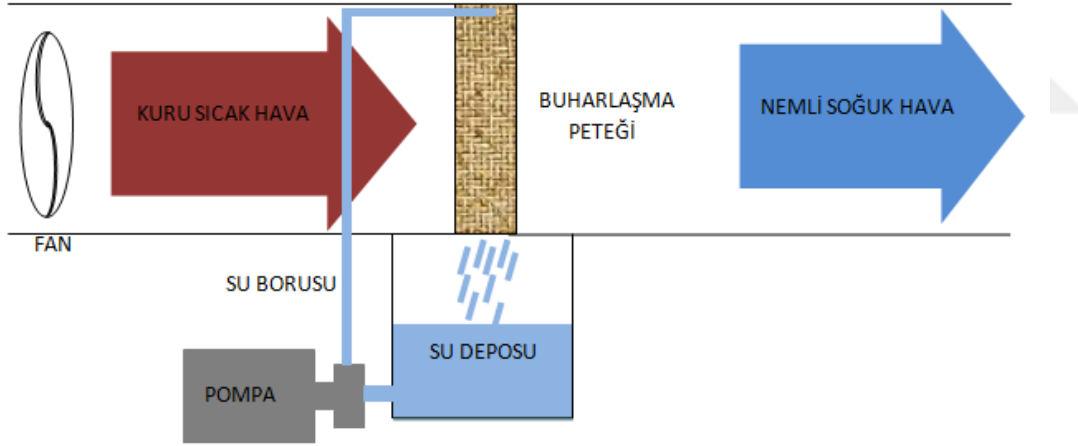
- Direkt evaporatif soğutma (DES),
- Endirekt Evaporatif Soğutma (EES),
- Kaskat Sistemler,

olarak üç ana başlık altında incelenebilir. Ancak bunların yanı sıra çeşitli alt başlıklara ayrılacak uygulamalar da mevcuttur.

### 2.1.1 Direkt evaporatif soğutma sistemleri (DES)

Direkt evaporatif soğutucular, buharlaşma suyunun soğutma havası ile doğrudan temas ettiği sistemlerdir. Bu sistemlerde buharlaşma suyu direkt olarak soğutma havasının içinde buharlaşarak ısı çeker. İklimlendirilecek mahale verilen hava soğutulurken nemlendirilir. Evaporatif soğutmanın temel mekanizmasının doğrudan uygulandığı sistemlerdir. Sistem çıkışında havanın aşırı nemlendirilmesi nedeniyle çeşitli kısıtlamalara sahiptir. Giriş havasının yeterli sıcaklıkta olmaması ya da gereğinden fazla nemli olması sistem performansını düşürmektedir. Bu cihazlar kurak ve sıcak iklimlerde yaygın olarak kullanıldıklarından çöl klimaları olarak da tanımlanırlar. Direkt evaporatif soğutucular yaygın olarak iki tipte uygulama yönteminde karşımıza çıkmaktadır.

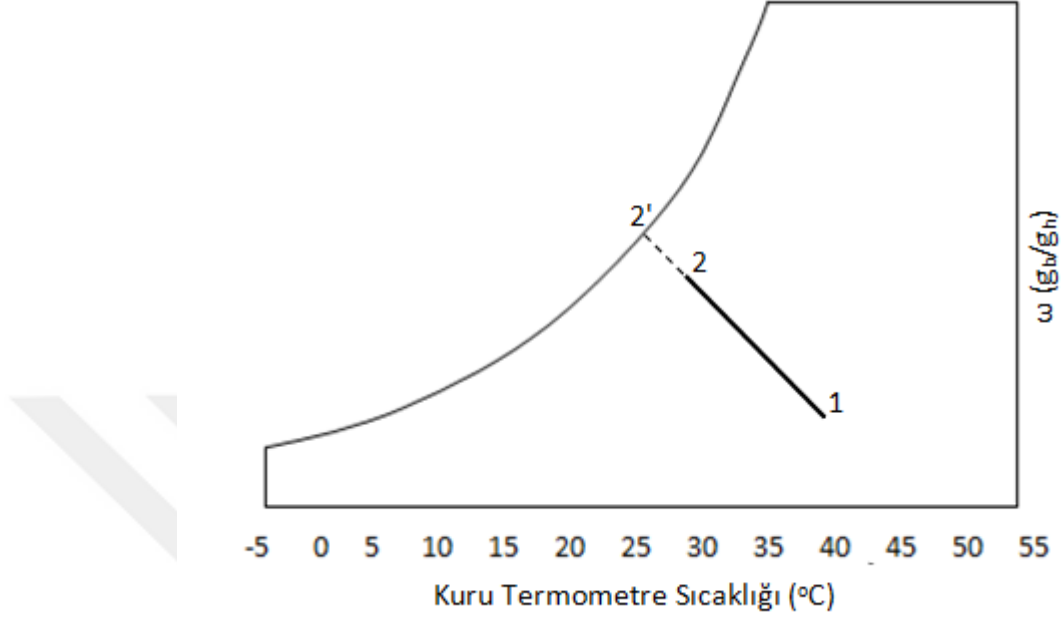
Fan-Ped tipi evaporatif soğutucularda buharlaşma işlemi, üzerinde hava akışı sağlanan bir petek yapısı yüzeyinde gerçekleştirilmektedir. Fan-Ped tipi Bir DES sisteminin şematik gösterimi Şekil 2.1.'de verilmiştir.



Şekil 2.1. Fan-Ped tipi direkt evaporatif soğutma sistemi

Burada petek yapısının altında bulunan su deposundan bir pompa ve borular yardımıyla su çekilerek petek üst kısmından ıslatılır. Islatılan petek yüzeyinde bir fan yardımıyla hava akışı oluşturularak peteğin ihtiva ettiği suyun buharlaşması sağlanır. Buharlaşmayan fazla su ise petek yüzeyinden akarak tekrar su deposuna döner. Şekil 2.2.'de Fan-Ped tipi evaporatif soğutucuda gerçekleşen işlemin psikrometrisi gösterilmektedir. Bu sistemlerin avantajlarından önemli bir tanesi petek yapısının belirli oranda filtreleme özelliği de göstermesidir. Sistemde

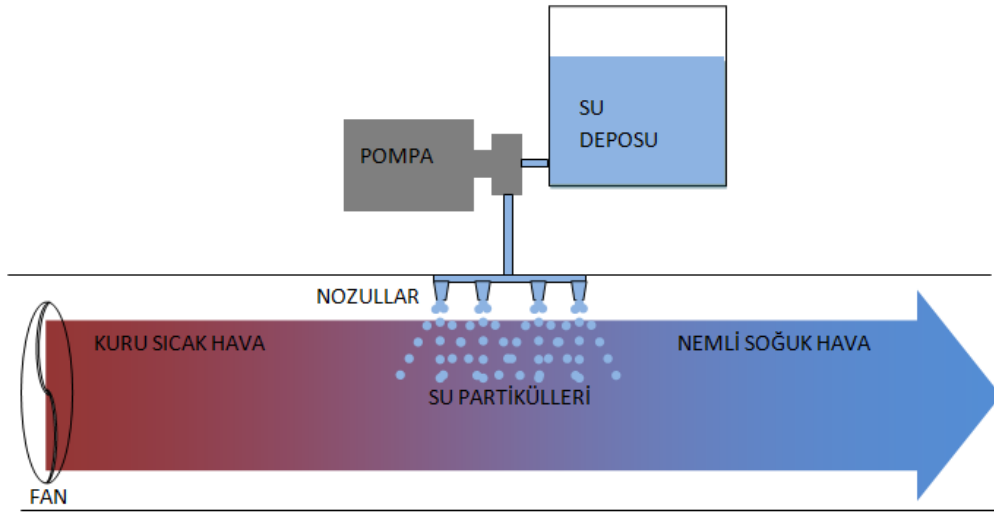
buharlaşma peteği olarak, alüminyum folyo, polimer, ve selülozik petekler kullanılırken bunlardan en yaygın olanı selüloz yapılı peteklerdir.



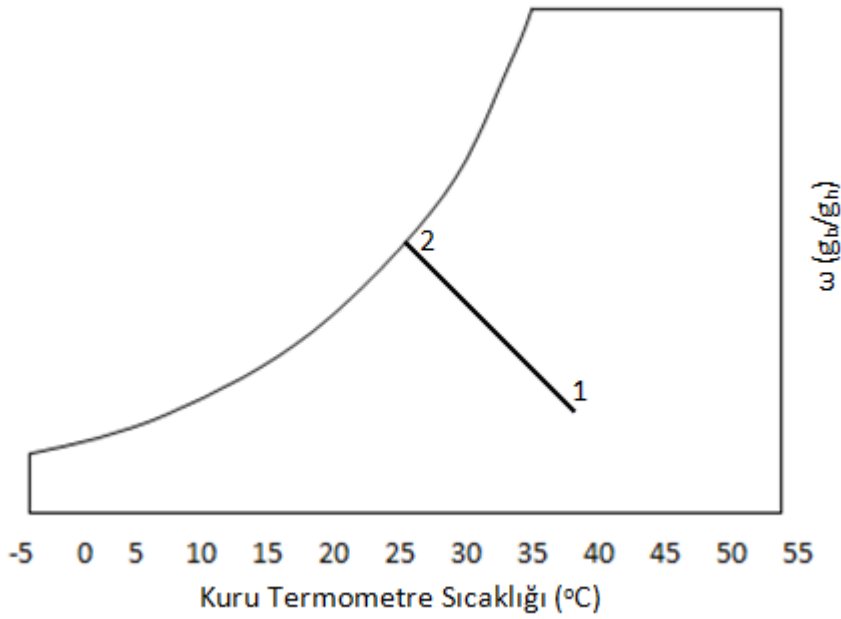
Şekil 2.2. Fan-Ped tipi evaporatif soğutma sisteminde gerçekteşen soğutma işleminin psikrometrik diyagramda gösterimi

Burada 1 noktası ile işaretlenen yer dış ortam hava şartlarını temsil etmektedir. Direkt evaporatif soğutma sistemleri %100 taze hava ile çalışan sistemler olduğundan, sistem giriş şartları dış ortam şartları ile aynıdır. 1-2 arasında fan-ped tipi DES ile nemlendirme ve soğutma işlemi gerçekleştirilmektedir ve 2 noktası iklimlendirilecek mahale gönderilecek soğutma havasının şartlarını göstermektedir. 2' noktası giriş şartlarındaki havanın yaş termometre sıcaklığını yani havanın soğutulabileceği minimum sıcaklığını göstermektedir.

Su püskürtmeli evaporatif soğutma sistemlerinde, su nozullar yardımıyla pulverize hale getirilerek hava akışı içersine püskürtülür ve bu yolla buharlaşma işlemi sağlanır. Fan-Ped tipi sistemlerde hava doyma noktasına kadar nemlendirilemezken, su püskürtmeli sistemlerde bu mümkündür. Şekil 2.3. ve Şekil 2.4.'te sırasıyla su püskürtmeli sistemlerin şematik gösterimi ve psikrometrik diyagramda gösterimi verilmiştir.



Şekil 2.3. Su püskürtmeli direkt evaporatif soğutucu şematik gösterimi



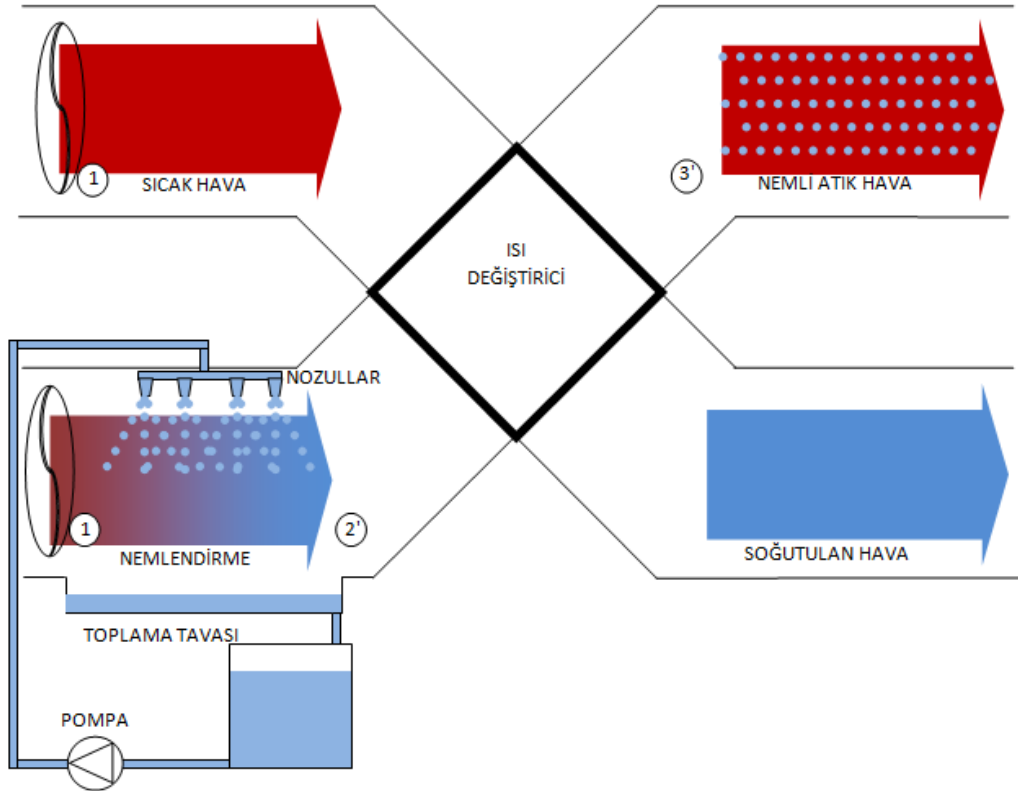
Şekil 2.4. Su püskürtmeli DES sisteminde meydana gelen soğutma işleminin psikrometrik diyagramda gösterimi

Bu diyagramda 1 ve 2 noktaları sırasıyla sistemin giriş ve çıkışındaki hava şartlarını göstermektedirler. Su püskürtmeli evaporatif soğutma sistemlerinde buharlaşma verimi %100 olabilmektedir dolayısıyla bu sistemlerde püskürtme yöntemi ile buharlaştırılan suyun sürekli sirküle edildiği durumlarda havanın başlangıç şartlarındaki yaş termometre sıcaklığına kadar soğutulması mümkündür. Ancak buharlaşma suyunun sirkülasyonu söz konusu olmadığında su sıcaklığı

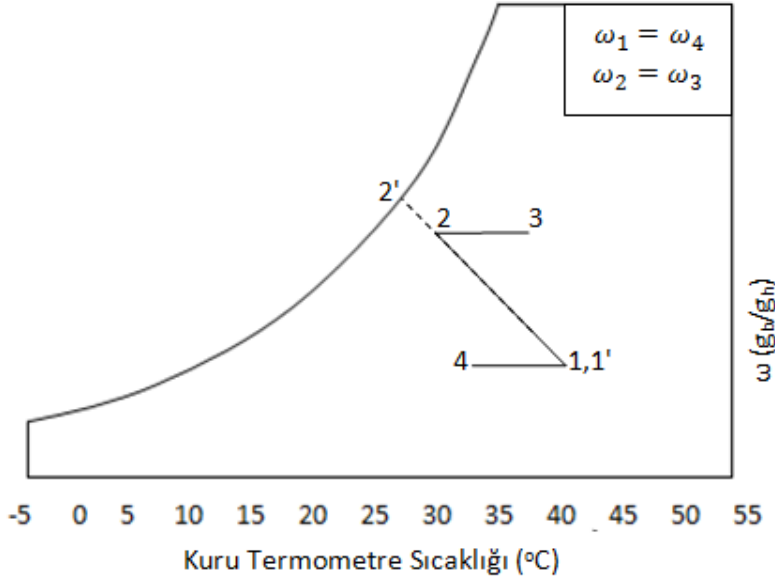
değişimine göre sabit entalpi doğrusunun eğim açısı da değişeceğinden sistem sınırları değişiklik gösterecektir. Bu durum; sistem denge haline geldikten sonra, sirküle edilen suyun giriş havasının YT sıcaklığında sabit bir sıcaklık değerine ulaşması sonucu meydana gelmektedir.

### 2.1.2 Endirekt evaporatif soğutma sistemleri (EES)

Endirekt evaporatif soğutma sistemleri, soğutulacak mahalde nemli havanın istenmediği durumlarda kullanıma uygundur. Havayı nemlendirmeden soğutma kabiliyetine sahip soğutuculardır. Bu sistemlerde iki farklı hava akışı oluşturulur. Birincil hava bir DES sisteminde soğutulmuş ikincil havadan ısı çekmek üzere gaz-gaz tipi bir ısı değiştiriciye gönderilir. Isı değiştiricinin diğer kanadından giren ikincil hava ısını birincil havaya aktararak soğur ve ardından soğutulacak mahale gönderilir. Burada soğutma havası buharlaşma yüzeyine temas etmediğinden nemlendirilmeden soğutulmuş olur. EES sistemlerin şematik gösterimi ve psikrometrik diyagramda gösterimi sırasıyla Şekil 2.5.'de ve Şekil 2.6.'de verilmiştir. Endirekt evaporatif soğutma sistemlerinin soğutma etkinlik katsayıları (COP), direkt sistemlere göre daha düşüktür. Bu durum ısı değiştiricide meydana gelen kayıplar ve ikinci hava akımını oluşturmak için kullanılan ekstra fan ile açıklanabilir. Buna rağmen geleneksel soğutma sistemlerine kıyasla oldukça yüksek COP değerlerinde çalıştıkları not edilmelidir. Ayrıca rejeneratif uygulamalara elverişli olmaları diğer avantajlarından bir tanesidir.



Şekil 2.5. Endirekt evaporatif soğutma sistemi şematik gösterimi

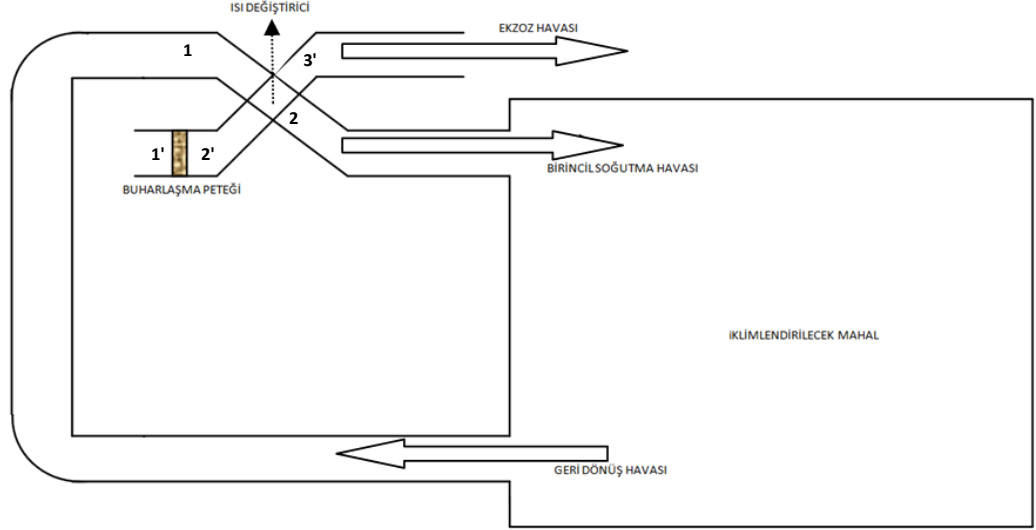


Şekil 2.6. EES sisteminin psikrometrik diyagramda gösterimi

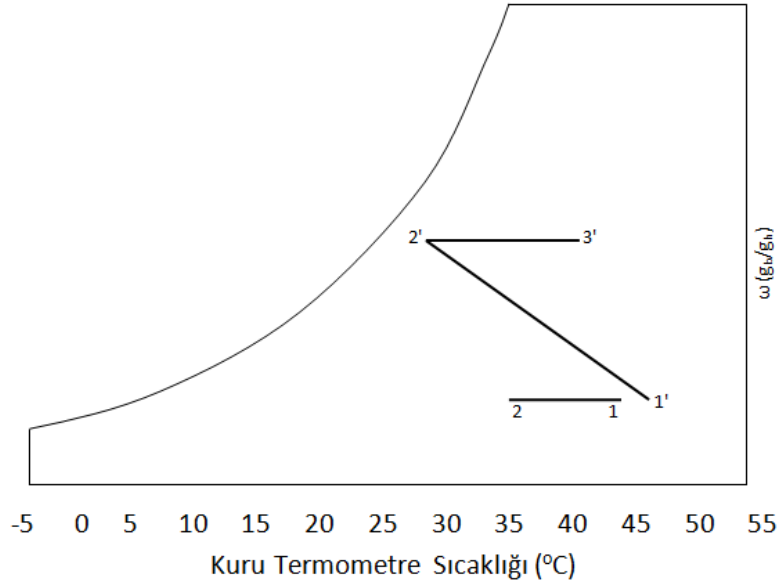
Psikrometrik diyagramda da görüldüğü üzere bu sistemlerde iki farklı hava akışının özellik değişimleri incelenmektedir. 1 noktasında, direkt evaporatif soğutucu birimine giden taze havanın özellikleri işaretlenmiştir, 1-2 noktaları arasında evaporatif soğutma işlemi gerçekleştirilir. 2-3 noktaları arasında, hava-hava tipi ısı değiştiricisine girerek esas soğutma havasının ısısını alan nemli hava 3 noktası ile gösterilen özelliklerde sistemden atılmaktadır. 1' noktası olarak işaretlenen ve 1 noktası ile aynı yere isabet eden nokta esas soğutma havasının hava-hava ısı değiştiricisine girmeden önceki özelliklerini göstermektedir. 1'-4 arasında ısı değiştiriciden geçirilerek nemlendirilmeksizin soğutulan hava, doğrudan iklimlendirilecek alana gönderilmektedir. Psikrometrik diyagramda belirtilen hal noktaları Şekil 2.5.'de gösterilmektedir

### 2.1.2.1 Rejeneratif-1 EES sistemleri

EES sistemlerde, ısı değiştiricide ikincil hava olarak her zaman taze hava kullanımı zorunlu değildir. Bazı uygulamalarda ortamdan çekilen dönüş havası bu amaçla kullanılabilir. Şekil 2.7'de şematik gösterimi verilen sistemde de görülebileceği üzere, dış hava nemlendirme ile soğutulduktan sonra ısı değiştiriciye gönderilmekte ve burada sirküle edilen iç ortam havasının soğutulmasında kullanılmaktadır. Sistemde geri dönüş havasından faydalanılması zaten belirli oranda şartlandırılmış bir havanın kullanılması dolayısıyla sistem performansına olumlu etki etmektedir. Sistemde gerçekleşen soğutma işleminin psikrometrik diyagramda gösterimi Şekil 2.8.'de verilmektedir.



Şekil 2.7. Rejeneratif-1 EES şematik gösterimi



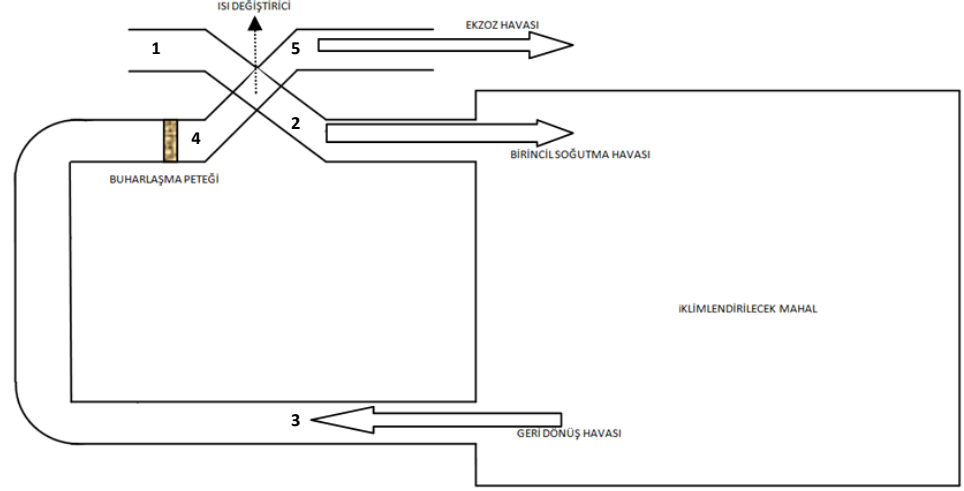
Şekil 2.8. Rejeneratif-1 EES psikrometrik diyagramda gösterimi

### 2.1.2.2 Rejeneratif-2 EES sistemleri

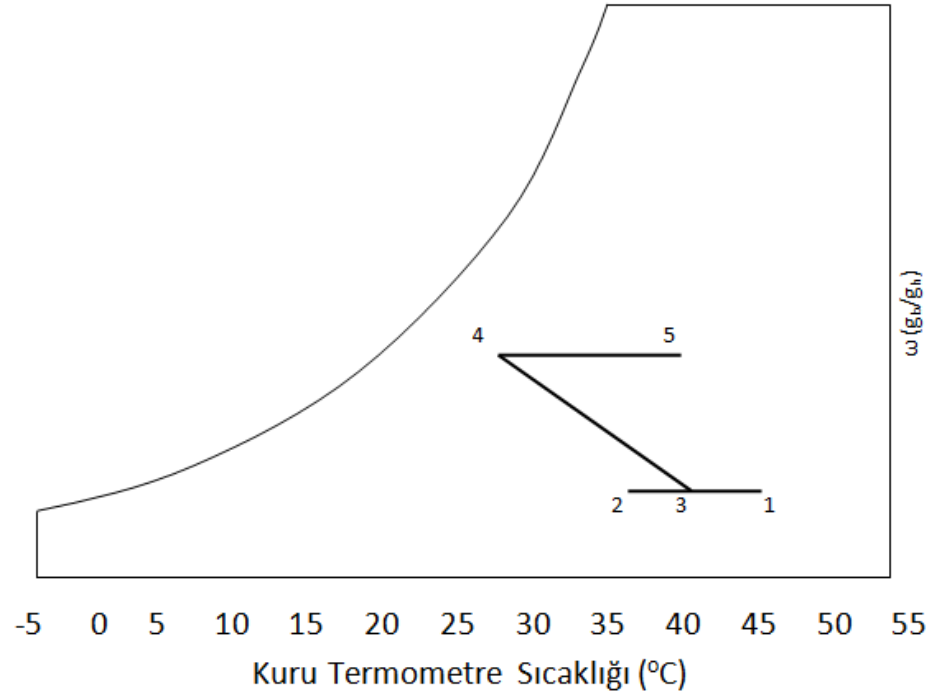
Rejeneratif-2 EES sistemlerine ait şematik gösterim Şekil 2.9.'da bu sistemin ait psikrometrik diyagramda gösterimi ise Şekil 2.10.'da gösterilmektedir. Bu sistemler tam sirkülasyon halinde çalışan Rejeneratif-1 EES sistemlerinin havalandırılmalı modu olarak da düşünülebilir. Burada iklimlendirilen mahalden çekilen geri dönüş havasının bir kısmı dış ortama verilir ve ısı değiştiriciye girmeden önce soğutma havasına bir miktar taze hava eklenir. Bu şekilde



değiştiriciye girmekte ve burada dış ortam havasının sıcaklığını düşürmektedir. EES sistemlerde soğutma havası şartlandırılırken nemlendirilmediğinden geri dönüş havasından faydalanılması da mümkündür.



Şekil 2.11. Rejeneratif-3 EES sistemi şematik gösterimi

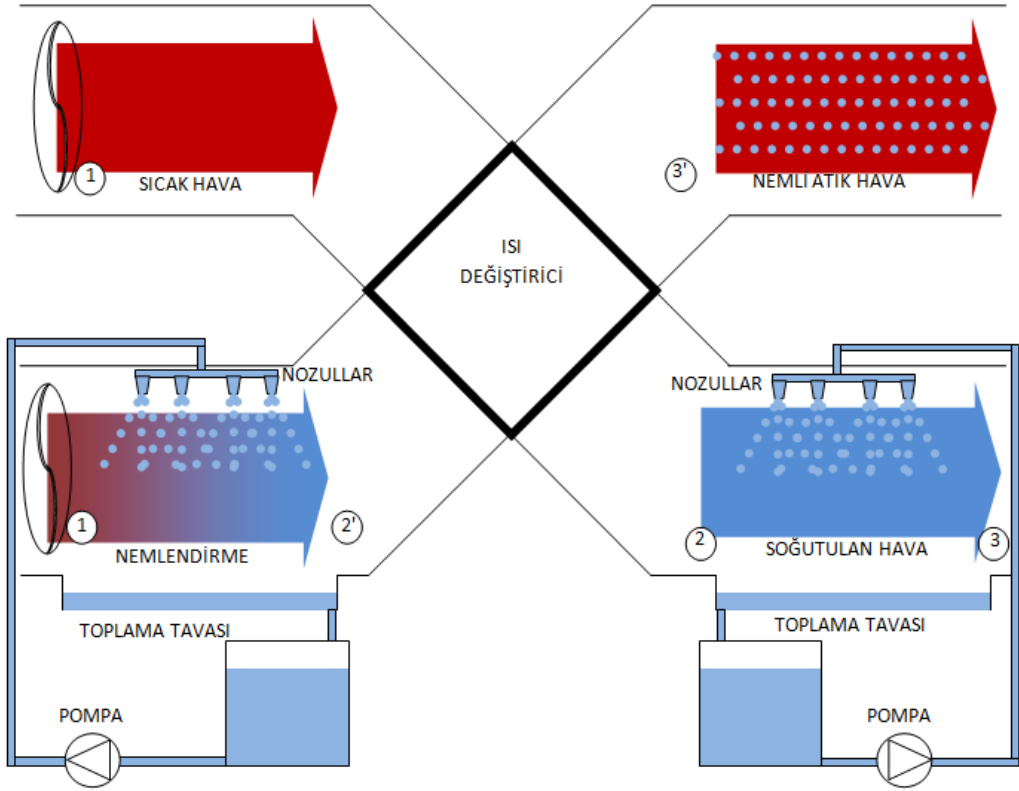


Şekil 2.12. Rejeneratif-3 EES psikrometrik diyagramda gösterimi

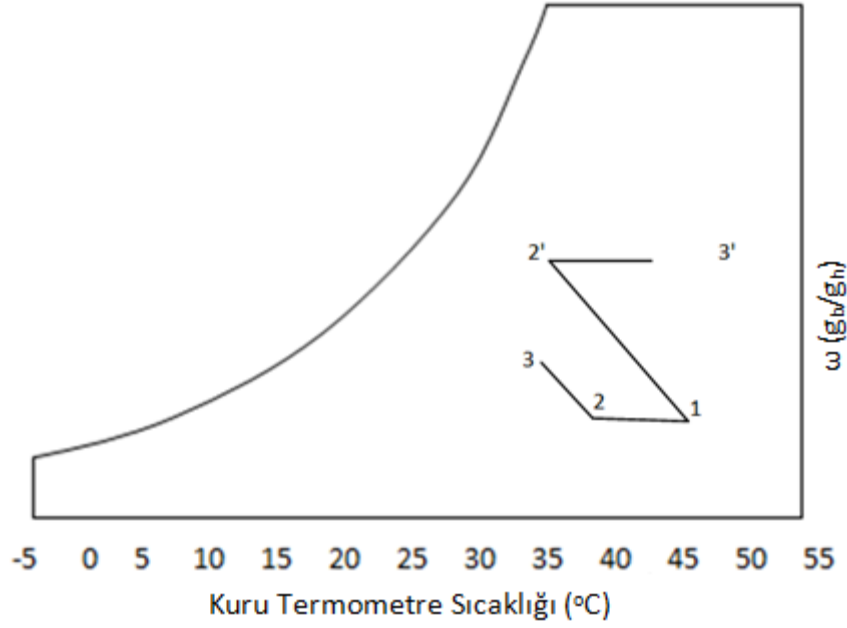
### 2.1.3 Kaskad sistemler

Çöl iklimleri gibi düşük nemli ve yüksek sıcaklık değerlerine sahip hava şartlarında evaporatif soğutma sistemleri oldukça başarılı cihazlar olarak karşımıza çıkmaktadırlar. Ancak nem değerinin artması ile sistem performansı düşmekte ya da bazı özel durumlarda iklimlendirilecek mahale verilen havanın düşük nem değerlerinde olması istendiğinde bu cihazların kullanımı kısıtlanmaktadır. Bu gibi durumlarda çok aşamalı (kaskad) sistemlerin kullanımı daha uygundur. Bu sistemlerin geliştirilmesinde, geleneksel soğutma sistem veriminin artışı hedeflenen sonuçlardan bir tanesidir.

Kaskad sistemler, soğutma işleminin iki veya daha fazla kademedede gerçekleştirildiği bütünleşik evaporatif soğutma sistemleridir. Bu sistemler çeşitli soğutma sistemlerine evaporatif soğutma grubu entegrasyonu ile inşa edilen sistemlerdir. Örneğin DES-EES bütünleşik sistemlerin kullanımı oldukça yaygındır. Ayrıca kurutuculu-evaporatif ve evaporatif-soğutma serpantini gibi pek çok uygulama da mevcuttur. Şekil 2.13'te ve Şekil 2.14'te sırasıyla bir DES-EES sisteminin şematik gösterimi ve bu sisteme ait soğutma işleminin psikrometrik diyagram üzerindeki gösterimi verilmiştir.



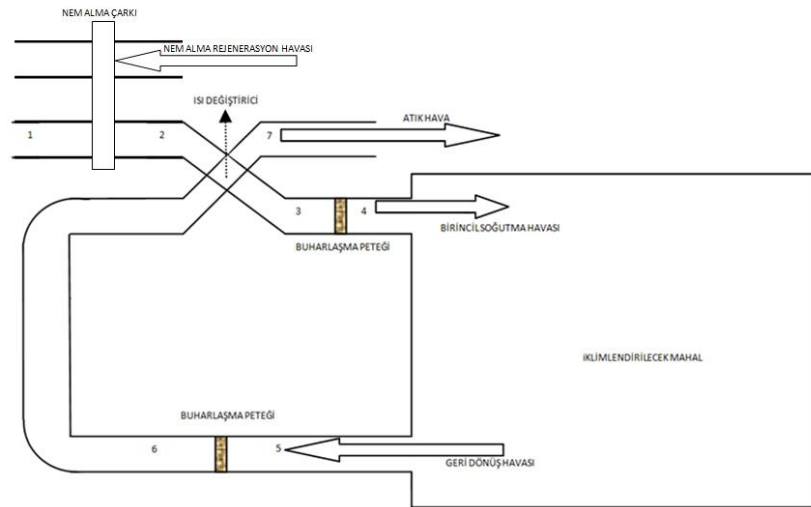
Şekil 2.13. DES-EES bütünleşik evaporatif soğutma sistemi



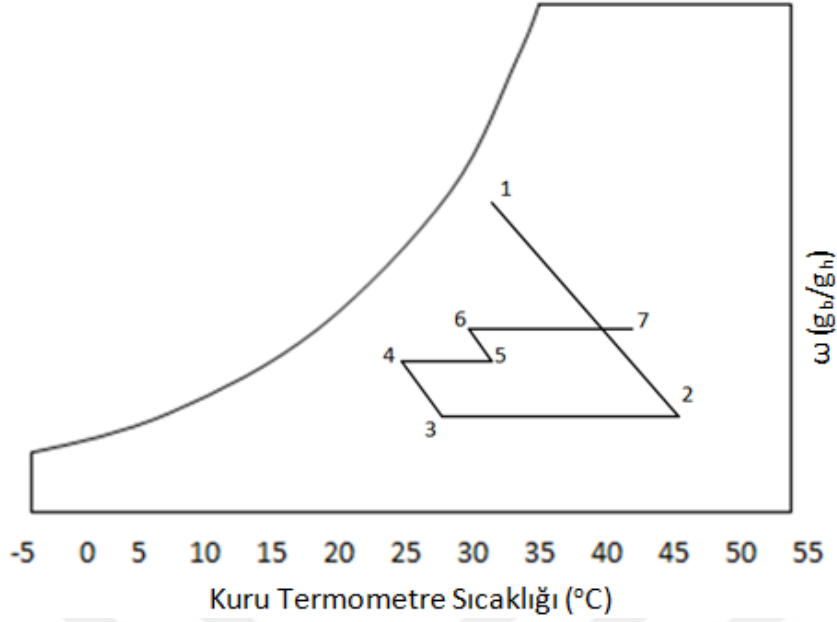
Şekil 2.14. DES-EES sisteminde gerçekleşen soğutma işleminin psikrometrik diyagramda gösterimi

Burada 1-2' arasında ikincil hava öncelikle nemlendirilerek soğutulmaktadır. 2'-3' arasında ise, soğutulan ikincil hava bir ısı değiştirici yardımıyla birincil soğutma havasından ısı çektikten sonra atık hava olarak dış ortama gönderilmektedir. 1-2 arasında ısı değiştiricide ön soğutma işlemi yapılan birincil soğutma havası 2-3 arasında nemlendirilerek soğutulduktan sonra iklimlendirilecek mahale gönderilmektedir.

Şekil 2.15'te Rejeneratif kurutuculu- evaporatif soğutma sisteminin şematik gösterimi verilmektedir.



Şekil 2.15. Rejeneratif kurutuculu- evaporatif soğutma sisteminin şematik gösterimi



Şekil 2.16. Rejeneratif kurutuculu- evaporatif soğutma işleminin psikrometrik diyagramda gösterimi

Bu sistemde 1 noktasında, %100 taze hava birincil soğutma havası sisteme alınmakta ve silika jel kurutma malzemesi ile nem oranı azaltılarak 2 noktasındaki hale gelmektedir. 2-3 arasında ısı değiştiricide geri dönüş havası ile ön soğutulan birincil hava 3-4 arasında su püskürtmeli bir sistem ile nemlendirilerek soğutulmaktadır. İklimlendirilen mahalde ısınan birincil hava 5 noktasında geri dönüş havası olarak odadan çekildikten sonra 5-6 arasında yine bir püskürtmeli sistem ile evaporatif soğutulmakta ve ikincil hava olarak ısı değiştiriciye gönderilmektedir. Nem alma çarkında ise güneş enerjisi veya benzeri bir düşük ısı kaynağı ile ısıtılmış ikinci bir hava akışı ile nem alıcı malzemenin rejenerasyon işlemi gerçekleştirilmektedir. İşlemin psikrometrik diyagram üzerindeki gösterimi Şekil 2.16'da verilmiştir.

## 2.2 Soğutma Makinaları ile Evaporatif Sistemlerin Birlikte Kullanımı

Enerji verimliliği uygulamaları kapsamında evaporatif sistemlerle konvansiyonel soğutma çevrimleri ve serpantinlerinin birlikte kullanıldığı sistemler geliştirilmektedir. Bu sistemlerde serpantinlerde direkt olarak soğutkan kullanılabilmesi gibi bir su soğutma grubunda üretilen soğuk su da kullanılabilir.

## 2.3 Soğutma makinaları

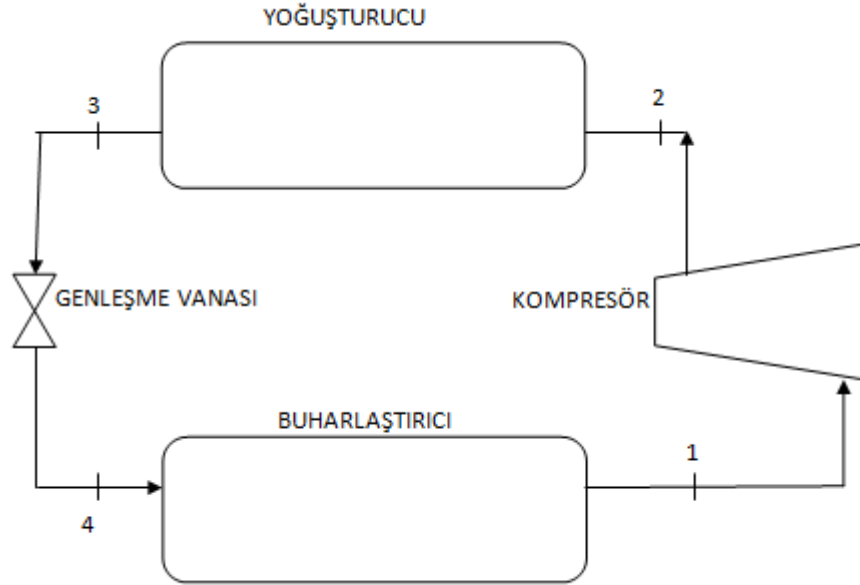
İklimlendirme uygulamalarında sık karşılaşılan problemlerden bir tanesi de düşük sıcaklıklı bir kaynaktan çekilen ısıl enerjinin yüksek sıcaklıklı bir kaynağa atılmasıdır. Bilindiği üzere ısı transferi işlemi, doğal şartlar altında gerçekleştiğinde, ısı yüksek sıcaklıklı bir kaynaktan düşük sıcaklıklı bir başka kaynağa doğru akar. Ancak, örneğin yaz aylarında, bir ortamın çevre ortamından

daha düşük bir sıcaklıkta şartlandırılması gerektiğinde, iklimlendirilecek ortamdan çevreye ısı atılması gerekliliği doğar (A. R. BÜYÜKTÜR 1985).

Soğutma makinaları ısı transferi işlemini gerçekleştirirken, birincil enerji tüketiminin azaltılmasında verimli çözümler sunma potansiyeline sahip etkileyici cihazlardır. Endüstriyel ve ev tipi uygulamalarda yaygın olarak kullanılan soğutma makinaları, iklimlendirme ve soğuk günlük kullanım suyu üretiminin yanı sıra ısı geri kazanımı gibi verim artırmaya yönelik uygulamalarda da kullanılabilen sistemlerdir. Temel olarak basit bir soğutma makinası sistemi;

- Kompresör,
- Yoğuşturucu,
- Genleşme vanası,
- Buharlaştırıcı,

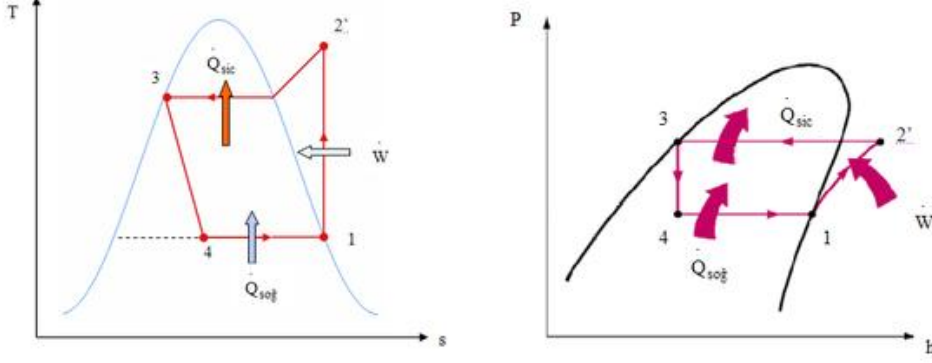
olmak üzere dört ana bileşenden meydana gelirken, sistem veriminin artırılması amacıyla ya da farklı çevre şartlarına adaptasyon için geliştirilen daha karmaşık sistemler de mevcuttur (ARPAGAUS et al. 2016).



Şekil 2.17. Soğutma makinası şematik gösterimi

Soğutma makinasına ait şematik gösterim Şekil 2.17'de verilmektedir. Bu sistemlerde kullanılan yoğuşturucu ve buharlaştırıcılar, kapalı çevrimde kullanılan soğutucu akışkan ile ısı kaynakları arasındaki ısı transferini sağlayan ısı değiştiricilerdir. Bir çevrim sırasında, kompresörde sıkıştırılarak kızgın buhar haline getirilen soğutucu akışkan yoğuşturucuya gönderilir ve burada doymuş sıvı

haline gelene kadar akışkandan ısı çeker. Yoğuşturucunun ardından genişleme vanasına giren akışkan genişleyerek soğuması sağlanır. Daha sonra buharlaştırıcıya gönderilen akışkan ısı kaynağından ısı çekerek doymuş buhar fazına gelir ve ikinci çevrim için tekrar kompresöre gönderilir. Bu işlem P-h ve T-s diyagramlarında Şekil 2.18-a. ve Şekil 2.18-b. deki gibi gösterilmektedir.



Şekil 2.18. Soğutma makinasında gerçekleşen ideal soğutma çevrimi diyagramları a) T-s diyagramı b) P-h diyagramı

Bu çalışmada R-22 soğutucu akışkan ile çalışan bir soğutma makinasının buharlaştırıcısı, soğutma serpantini olarak sisteme entegre edilmiştir. Çalışmalarda evaporatif soğutucu entegrasyonu ile soğutma makinası performansının artırılması hedeflenmiş ve bu amaçla geliştirilen sistemler üzerinde deneysel çalışmalar yürütülerek termodinamik analizler gerçekleştirilmiştir.

### 3. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

Literatürde bulunan, evaporatif soğutma sistemleri ve bu sistemlerin farklı soğutma sistemleri ile entegrasyonundan elde edilen bütünleşik soğutucular ile ilgili çalışmaların bazıları aşağıda özetlenmiştir.

Heidarinejad et al. (2010) yürüttükleri çalışmada gece ışımasından da faydalanarak bir soğutma serpantinli bütünleşik evaporatif soğutma sisteminin Tahran şartlarında çalışma karakteristiklerini araştırmışlardır. Geliştirdikleri sistemde gece boyunca, gece ışımasından faydalanılarak üretilen soğuk su bir sonraki gün içinde ve 8 çalışma saati boyunca soğutma serpantinlerinde kullanılmak üzere depolanmaktadır. Çalışmada dış ortamdan çekilen sıcak, taze hava soğutma serpantininde ön soğutulduktan sonra evaporatif soğutucuya girmektedir. Yürütülen bu çalışmada, şartlandırılan havanın sıcaklık değişimleri konfor şartları açısından ele alınmıştır. burada evaporatif soğutucuların düşük işletme maliyetlerinden faydalanılmış ve bu sistemlerin tek başlarına sağlayamadıkları yaz konfor şartlarına uygun hava üretimi sağlanmıştır. Bütünleşik sistemde 2,054 X 1,11 m<sup>2</sup> yüzey alanına ve 10 mm çapa sahip 8 bakır boru ihtiva eden bir kollektör ile 200 L hacimli bir su tankından oluşan radyatif soğutucu kullanılmıştır. Burada kullanılan su tankı, 200 mm kalınlığında cam yünü ile izole edilerek depolanan suyun ısınması önlemiştir. Çalışma sonuçları incelendiğinde, 8 saatlik çalışma süresi boyunca ortalama sıcaklık düşümleri, soğutma serpantini için 8°C ve evaporatif soğutucu için 5.5°C olmak üzere toplamda 13.5°C olarak kaydedilmiştir. Aynı soğutma işlemi için evaporatif soğutma sistemi kullanıldığında, sistem veriminin arttığı ancak soğutma havasında konfor şartlarının sağlanamadığı görülmüştür.

Cui et al. (2014).yaptıkları araştırmalarda, evaporatif soğutma sistemlerinin nemli iklimlerde verimli çalışmadığını görmüş ve bu iklimlerde evaporatif soğutmanın avantajlarından faydalanılabildiği amacı ile bir bütünleşik endirekt evaporatif-buhar sıkıştırımlı soğutma sistemi geliştirmişlerdir. Geliştirdikleri bu yeni sistemde, şartlandırılan hacmin atık havası EES'de proses havası olarak kullanılırken, soğutma havası %100 taze havadan oluşmaktadır. Soğutma havası sırasıyla endirekt soğutucuda ve buhar sıkıştırımlı sistemde soğutulmaktadır. Çalışmada geleneksel EES ve M-CYCLE tabanlı yeni bir çapraz akışlı EES sistemi olmak üzere iki farklı evaporatif soğutucu ile geliştirilen sistemlerin sayısal çözümlenmeleri gerçekleştirilmiştir. Analizlerden elde edilen sonuçlar, literatürde mevcut deneysel çalışmalarla kıyaslanmış ve deney sonuçları ile analiz sonuçlarının uyumlu olduğu görülmüştür. Sayısal çözümlenme sonuçlarından elde edilen veriler doğrultusunda, buhar sıkıştırımlı sistemlerde endirekt evaporatif ön soğutma ile önemli verim artışlarının gerçekleştiği kaydedilmiştir. Her iki sistemde de, dış ortam sıcaklığının artması ile EES çıkış sıcaklığının da arttığı gözlemlenmiş ancak eşit çalışma koşullarında M-CYCLE çapraz akışlı EES sisteminin daha yüksek sıcaklık düşümüne sahip olduğu vurgulanmıştır.

Kim et al. (2013) çalışmalarında %100 taze hava ile çalışan, iki kademeli EES-DES bütünleşik sisteminin performans incelemelerini gerçekleştirmişlerdir. Çalışma kapsamında Seul kentindeki Hanyang üniversitesi kampusunda bir pilot ünite ve değişken hava debili iklimlendirme sistemi nşa ederek karşılaştırmalı analizler gerçekleştirilmiştir. Oluşturulan pilot ünitenin testleri tam performans ve geçiş mevsimleri şartlarında, sistemin tek kademeli ve iki kademeli çalıştırılması ile gerçekleştirilmiştir. Endirekt ve direkt evaporatif soğutucuların performans değerleri, giriş ve çıkış noktalarında ölçülen sıcaklık ve nem değerleri baz alınarak ortaya konulmuştur. Fan ve soğutma serpantini birimlerinin güç tüketimleri ise her birime bağlanan wattmetreler ile ölçülmüştür. Çalışmada incelenen pilot sistem hava girişi tarafında, bir EES, bir doğrudan genleşmeli soğutma serpantini ve bir direkt evaporatif soğutucu bulunmaktadır. Sistem çıkışında ise bir ısıtma serpantini ile bir duyulur ısı değiştirici bulunmaktadır. Sistemde yer alan soğutma serpantini 13 kW soğutma kapasitesi sağlayacak şekilde tasarlanmıştır. Değişken hava debili sistemde ise yine 13 kW soğutma kapasiteli doğrudan genleşmeli soğutma sistemi ile 3 kW kapasiteli bir elektrikli ısıtıcı bulunmaktadır. Her iki sistem için de giriş ve dönüş hava debileri 1200 m<sup>3</sup>/sa olarak ayarlanmıştır. Gerçekleştirilen testler sonucunda oluşturulan pilot sistemin değişken hava debili sisteme göre %51 oranında enerji tasarrufu sağladığı ortaya konulmuştur.

Tashtoush et al. (2001) yürüttükleri çalışmada atık ısı gibi düşük enerji kaynaklarından beslenerek çalışan bir açık-absorbsiyonlu soğutma sistemi geliştirmiş ve bu sistemi bir evaporatif soğutucu ile akuple ederek bütünleşik soğutma sistemi tasarlamışlardır. Ortaya çıkan tasarımın değerlendirilmesi amacıyla bir bilgisayar simülasyonu oluşturulmuş ve sistemin farklı çalışma şartları için ortaya çıkan performans karakteristikleri incelenmiştir. Geliştirilen sistem bir DES, bir EES, bir absorber, bir çözelti rejeneratörü, iki hava-hava ısı değiştirici ve bir adet çözelti-çözelti ısı değiştirici olmak üzere yedi ana bileşenden meydana gelmektedir. Analizlerde, ısı girdisi oranı, hava için soğutma sıcaklığı ve sistemin COP değerinin belirlenebilmesi için gerekli parametreler ortaya çıkarılmış ve hassasiyet yaklaşımı kullanılmıştır. Bu yaklaşıma göre bir grup parametre arasından her defasında bir tanesi değiştirilirken diğerleri sabit tutularak analizler gerçekleştirilmiştir. Çalışmada sistem bileşenlerinin değişen şartlar altında sabit ısı transfer katsayılarına sahip olduğu kabulü yapılmıştır. Elde edilen sonuçlar doğrultusunda, ısı kaynağı sıcaklığının düşmesi ile sistem COP'sinde hızlı bir artış olduğu belirlenmiş ancak COP'nin sifira yöneldiği bir minimum ısı kaynağı sıcaklığı noktası bulunduğu kaydedilmiştir. Isı kaynağı sıcaklığının artışı ile nem alma oranının arttığı gözlemlenmiş ve kombine evaporatif soğutma sisteminin kullanımı ile sistem performansının %20 oranında arttığı ortaya konulmuştur. Soğutma sıcaklığının, çevre havası çığ noktası sıcaklığının altına düşürülmesi, soğutma suyu sıcaklığının ve/veya ısı kuyusu sıcaklığının artırılması işlemlerinin sistem performansını olumsuz etkilediği kaydedilmiştir. Besleme havasının bağıl nem değerinin artması da sistem

COP'sinive soğutma kapasitesini düşürmüştür. Yürütülen bu çalışma sonucunda kombine evaporatif soğutma sistemlerinin kullanımı ile sistem performansının arttırıldığını ancak geliştirilen sistemin 34°C'tan daha düşük dış ortam sıcaklıklarında kullanıma elverişli olmadığını ortaya koymuştur.

Camargo et al. (2005) çalışmalarında bir evaporatif soğutma sisteminin Brezilya yaz şartlarında çalışma karakteristiklerini ortaya koymuştur. Evaporatif soğutma sistemlerinin temel prensipleri konfor şartlarına uygun olarak irdelenerek bir direkt evaporatif soğutucunun çalışma prensipleri belirlenmiş ve sistemin ısı değişim mekanizması matematiksel modellerle ifade edilmiştir. Yürütülen bu çalışmanın deneysel araştırmaları Aralık 2002, Ocak 2003 ve Şubat 2003 tarihlerinde Taubate Üniversitesi Makina Mühendisliği Bölümü İklimlendirme Laboratuvarında gerçekleştirilmiştir. Deneysel çalışmalarda 6,5x5,3x2,9 m<sup>3</sup> hacimde bir odanın soğutma işlemi için bir DES sistemi geliştirilerek imal edilmiştir. Geliştirilen DES sisteminde 610x335x152 mm<sup>3</sup> ölçülerinde ve 370 m<sup>2</sup>/m<sup>3</sup> buharlaşma yüzey sıklığına sahip bir buharlaşma peteği bulunmaktadır. kullanılan peteğin toplam buharlaşma yüzeyinin 11,5 m<sup>2</sup> olduğu belirtilmiştir. Çalışmada kullanılan matematik modeli, kontrol hacmi için enerji dönüşüm denkleminin uygulanması ile nemli hava ve su arasında ısı ve kütle transfer analizi yöntemi ile geliştirilmiştir. Sonuçta elde edilen denklemler DES sistemin etkinliğinin hesaplanarak deneysel çalışmalardan elde edilen sonuçlarla karşılaştırılmasına olanak sunmuştur. Yapılan çalışmadan elde edilen sonuçlar, matematiksel model ile deney sonuçlarının yüksek oranda uyum içerisinde olduğunu ve evaporatif soğutma sistemlerinin yüksek sıcaklık düşümleri sağlayarak, insan konforu için gerekli şartları yüksek oranda sağlama potansiyeline sahip soğutma sistemleri olduğunu ortaya koymuştur.

Camargo et al. (2003) çalışmalarında, absorpsiyonlu nem alma sistemi ile entegre bir evaporatif soğutma sisteminin, termodinamiğin birinci ve ikinci yasalarına dayalı termo-ekonomik analizini gerçekleştirmişlerdir. Çalışma kapsamında Exergetic Manufacturing Cost (EMC) adı verilen termo-ekonomik analiz yaklaşımının, çeşitli şartlar altında çalıştırılan bir sistem üzerinde uygulanması ile sistemin işletme maliyeti optimizasyonu gerçekleştirilmiştir. Çalışmadaki temel parametreler; reaktivasyon havasının proses havasına oranı ve reaktivasyon havası sıcaklığı olarak belirlenmiştir. Çalışmalar, Brezilya standartlarına göre önerilen 100 m<sup>3</sup>/dk hava debisi ile 1 R/P oranında 82,2°C ve 71,1°C reaktivasyon sıcaklığı ile 0,847 R/P oranında 71,1°C reaktivasyon sıcaklığı olmak üzere üç farklı koşul altında yürütülmüştür. Geliştirilen sistemde önce dış ortamdan çekilen taze hava geri dönüş havası ile belirlenen oranlarda karıştırılarak nem alma birimine gönderilmekte ardından sırasıyla endirekt ve direkt evaporatif soğutma sistemlerinde şartlandırılarak iklimlendirilecek mahale gönderilmektedir. Sistemin EMC matematik modeli oluşturulurken öncelikle sistem bileşenlerinin tek tek fonksiyonları belirlenmiş ardından sistemin ekserji girdi ve çıktıları her bir bileşen için tek tek saptanmıştır. Gerçekleştirilen analizlerden elde edilen

sonuçların enerjisi analizleri ile doğrulanması sonucunda termo-ekonomik analizde EMC yaklaşımının kısa süren hesaplamalar ile tutarlı sonuçlar verdiğini ortaya koymaktadır. Analizlerin sonunda 0,847 R/P oranında 71,1°C reaktivasyon sıcaklığı ile en düşük işletme maliyetlerinin yakalandığı ve bu değerlerle gerçekleştirilen enerji analizlerinden de en az kayıp oranının elde edildiği kaydedilmiştir.

QuiandRiffat (2006) çalışmalarında yeni bir evaporatif soğutucu tasarlayarak sistemin tasarım ve işletme parametrelerini araştırmışlardır. Yürüttükleri çalışmada kademeli su şeritlerinden konvektif ısı transferi işlemi gerçekleştirdiği kabulü ile bir matematik modeli geliştirmiş ve bu matematik modeline göre buharlaşma suyu kütlesini, asgari soğutulmuş su sıcaklığını, gerekli soğutma süresini ve su kütlesi şeritlerinde meydana gelen defleksiyon ile optimal şerit kalınlığını hesaplayacak bir bilgisayar yazılımı geliştirmişlerdir. Geliştirilen sistemde, soğutma kulesi tipi bir evaporatif soğutma sistemine bir mil entegrasyonu ile rotasyon kabiliyeti kazandırılmıştır. Hava girişinin rüzgar yönünü takip edebilmesi için sistem çıkışına bir rehber bıçağı yerleştirilmiştir. Geliştirilen rüzgar takipli evaporatif soğutucu içersine bir hava emiş fanı yerleştirilerek sisteme, rüzgarsız günlerde de soğutma kabiliyeti kazandırılmıştır. Ayrıca sistemin nemli iklimlerde kullanılması durumu için sistem girişinde, havanın, nem alma özelliği yüksek  $\text{SiO}_2$ ,  $\text{LiCl}$ ,  $\text{Al}_2\text{O}_3$ , ve  $\text{LiBr}$  gibi malzemeler üzerinden geçirilmesi öngörülmüştür. Yürüttükleri çalışmalar sonucunda sistem parametrelerine ait detaylı veriler elde edilmiştir.

Sawant et al.(2011) yürüttükleri çalışmada pencere tipi bir klimanın yoğuşturucu birimine giren havayı evaporatif soğutma yöntemi ile ön soğutarak yoğuşturucu basıncını düşürmeyi ve bu sayede eşit soğutma kapasitesi için kompresör gücünü azaltarak sistem COP'sini iyileştirmeyi hedeflemişlerdir. Çalışmada geliştirilen test düzeneği; pencere tipi klima santrali, su pompası, su deposu, buharlaşma peteği ve yoğuşma kanallarından meydana gelmektedir. Yapılan testler boyunca klima santralinin buharlaştırıcı ve yoğuşturucu birimlerine yerleştirilen basınç ölçerler ile sistemin alçak ve yüksek basınç değerleri sürekli kaydedilmiştir. Klima santralinde iş akışkanı olarak R-22 kullanılırken, evaporatif soğutma biriminde kus-kus ve bal peteği modeli olmak üzere iki farklı buharlaşma peteği denenmiştir. Deneysel çalışmalarda öncelikle klima santrali tek başına test edilmiş, ardından santral yoğuşturucusuna petekler eklenmiş ve son olarak buharlaşma suyu olarak klima santrali evaporatöründeyoğuşan suyun kullanıldığı senaryo denenmiştir. Çevre ortam havasının nem ve sıcaklığının sistem performansına etkilerinin gözlemlenmesi amacıyla deneyler farklı dış ortam şartlarında tekrarlanmıştır. Gerçekleştirilen deneyler sonucunda bal peteği yapısındaki buharlaşma peteğinin sistem verimliliğinde marjinal artış sağladığı ve bu peteklerin su tutma kapasitelerinin görece daha yüksek değerlerde olduğu gözlemlenmiştir. Çalışmada yürütülen deneyler ılıman ve sıcak-nemli iklim koşulları için de tekrarlanmış ve ılıman iklim

koşullarında klima santrali evaporatöründen çekilen suyun buharlaşma peteklerine aktarılması ile oluşturulan sistemden en yüksek COP değerinin elde edildiği kaydedilmiştir. Ayrıca sıcak-nemli iklim şartlarında gerçekleştirilen deneylerde ılıman iklim şartlarına göre %20 daha fazla yoğuşma suyu biriktiği ancak en iyi COP değerinin 4,25 değerine ulaşabildiği kaydedilmiştir. Gerçekleştirilen bu deneylerin ardından klima santrali yoğuşturucusunun üzeri su tutan gözenekli kumaşla kaplanarak bu kumaşın ıslatılması sağlanmış ve bu yöntemle evaporatif soğutma işleminin doğrudan yoğuşturucu üzerinde gerçekleştirilmesi hedeflenmiştir. Elde edilen veriler bu sistemde verimin azaldığını bunun sebebinin de kaplama kumaşının yoğuşturucu üzerindeki hava akışını engelleyerek yoğuşturucu basıncının artmasına sebep olduğunu ortaya koyar niteliktedir.

Al-Juwayhel et al. (2004), Kuveyt yaz iklimi şartlarında deneysel çalışmalarını yürütmek üzere dört farklı dört farklı bütünleşik evaporatif soğutma sisteminin tasarım ve imalatını gerçekleştirmişlerdir. Çalışmalar boyunca sistemlerin çalışma karakteristiklerinin ortaya konularak yorumlanabilmesi için her bir sistemin ısıl performansı ve verimlilik değerleri incelenmiştir. Geliştirilen sistemlerde 0,9 kW gücünde bir fan, endirekt soğutma ünitesini oluşturan bir hava-su ısı değiştirici, su püskürtmeli bir direkt evaoratif soğutucu, direkt ve endirekt evaporatif soğutma üniteleri için 0,53 kW gücünde iki adet sirkülasyon pompası, 0,092 m<sup>3</sup> hacminde bir su tankı ve 24000 BTU soğutma kapasiteli bir buhar sıkıştırımlı soğutma sistemi bulunmaktadır. Gerçekleştirilen testlerde havanın nem ve sıcaklık değerleri ile birlikte su debisi ve su sıcaklığı da ölçülmüştür. Çalışmada DES ve EES sistemleri yalın olarak, DES-EES iki kademeli ve DES-EES-Buhar Sıkıştırımlı üç kademeli sistemler üzerinde deneyler gerçekleştirilmiştir. Elde edilen veriler doğrultusunda DES sisteminde buharlaşma suyu/hava kütle debisi oranının artması ile sistem veriminde küçük artışlar olduğu saptanmış ayrıca EEs sisteminde verimin Reynold Sayısı ile doğru orantılı olarak arttığı kaydedilmiştir. İki aşamalı sistemde yine kütle debisi oranı ile Reynold Sayısı artışının sistem performansını olumlu etkilediği görülmüş ve bu sistemin yalın sistemlerden daha yüksek verim değerlerine ulaştığı gözlemlenmiştir. Üç aşamalı sistemde ise buhar sıkıştırımlı soğutma sisteminin performansında artış olduğu görülmüş ancak bu sistemin DES verimine ulaşamadığı belirtilmiştir.

Martinez et al. (2016) Çalışmalarında bir split klima ünitesine ait yoğuşturucu girişinde ön soğutma yaparak, yoğuşturucu basıncını düşürmek amacıyla evaporatif soğutma etkisinden faydalandıkları deneysel çalışmalar yürütmüşlerdir. Çalışmada farklı petek kalınlıklarının sistem performansı üzerindeki etkisini gözlemlemek amacıyla üç farklı kalınlıkta buharlaşma peteği, yoğuşturucu girişine yerleştirilmiş ve her bir sistem için ayrı ayrı deneyler gerçekleştirilmiştir. Gerçekleştirilen deneylerde yoğuştu ru üzerinde meydana gelen akış havasının nem ve sıcaklık değerleri ile sistemin güç tüketimi ölçülerek analizler gerçekleştirilmiştir. deneysel çalışmalarda kullanılan sistem

bileşenlerinin tamamı özellikle kolay bulunabilen elemanlardan seçilmiştir. Ev tipi kullanım için üretilmiş bir split klima ünitesi ile selüloz buharlaşma petekleri ile oluşturulan sistemde, split klima ünitesinin soğutma kapasitesi 2,5 kW olarak kaydedilmiştir. Yoğuşturucu önüne sırasıyla 50 mm, 100 mm, 150 mm kalınlıkta peteklerin entegrasyonu ve ön soğutmasız sistem üzerinde gerçekleştirilen testlerde dış ortam şartlarının evaporatif soğutucu performansı üzerindeki etkisini gözlemek amacıyla %42, %52 ve %64 bağıl nem şartlarında deneyler gerçekleştirilmiştir. Elde edilen veriler doğrultusunda giriş havasının nem değerinin artması ile evaporatif soğutucu performansının azaldığı ve 100 mm kalınlıktaki petek ile gerçekleştirilen deneylerde yoğuşturucu basıncında en yüksek düşüşün yakalanmasıyla en iyi verim değerlerinin elde edildiği kaydedilmiştir.

Elgendy et al. (2014) üç farklı kurutuculu bütünleşik evaporatif soğutma sistemi tasarlayarak bu sistemleri 30-40°C ve 0,01-0,02 kg<sub>su</sub>/kg<sub>hava</sub> dış ortam şartları aralığında simüle etmiş ve elde ettikleri sonuçları geleneksel soğutma çevrimleri ile kıyaslayarak bir karşılaştırmalı sistem analizi gerçekleştirmişlerdir. Tasarlanan sistemlerin ilkinde hava bir DES-EES sisteminin ardından döner tamburlu kurutucuya girerken ikincisinde önce kurutucuya ardından DES-EES sisteme girmektedir. Üçüncü sistemde ise DES-EES sistemi bütünleşik soğutucuya ters şekilde entegre edilmiştir. Ortaya çıkartılan sistemlerin TRNSYS programı ile simülasyonları oluşturulmuş ve elde edilen sonuçlar doğrultusunda enerji ve ekserji analizleri gerçekleştirilmiştir. Analizlerde sıcaklık ve nem parametrelerinden her seferinde bir tanesi değiştirilirken diğeri sabit tutulmuştur. Analizler sonucunda dış ortam sıcaklığının artması ile tüm sistemlerin tüm hal noktalarında ölçülen sıcaklık değerlerinin arttığı ve bu artışa bağlı olarak meydana gelen entalpi değişimi yüzünden soğutma kapasitelerinin azaldığı gözlemlenmiştir. Analizleri gerçekleştirilen sistemler arasında soğutma kapasitesindeki en büyük düşüşün geleneksel soğutma sisteminde meydana geldiği kaydedilirken takip eden sıralamanın sistem 3, sistem 1, sistem 2 şeklinde olduğu belirtilmiştir. COP değerlerinde meydana gelen düşüşler ise azalan sırayla, geleneksel sistem, sistem1, sistem 2, sistem 3 şeklinde gösterilmiştir. Nem artışı ile soğutma kapasitelerinde meydana gelen düşüşler azalan sırayla geleneksel sistem, sistem 1, sistem 3, sistem 2 olarak kaydedilirken COP düşüşlerinin geleneksel sistem, sistem1, sistem 2, sistem 3 şeklinde sıralandığı gözlemlenmiştir. Elde edilen veriler ışığında sistem 3'ün diğer sistemlerden daha iyi verim değerleri sunduğu ortaya konulmuştur.

Huan et al. (2000) çalışmalarında hava soğutmalı bir yoğuşturucunun giriş havasını evaporatif ön soğutarak sistem verimliliğinde artış sağlamayı hedeflemişlerdir. Yürüttükleri çalışmalarda petek malzemesinin evaporatif soğutma verimliliği üzerindeki etkileri ile yoğuşturucuda gerçekleştirilecek ön soğutma işlemi ile soğutma makinasının verim değişimlerini araştırmışlardır. Çalışmalarda buharlaşma peteği olarak alüminyum folyo dolgulu malzeme

kullanılmış ve bu malzemenin evaporatif soğutma işlemi üzerinde olumlu performans etkileri doğurduğu kaydedilmiştir. Soğutma makinası yoğunlaştırıcısında gerçekleştirilen ön soğutma işleminin ise sistem COP'sini %14,7 oranında arttığı gözlemlenmiştir. Ayrıca gerçekleştirilen ekonomik analizler sonucunda ise geliştirilen bu sistem üzerinde evaporatif soğutucu entegrasyonu ile ortaya çıkan maliyetin gerçekleşen tasarruf oranları ile 2,4 yıl gibi kısa bir sürede karşılandığı kaydedilmiştir.

Tipseanporm et al. (2012) bir kompakt termoelektrik iklimlendirme sistemine DES entegrasyonu ile geliştirdikleri sistemin analizlerinin gerçekleştirildiği bir çalışma yürütmüşlerdir. Geliştirilen sistemde kullanılan termoelektrik iklimlendirme sistemi, sıcak ve soğuk yüzeyleri dikdörtgen ısı gidericiler ile sabitlenmiş üç termoelektrik modülden meydana gelmektedir. Bu sistemde DES sisteminde üretilen soğuk hava ile termoelektrik modüllerin sıcak yüzeylerinden ısı çekilmesi hedeflenmiştir. Çalışmada DES sisteminin verimi, termoelektrik iklimlendirme sisteminin COP değeri ve soğutma kapasitesi gibi çıktılar, deneysel çalışmalardan elde edilen veriler doğrultusunda değerlendirilmiştir. Elde edilen veriler incelendiğinde DES sisteminden geçirilen havada ortalama 5,9°C sıcaklık düşümü ile %33,4 nem artışı olduğu gözlemlenmiş ve bu hava termoelektrik modülden geçirildiğinde 1,9 °C sıcaklık artışı olduğu saptanmıştır. DES entegrasyonu ile termoelektrik iklimlendirme sisteminin soğutma kapasitesinde %40,6 COP değerinde ise %20,9 artış olduğu kaydedilmiştir. Yürütülen deneyler boyunca farklı hava debileri için sonuçların değiştiği ancak her bir deney için DES entegrasyonunun sistem performansında oldukça önemli artışlar sağladığı kaydedilmiştir.

Philips (2009) tarafından yürütülen çalışmada, bir DES sistemi ile bir soğutma serpantinini bir araya getirilmesi yoluyla geliştirilen bütünleşik soğutma sistemi üzerinde değerlendirmeler gerçekleştirilmiştir. Geliştirilen bu sistem ile nemli iklimlerde evaporatif soğutma kullanımının mümkün kılınması ve düşük işletme maliyetlerine sahip bir iklimlendirme sistemi geliştirilmesi hedeflenmiştir. Deneysel çalışmalarda, fan, evaporatif soğutucu ve soğutma serpantini bileşenlerinin farklı sıralamalardaki kombinasyonları ile meydana getirilen dört farklı sistem üzerinde testler yürütülmüştür. Birinci sistemde soğutma havası sırasıyla soğutma serpantini, buharlaşma peteği ve fan üzerinden geçirilirken ikinci sistemde soğutma serpantini ile buharlaşma peteğinin yerleri değiştirilmiştir. Üçüncü ve dördüncü sistemlerde fan sistem girişine yerleştirilirken, üçüncü sistemde fanın ardından soğutma serpantini, dördüncü sistemde ise fanın ardından buharlaşma peteği yerleştirilmiştir. Gerçekleştirilen deneylerden elde edilen veriler doğrultusunda buharlaşma peteğinin serpantinden önce gelmesinin sistem verimini olumlu etkilediği, fanın emme ve basma çalışmalarının her ikisinde de verimin arttığı ancak fanın basma tipi çalıştırılması ile yüksek enerji tasarruflarının sağlandığı kaydedilmiştir. Ayrıca denen sistemler arasında en iyi verim artışının 3. sistemde meydana geldiği de kaydedilmiştir.

Abbouda and Almuhanha (2012) çalışmalarında Suudi Arabistan iklim şartlarında sera uygulamalarında kullanılmak üzere DES ve serpantinli soğutma sistemlerinin kombinasyonundan oluşan bir bütünlük evaporatif soğutma sistemi geliştirmiş ve geliştirdikleri bu sistem üzerinde deneysel çalışmalar yürütmüşlerdir. Ortaya çıkartılan sistemin testlerinin gerçekleştirilmesi amacıyla Kral Faisal Üniversitesinde, 2 m X 1 m X 1,2 m ebatlarında bir sera prototipi inşa edilmiş ve sistem prototip iklimlendirmesini sağlayacak şekilde yerleştirilmiştir. Kanatlı boru tipi ısı değiştirici ile oluşturulan soğutma serpantini buharlaşma peteğinin önüne yerleştirilmiş ve serpantin için gereken soğuk su evaporatif soğutma sisteminde, üzerinden geçen havanın yaş termometre sıcaklığına kadar düşürülen sudan sağlanmıştır. Testler boyunca, serpantin girişinde serpantin ile petek arasında ve evaporatif soğutucu su tankında birer ve sera içersinde iki olmak üzere beş farklı noktadan ölçüm alınmıştır. Elde edilen veriler doğrultusunda serpantin ve evaporatif soğutma birimlerinin sırasıyla 10,2°C ve 7,7°C sıcaklık düşümü sağladığı kaydedilmiştir. Serpantin ve evaporatif soğutucu birimlerinin saatlik ortalama efektifliklerinin sırasıyla %47,4 ve %75,2 olduğu kaydedilmiştir.

Khandelwal et al. (2011) merkezi iklimlendirme sistemine sahip üç katlı bir kütüphane binasının soğutulmasında evaporatif soğutma sistemlerinin kullanımı ile işletme maliyetlerini düşürmeyi hedeflemişlerdir. Çalışmalarında yalnız çiller kullanımı, çiller-DES bütünlük sistemi ve çiller DES sistemin rejeneratif uygulamaları ile geliştirilen üç farklı sistemin TRNSYS programı yardımıyla simülasyonları geliştirilerek analizler gerçekleştirilmiştir. Analizlerde yıllık enerji tüketimi, iç ortam sıcaklık ve nem değerleri konfor şartları açısından da değerlendirilerek karşılaştırmalı olarak incelenmiştir. Dış ortam sıcaklıkları bir yıllık bir süre için saatlik olarak simülasyona yüklenmiştir. Analizlerden elde edilen sonuçlar doğrultusunda basit ve rejeneratif evaporatif soğutucu entegrasyonu ile oluşturulan sistemlerin sırasıyla %12,9 ve 15,6 oranında enerji tasarrufu sağladığı kaydedilmiştir.

Kocatürk (2007) çalışmasında, Çukurova iklim koşullarında selülözük buharlaşma peteği kullanarak ortaya çıkarttığı bir evaporatif soğutucu üzerinde 0,5-1-2 m/s hava hızlarında deneyler gerçekleştirmiştir. Yapılan deneyler sonucunda evaporatif soğutucu performansının %77 ila %83,71 arasında değişiklik gösterdiği kaydedilmiştir. Ayrıca bu sistem üzerinde hava hızının değişimi ile sistemin sağladığı sıcaklık düşümlerinin de 5,59°C ile 6,71°C arasında değişiklik gösterdiği gözlemlenmiştir.

Chakraborty et al. (2017) çalışmalarında, mikroişlemcilerin soğutulmasında kullanılmak üzere geliştirdikleri uzantsız su damlacıklarının difüzyon temelli buharlaşması mekanizması ile soğutma işlemi gerçekleştiren bir evaporatif soğutma sisteminin fizibilite analizlerini gerçekleştirmişlerdir. Çalışmada öncelikle iki farklı üreticiye ait mikroişlemciler için gerekli olan soğutma ihtiyaçları belirlenmiş, ardından soğutma işlemi için gerekli olan su katmanı sayısı ve damla çapını belirlemede kullanılacak olan analitik model

geliştirilmiştir. Çalışma sonucunda evaporatif soğutma yöntemi ile her iki üreticiye ait mikroişlemci için gerekli soğutma yükünün geleneksel yöntemlere oranla daha verimli bir şekilde karşılanabileceği görülmüştür.

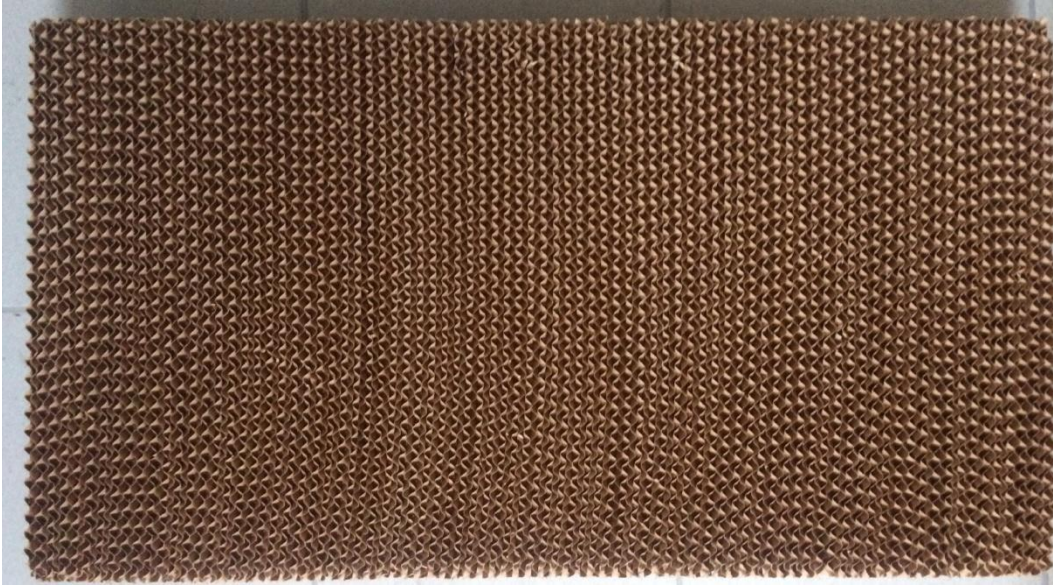
Atonellis et al. (2016) çalışmalarında, çapraz akışlı ısı değiştirici ile oluşturulmuş bir indirekt evaporatif soğutucunun tasarımı ve inşasını gerçekleştirdikten sonra, meydana çıkan prototip üzerinde farklı parametrelerin değişimi ile oluşan sonuçları gözlemledikleri testler yürütmüşlerdir. Çalışmada evaporatif soğutma için harcanan su miktarının minimize edilmesi amacıyla, farklı su debilerinde testler gerçekleştirilmiştir. Yürütülen 112 deney için farklı çalışma koşulları kurgulanmıştır. Su debisi, nozul dizilimi ve ikincil hava giriş koşullarının sistem performansı üzerindeki etkisi detaylı bir şekilde araştırılmıştır. Sonuçlar nozul sayı ve diziliminin sistem performansı üzerinde oldukça büyük bir etkisi olduğunu ortaya koymuş ve çapraz akış nozullarının, paralel akış nozullarına kıyasla daha iyi performans çıktılarını sunduğunu göstermiştir. Deneylerden elde edilen sonuçlar ile değişen parametreler karşısında evaporatif soğutucu performansının %50 ila %85 arasında değişiklik gösterdiğini ortaya koymuştur.

## 4. MATERYAL VE METOD

### 4.1 Materyal

Bu çalışmada fan-ped tipi bir evaporatif soğutma cihazı ile bir soğutma makinasının buharlaştırıcısı kullanılarak geliştirilen, soğutma serpantinli bütünleşik evaporatif soğutucu kullanılarak deneysel çalışmalar yürütülmüştür. Geliştirilen sistem bir adet aksel fan, bir adet evaporatif soğutma birimi ve bir adet soğutma makinası olmak üzere üç adet ana bileşenden oluşmaktadır.

Tasarımı ve imalatı gerçekleştirilen evaporatif soğutma sisteminde 34 cm genişlik, 40 cm yükseklik ve 10 cm kalınlığa sahip CELdek 50-90 tipi selülozik buharlaşma peteği kanal içinde oluşturulan kaset tipi yuvaya yerleştirilmiştir. Buharlaşma peteğinin alt kısmına monte edilen su deposu içerisine yerleştirilen sirkülasyon pompası ve borulama sistemi ile peteğin ıslatılması sağlanmıştır. Evaporatif soğutucuya ait su deposuna su girişi bir selenoid vana ve depo içerisinde bulunan bir şamandıra ile kontrol edilmektedir. Sistemin kontrol mekanizması sistem kapandığında depoda bulunan suyu tahliye edecek şekilde manipüle edilmiş ve böylece durgun suda oluşabilecek zararlı organizmaların gelişiminden kaçınılması amaçlanmıştır.



Şekil 4.1. CELdek 50-90 buharlaşma peteği

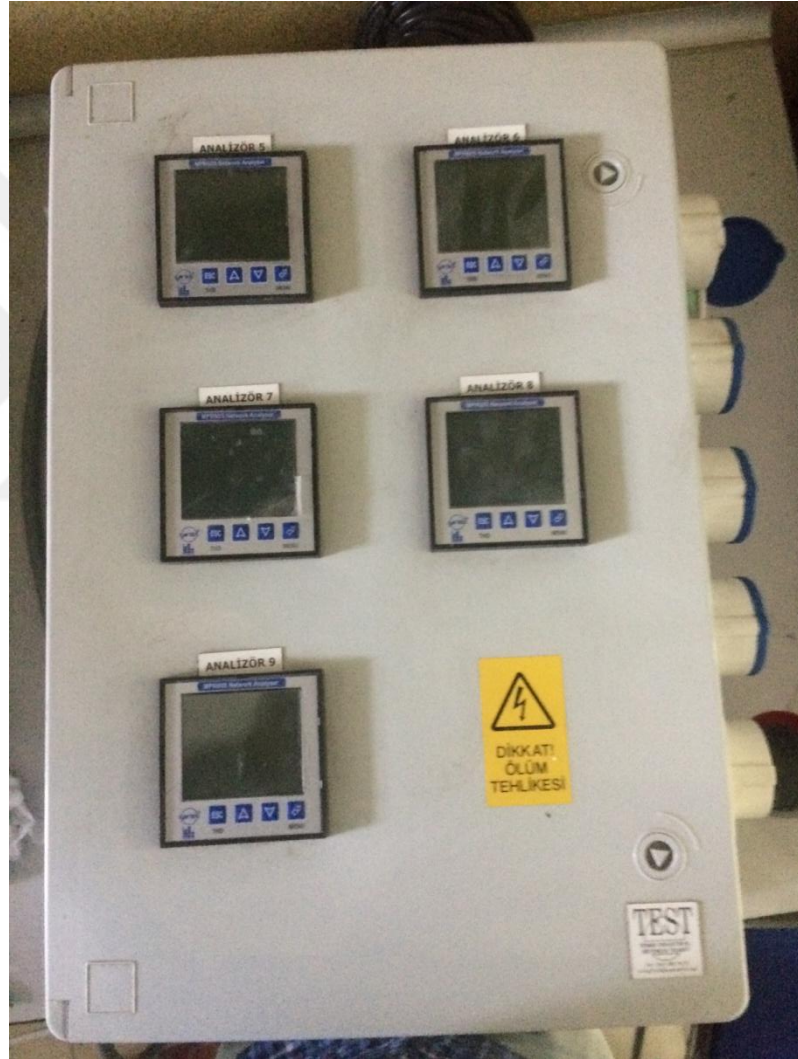
Sistemde soğutma havasının akışının sağlanabilmesi için ticari uygulamalarda kullanılan frekans kontrollü bir aksel fan kullanılmıştır. Kumanda mekanizmasında mevcut 1-100 aralığında bir skala ile fan hızı kontrolü sağlanmaktadır.

Sisteme entegre edilen soğutma makina bir buharlaştırıcı, bir kompresör, bir yoğuşturucu, bir genleşme vanası ve yoğuşturucu üzerine entegre edilmiş bir fandan meydana gelmektedir. İş akışkanı olarak soğutucu akışkan R-22 kullanılan

soğutma makinasının evaporatörü bakır borulu kanatlı ısı değiştiriciden meydana gelmektedir.

Geliştirilen sistemde, fan, evaporatif soğutma birimi ve soğutma makinası buharlaştırıcısı 34\*24 kesit alanına sahip sac kanallar ve gerekli redüksiyonlar ile bağlanmıştır.

Sistemin güç tüketimini ölçmek için Test teknik firması tarafından imal edilen pano tipi enerji analizörü kullanılmıştır. Bu enerji analizörü 3 fazlı elektrik hattından beslenerek 3 fazlı ve tek fazlı sistemleri besleyecek şekilde hazırlanmıştır. Analizör 4 adet tek fazlı 1 adet 3 fazlı elektrik çıkışına sahiptir.



şekil 4.2. Pano tipi enerji analizörü

Sistemin her bir bileşeninin giriş ve çıkışına akış havası içinde sıcaklık ölçümüne uygun şekilde imal edilmiş bir adet k tipi ısıl-çift ve bir adet testo marka daldırma tipi nem ölçüm probu yerleştirilmiş ve değerler testo454 model data logger ile okunmuştur. Evaporatif soğutma biriminde buharlaşma suyunun sıcaklık ölçümleri için, petekleri ıslatmak amacı ile yerleştirilen boru sistemine

pt100 tipi bir sıcaklık probu yerleştirilmiştir ve bu prob için yine testo454 model data-logger kullanılarak değerler kaydedilmiştir. Buharlaştırma suyu debisi ise 10-100 l/h aralığında çalışmaya uygun bir şamandıralı debimetre ile ölçülmüştür. Sistem çıkışında hava hız ölçümleri testo teleskopik saplı termal hava hız ölçüm probu ile gerçekleştirilmiştir.



Şekil 4.3. Ölçüm cihazı ve problarının görselleri 1) Nem probu 2) Hız ölçüm probu 3) K tipi termocouple 4) Testo 454 datalogger

## 4.2. Metod

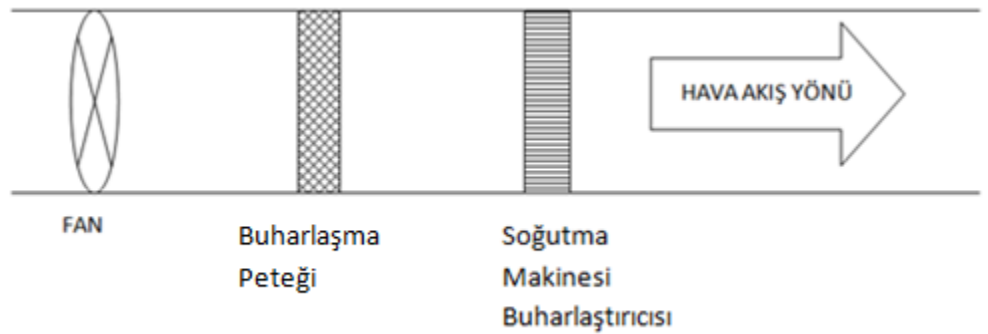
Çalışmada fan-ped tipi bir evaporatif soğutucu ile bir soğutma makinasının buharlaştırıcısı birleştirilerek geliştirilen sistem üzerinde sistem bileşenlerinin yerlerinin değiştirilmesi ile meydana gelen performans değişimleri araştırılmıştır. Geliştirilen sistemde evaporatif soğutucu, fan ve soğutma makinası buharlaştırıcısının farklı kombinasyonları ile 6 farklı deney kurgusu tasarlanmış ve her kurgu için 1-100 arasında değişen fan hızı girdi skalasında 1, 50 ve 100 değerlerinde olmak üzere üç farklı fan hızında deneyler gerçekleştirilmiştir. Gerçekleştirilen deneylerde buharlaştırma peteği fan ve soğutma makinası buharlaştırıcısı kanal içine yerleştirilmiş ve kanal bağlantıları incelenerek hava

sızdırmazlığı için gerekli noktalar dolgu malzemesi ile kapatılmıştır. Geliştirilen kurgularda her bir sistem bileşeninin giriş ve çıkış noktalarında nem ve sıcaklık ölçümleri gerçekleştirilmiştir. Ayrıca evaporatif soğutma ünitesine ait buharlaşma peteğini ıslatmak için kullanılan su kanalında su sıcaklıkları ölçülmüştür. Soğutma makinası ve buharlaşma peteği üzerinde meydana gelen basınç düşümleri fark basınç ölçüm cihazı ile kaydedilmiştir. Her bir sistemin güç tüketimi enerji analizörü ile ölçülmüştür.

Tasarlanan her bir kurgu için oluşturulan deney düzenekleri Sistem.1, Sistem.2, Sistem3, Sistem.4, Sistem.5 ve Sistem.6 şeklinde isimlendirilmiştir.

Deneyel çalışmalar Ege Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makina Mühendisliği Bölümü Termodinamik Laboratuvarında gerçekleştirilmiştir. Yürütülen testler, evaporatif soğutma sistemleri test koşullarının detaylı olarak tarif edildiği ASHRAE Standard 55'e uygun bir şekilde gerçekleştirilmiştir. Her bir deneyde meydana getirilen sistemlerin %100 taze hava ile çalışması gerektiğinden sistem girişine ilave bir kanal ile sistemin hava girişi dış ortam havasından çekilecek şekilde yapılmıştır. Evaporatif soğutma birimi, sistem kapatıldığında deposu içerisinde bulunan suyu boşaltmaktadır. Bu nedenle sistem her çalıştığında su deposunun şebekeden sağlanan su ile doldurabilmesi için sisteme yakın bir noktaya su hattı çekilmiştir.

Sistem.1 için oluşturulan sıralamada sistem bileşenleri sırasıyla fan-buharlaşma peteği-soğutma serpantini şeklinde yerleştirilmiştir. Sisteme ait şematik gösterim Şekil 4.4Te verilmektedir. Fanın basma durumunda çalışmasının ve evaporatif soğutucunun ön soğutma birimi olarak kullanılmasının sistem performansı üzerindeki etkileri incelenmiştir.



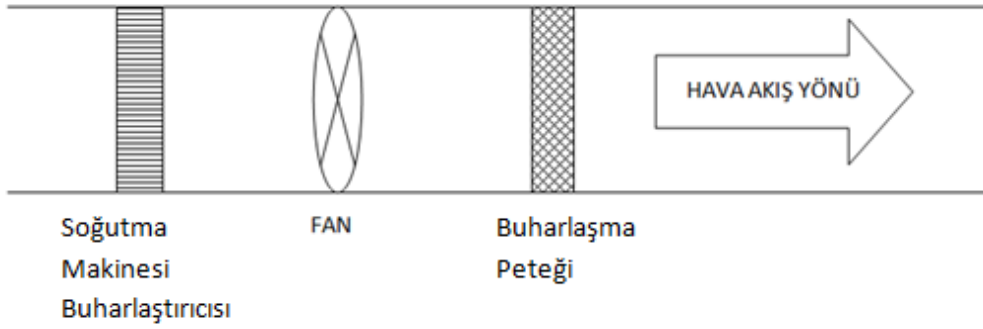
Şekil 4.4. Sistem.1 Şematik gösterimi

Şekil 4.5.'te gösterilen Sistem.2'de bileşenler fan-soğutma serpantini-buharlaşma peteği şeklinde sıralanmıştır.



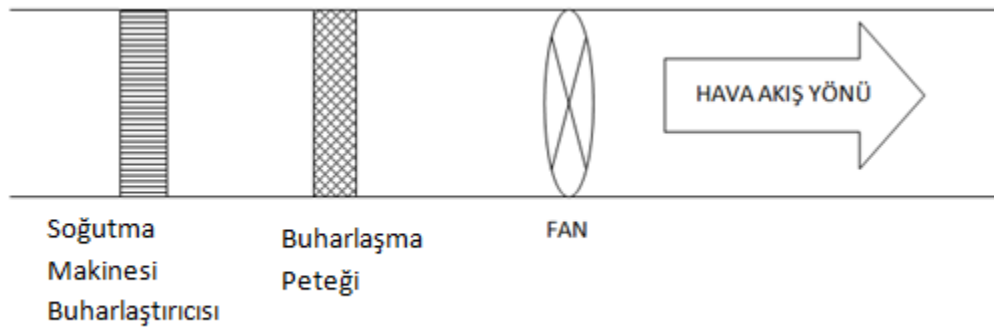
Şekil 4.5. Sistem.2 Şematik Gösterimi

Soğutma serpantini-fan-buharlaşma Peteği dizilimi ile kurgulanan Sistem.3'e ait şematik gösterim Şekil 4.6.'da verilmektedir. Bu sistemde fanın iki bileşen arasına yerleştirilmesi ile meydana gelen performans değişimleri araştırılmıştır.

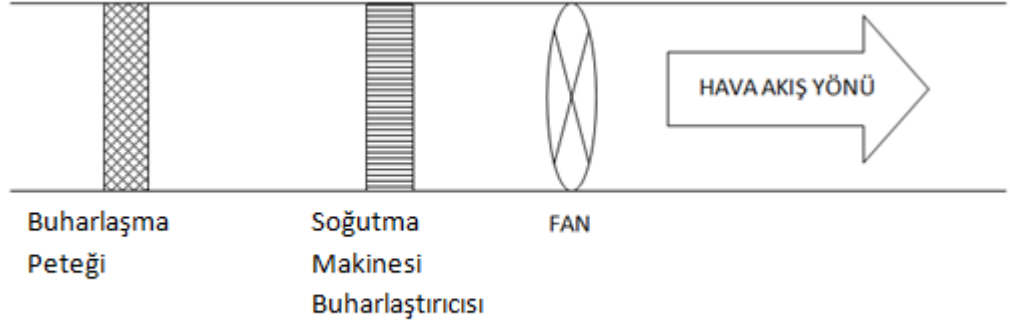


Şekil 4.6. Sistem.3 Şematik gösterimi

Şekil 4.7.'da Sistem.4'ün şematik gösterimi verilmektedir. Kurguda bütünleşik soğutucu bileşenleri sırasıyla soğutma serpantini-buharlaşma Peteği-fan şeklinde yerleştirilmiştir.

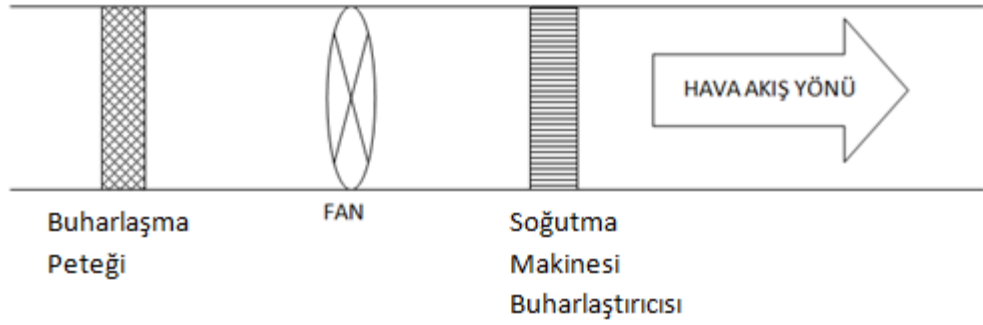


Şekil 4.7. Sistem.4 Şematik gösterimi



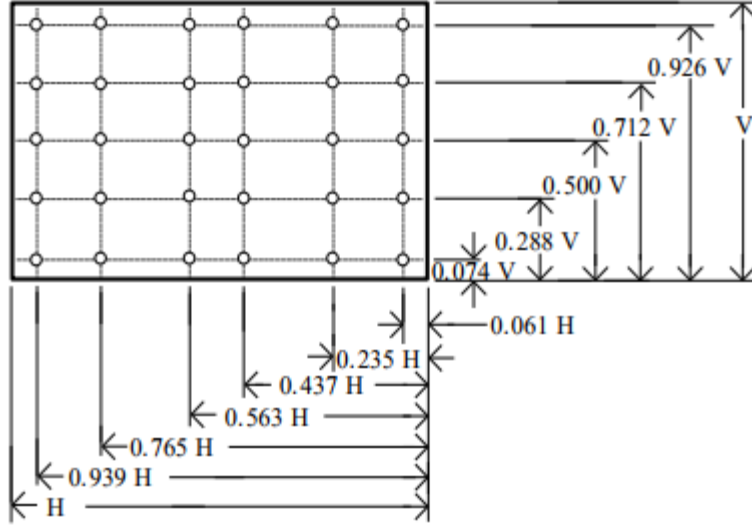
Şekil 4.8. Sistem.5 Şematik gösterimi

Sistem.5 ve Sistem.6' için oluşturulan şematik gösterimler sırasıyla Şekil 4.8. ve Şekil 4.9.'da verilmektedir. Sistem.5 için oluşturulan kurguda sistem bileşenleri buharlaşma peteği-soğutma serpantini-fan olarak sıralanırken Sistem.6 için oluşturulan kurguda bu sıralama buharlaşma peteği-fan-soğutma serpantini olacak şekilde gerçekleştirilmiştir.



Şekil 4.9. Sistem.6 Şematik gösterimi

Hız ölçümlerinin sağlıklı bir şekilde gerçekleştirilebilmesi açısından kanal içerisinde belirlenen sanal bir düzlem içerisinde Tchebycheff kuralına uygun bir şekilde belirlenmiş 25 farklı noktada ölçümler alınmış ve hesaplamalarda bu ölçümlerin ortalaması kullanılmıştır. Hız ölçüm noktalarının belirlenmesinde kullanılan ölçülerin kesit üzerinde gösterimi Şekil 4.10'da verilmiştir.



Şekil 4.10. Kanal içi hız ölçüm noktaları

Burada;

H: Hız ölçümlerinin yapıldığı kanalın genişliği,

V: Hız Ölçümlerinin yapıldığı kanalın yüksekliği olarak tanımlanmıştır.

Yürütülen testlerden elde edilen ölçümler kullanılarak sistemin enerji analizleri gerçekleştirilmiştir.

Yapılan analizlerde evaporatif soğutma sisteminin buharlaşma verimliliği denklem 1 de gösterilen işlemle hesaplanmaktadır. Burada sistem performansı sistemin sağladığı duyulur soğutma yükünün elde edilebilecek maksimum soğutma yüküne oranı olarak tanımlanmıştır.

$$\varepsilon = \frac{T_{g,KT} - T_{c,KT}}{T_{g,KT} - T_{g,YT}} \quad (1)$$

Burada;

$\varepsilon$ : Evaporatif soğutucu performansı

$T_{g,KT}$ : Buharlaşma peteği girişinde havanın kuru termometre sıcaklığı,

$T_{g,YT}$ : Buharlaşma peteği girişinde havanın yaş termometre sıcaklığı,

$T_{c,KT}$ : Buharlaşma peteği çıkışında havanın kuru termometre sıcaklığını temsil etmektedir ve her bir sıcaklık değeri için birim °C'dir.

Ortaya konulan sistemlerin analizlerinde enerji dengesi bağıntılarından faydalanılarak işlemler yürütülmüştür. Öncelikle verim tanımları yapılarak analizler gerçekleştirilmiştir.

Sistem verimi COP (etkinlik katsayısı), sistemden elde edilen soğutma yükünün güç tüketimine oranı şeklinde tanımlanmıştır.

$$COP_{Sistem} = \frac{\text{Sistemden Elde Edilen Soğutma Yüğü}}{\text{Sistemin Güç Tüketimi}}$$

Burada;

*Sistemden Elde Edilen Soğutma Yüğü*: Bütünleşik sistemin tamamının sağladığı soğutma yükünü,

*Sistemin Güç Tüketimi* : Soğutma makinası, fan ve pompa güç tüketimleri toplamını temsil etmektedir.

Soğutma makinası üzerinde yapılan analizlerde de yine verim COP üzerinden tanımlanmıştır.

$$COP_{SM} = \frac{\text{Soğutma Makinesinden Elde Edilen Soğutma Yüğü}}{\text{Soğutma Makinesi Güç Tüketimi}}$$

Daha önce de değinildiği üzere her bir sistem için güç tüketimleri pano tipi enerji analizörü ile ölçülerek kaydedilmiştir. Burada sistemden elde edilen soğutma yükünün hesabında enerji ve kütle eşitliklerinden faydalanılmıştır.

Sistemden elde edilen veriler doğrultusunda öncelikle kütle debileri denklem 2'ye göre hesaplanmıştır.

$$m = \frac{V \cdot A}{v} \quad (2)$$

Burada;

$m$ : Hava için kütle debisi (kg/s),

$V$ : Hava hızı (m/s)

$A$ : Kanal kesit alanı (m<sup>2</sup>)

$v$ : Kuru havanın özgül hacim (m<sup>3</sup>/kg) olarak tanımlanmıştır.

Her bir sistem için özgül hacim değerleri hız ölçüm noktalarında tespit edilen hava sıcaklıkları göz önünde bulundurarak psikrometrik diyagramdan okunmuştur.

Kuru havanın kütle dengesi:

$$m_{a1} = m_{a2} \quad (3)$$

Enerji dengesi:

$$m_{a1}h_1 = m_{a2}h_2 + Q_s \quad (4)$$

Soğutma Yüğü

$$Q = m_{a1}(h_1 - h_2) \quad (5)$$

Burada ;

$m_{a1}$ : Sistem girişindeki havanın kütle debisini,

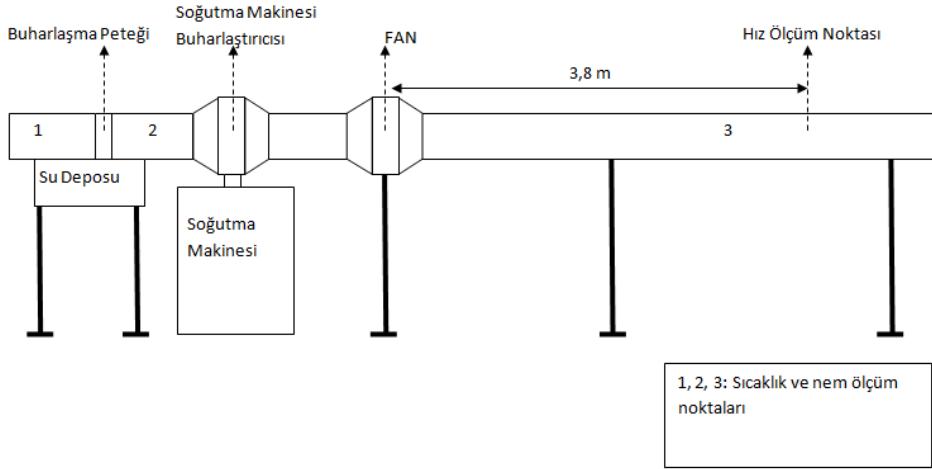
$m_{a2}$ : Sistem çıkışındaki havanın kütle debisini,

$h_1$ : Sistem girişindeki havanın entalpisini,

$h_2$ : Sistem çıkışındaki havanın entalpisini,

$Q$ : Sistemin soğutma yükünü temsil etmektedir.

Havanın entalpi değerleri sistem üzerinde her bir sistem bileşeninin giriş ve çıkışlarında ölçülen sıcaklık değerleri göz önünde bulundurularak psikrometrik diyagramdan okunmuştur.



Şekil 4.11. Deney düzeneği şematik gösterimi

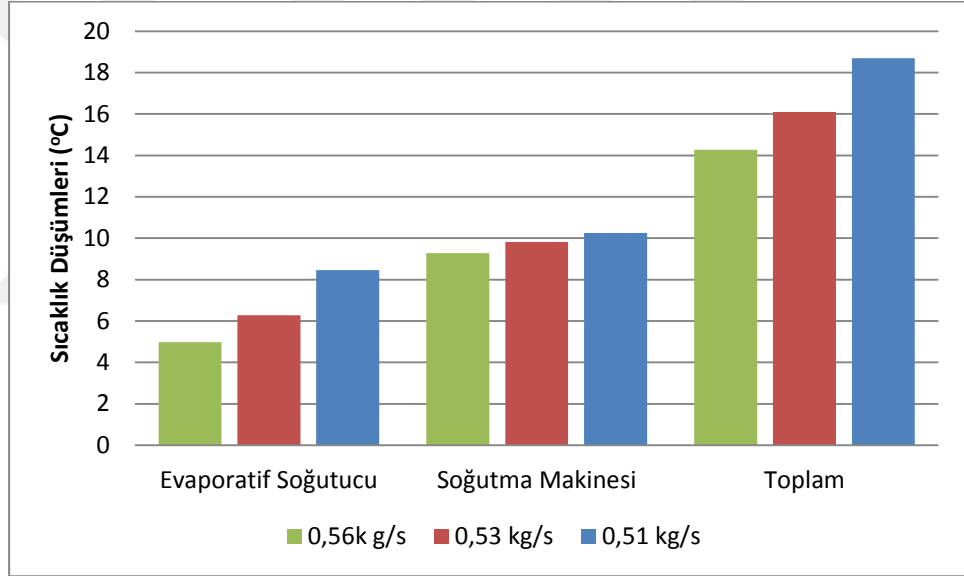
Tasarlanan deney kurguları arasında en yüksek sonuçların alındığı Sistem.5'e ait deney düzeneği şekil 4.11.'de gösterilmektedir. Burada

## 5. ARAŞTIRMA BULGULARI VE TARTIŞMALAR

Önceki bölümlerde de belirtildiği üzere bu çalışmada altı farklı kurgu ile oluşturulmuş soğutma sistemleri, farklı hava hızları için test edilmiştir. Bu kısımda, gerçekleştirilen deneysel çalışmalardan elde edilen veriler detaylı olarak irdelenmiş veriler doğrultusunda yürütülen hesaplamaların sonuçları ortaya konularak değerlendirmeler yapılmıştır ve oluşturulan kurguların hangisinin daha verimli olduğu sonuçlarla ortaya konulmuştur.

### 5.1 Sistem.1 Üzerinde Gerçekleştirilen Çalışmalardan Elde Edilen Sonuçlar

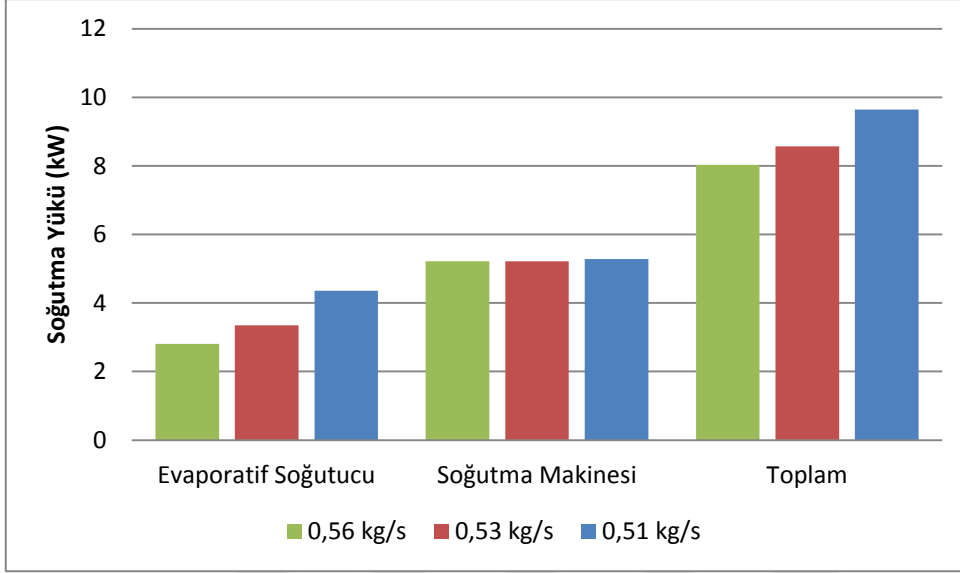
Sistem.1 üzerinde farklı hava debileri için yürütülen deneysel çalışmalar boyunca ölçülen sıcaklık değerleri doğrultusunda sistem içerisinde bulunan evaporatif soğutucu ve soğutma makinasının sağladığı sıcaklık düşümleri ayrı ayrı ve sistemin toplam sıcaklık düşümü Şekil 5.1'de verilmektedir.



Şekil 5.1. Sistem.1 için farklı hava debilerindeki sıcaklık düşümleri

Şekilde açıkça görüldüğü gibi bütünleşik sistemde soğutma makinası buharlaştırıcısında gerçekleşen sıcaklık düşümü evaporatif soğutucuya göre daha yüksektir. Soğutma havası sıcaklığı 0,51 kg/s hava debisi için evaporatif Soğutma sisteminde 8,45°C düşürülürken soğutma makinası buharlaştırıcısı için bu değer 10,25°C'dir. Sistem.1 üzerinde gerçekleştirilen ikinci testlerde fan hızı orta seviyeye getirilerek 0,53 kg/s hava debisinde gerçekleştirilen testlerden elde edilen sıcaklık düşümleri her bir soğutucu birim için ayrı ayrı ve sistem toplamını yansıtacak şekilde verilmiştir. Bu deneylerde soğutma havasının sıcaklığında, evaporatif soğutma sisteminde ve soğutma makinası buharlaştırıcısında sırasıyla 6,28°C ve 9,81°C düşüş gözlemlenmiştir. Sistemin sağladığı toplam sıcaklık düşümü ise yaklaşık 16,1°C'dir. Aynı sistem üzerinde fanın tam güç kapasitesinde

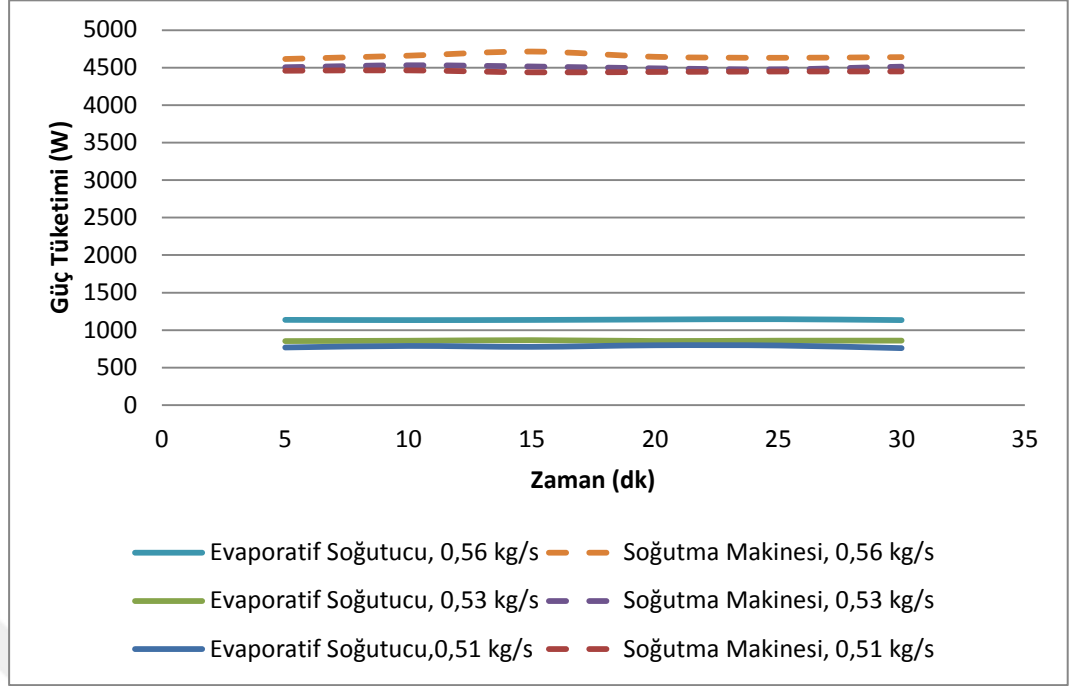
çalıştırıldığı 0,56 kg/s hava kütle debisi ile gerçekleştirilen testlerden elde edilen sıcaklık düşümü değerleri, evaporatif soğutma sistemi için 4,98°C ve soğutma makinası için 9,28°C' olmak üzere sistemin sağladığı toplam sıcaklık düşümü 14,26'dir.



Şekil 5.2. Sistem.1 için değişik kütle debilerinde oluşan soğutma yükleri

Şekil 5.2'de görüleceği üzere evaporatif soğutucu ve soğutma makinası sistemlerinin soğutma kapasiteleri düşük fan hızı için sırasıyla 4,36 kW ve 5,28 kW değerlerindedir. Sistemin toplam soğutma yükü ise 9,64 kW olarak hesaplanmıştır. Evaporatif soğutma sisteminin toplam soğutma içerisindeki payı soğutma makinasına göre daha düşüktür. 0,53 kg/s hava kütle debisi için evaporatif soğutucuya ait soğutma yükü 3,35 kW, soğutma makinası için 5,21 kW ve sistemin toplam soğutma yükü 8,56 kW olarak hesaplanmıştır. Fanın tam kapasite ile çalıştırıldığı, 0,56 kg/s hava kütle debisi ile gerçekleştirilen deneylerde evaporatif soğutucunun ve soğutma makinasının soğutma yükleri sırasıyla 2,81 ve 5,21 kW olarak hesaplanmıştır. Sistem.1'in yüksek hava hızı için sağladığı toplam soğutma yükü ise 8,02 kW değerindedir.

Şekil 5.3'te evaporatif soğutma sistemi ve soğutma makinası için ayrı ayrı güç tüketimleri Watt cinsinden verilmektedir. Fan kapasitesinin düşük olduğu deneylerde evaporatif soğutma sistemine ait güç tüketim değerlerinin 760,2-798,4 W arasında değişiklik gösterdiği gözlemlenirken soğutma makinası için bu değerler 4437-4463 W arasında değişmektedir. Aynı sistem için fanın orta kapasite ile çalıştırılması durumunda evaporatif soğutucunun güç tüketim değerleri 854,4-866,4 W arasında değişkenlik gösterirken, soğutma makinası güç tüketim değerleri 4377-4431 W aralığında değişmektedir. Sistem.1 üzerinde yüksek fan hızı için evaporatif Soğutma sisteminin ve soğutma makinası ünitesinin güç tüketim değerlerinin sırasıyla 1134-1146 W ile 4615-4714 W aralığında değişiklik gösterdiği kaydedilmiştir.



Şekil 5.3. Sistem.1 için değişik hava debilerinde ölçülen güç tüketimleri

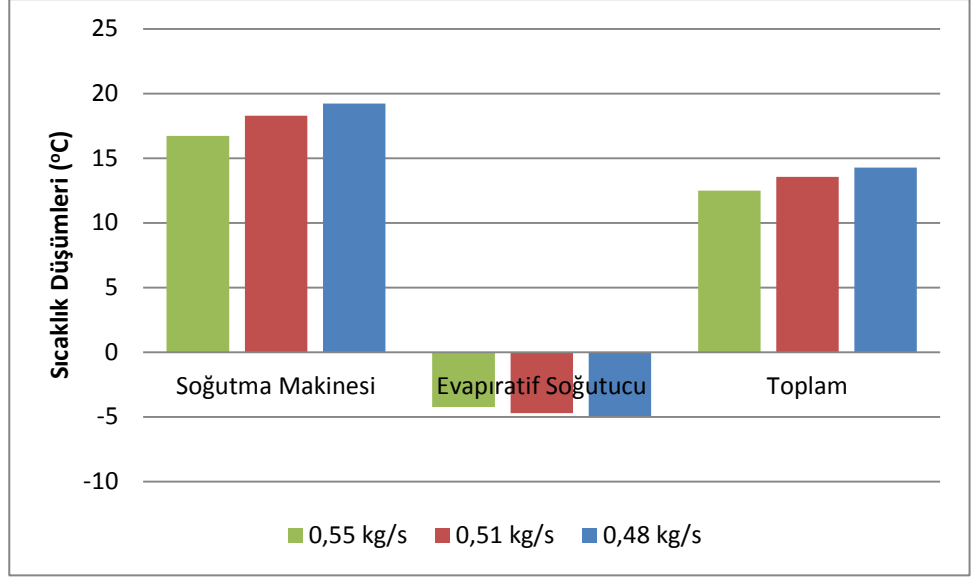
Çizelge 5.1. Sistem.1 için farklı hava hızlarında hesaplanan hava kütle debisi, buharlaşma verimi, soğutma makinası COP'si ve sistem COP'si değerleri

Sistem	Hava Hızı (m/s)	Hava Kütle Debisi (kg/s)	Buharlaşma Verimi	Soğutma Makinası COP	Sistem COP
1	3,044	0,51	0,75	1,18	1,84
	3,178	0,53	0,57	1,15	1,59
	3,3544	0,56	0,50	1,12	1,38

Çizelge 5.1.'de Sistem.1 üzerinde gerçekleştirilen deneylerden elde edilen ortalama hava hızı, evaporatif soğutucu buharlaşma verimi, soğutma makinası COP'si ve sistem COP'si değerleri gösterilmektedir. Burada artan hava hızı değerlerine karşın evaporatif soğutucu veriminin önemli oranda azaldığı ancak soğutma makinası COP'sinin çok küçük artışlar sergilediği gözlemlenmektedir. Sistem COP'si üzerinde önemli etkisi olan evaporatif soğutma biriminde meydana gelen performans düşüşü ile sistemin COP değeri de düşüş göstermektedir.

Şekil 5.4.'te görüleceği üzere Sistem.1 için en yüksek COP değerlerinin elde edildiği 0,51 kg/s hava kütle debili deneylerde evaporatif soğutucu çıkışındaki sıcaklık değeri 18,55°C ve bağıl nem değeri %76,45 olarak kaydedilirken sistem çıkışında ölçülen sıcaklık değeri 8,3°C iken aynı noktada bağıl nem değeri %89,46 olarak kaydedilmiştir.



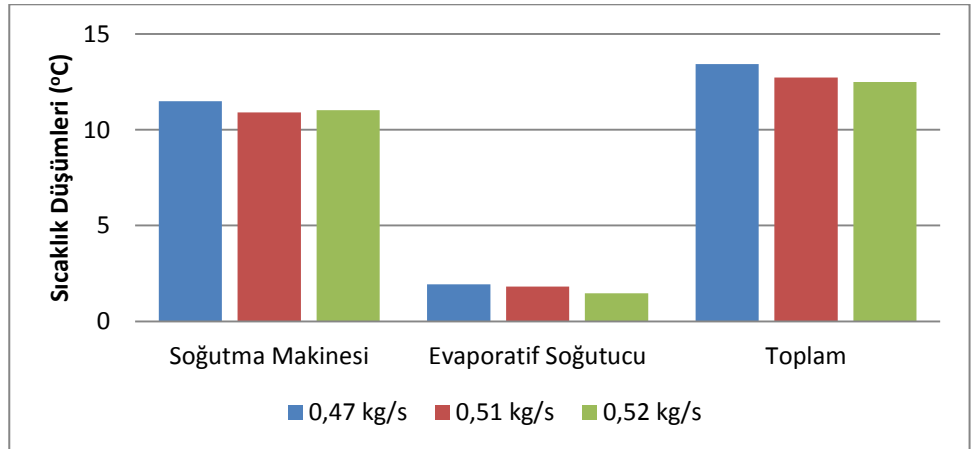


Şekil 5.6. Sistem.4 için farklı hava debilerindeki sıcaklık düşümleri

Bu iki sistem birlikte incelendiğinde her bir sistemde, fan konumu değişiklik gösterirken buharlaşma peteği, soğutma makinası buharlaştırıcısının çıkışında yerleştirilmiştir. Bu durumda buharlaştırıcıdan çıkan düşük sıcaklıklı havanın buharlaşma peteğinde yüksek sıcaklıklı su ile karşılaşması sonucunda gerçekleşen ısı transferi ile hava sıcaklığının arttığı gözlemlenmiştir. Ayrıca hava soğutma makinası buharlaştırıcısından yüksek bağıl nemde çıktığı için buharlaşma peteğinde su buharlaşması da gerçekleşmemiştir.

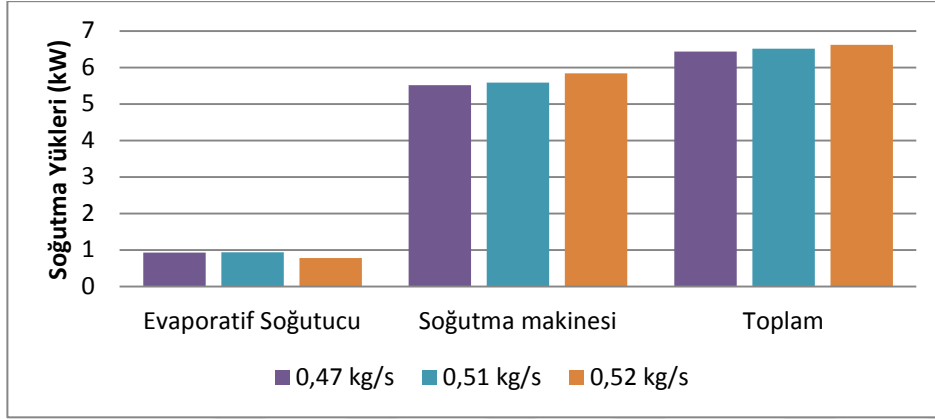
### 5.3 Sistem.3 Üzerinde Gerçekleştirilen Çalışmalardan Elde Edilen Sonuçlar

Soğutma makinası buharlaştırıcı-fan-evaporatif soğutucu sıralaması ile kurgulanan Sistem.3 için farklı fan kapasitelerinde gerçekleştirilen testlerden elde edilen sıcaklık düşüm değerleri Şekil 5.6.'da detaylı olarak verilmiştir.



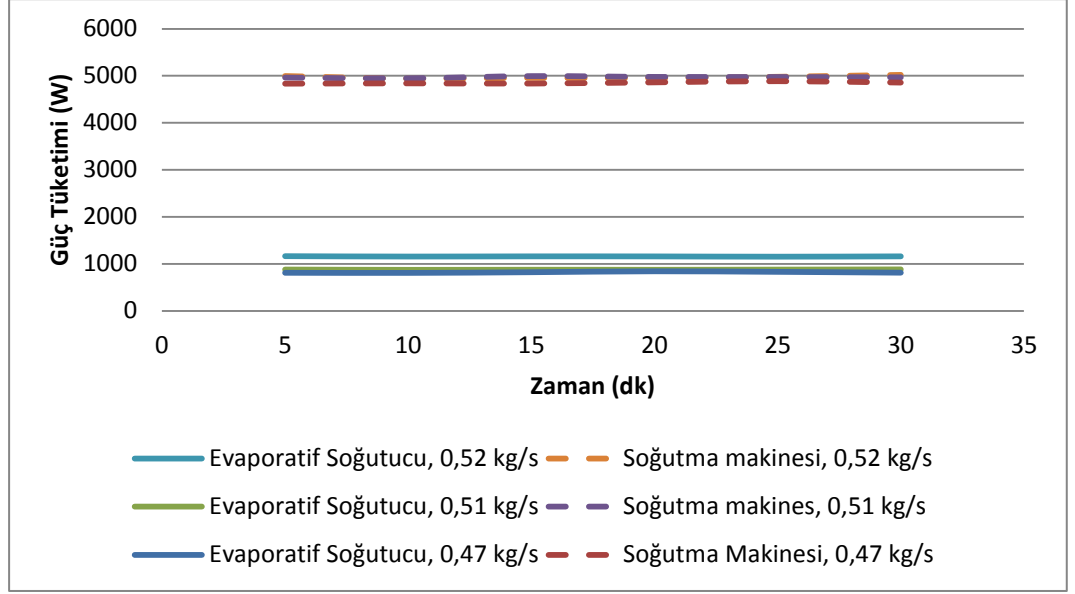
Şekil 5.7. Sistem.3 için farklı hava debilerindeki sıcaklık düşümleri

Burada 0,47 kg/s hava debisi için soğutma makinası buharlaştırıcısında ve evaporatif soğutucuda sırasıyla 11,48°C ve 1,93°C olmak üzere sistemden elde edilen toplam sıcaklık düşümü 13,41°C'dir. Sistem.3 üzerinde fan hızının orta seviyesi için kaydedilen sıcaklık değerlerinden elde edilen sıcaklık düşümleri, soğutma makinası buharlaştırıcısından geçirilirken 10,9°C ve evaporatif soğutucudan geçirilirken 1,81°C olmak üzere toplamda 12,41°C düşürülmüştür. Sistemin tam fan gücü ile çalıştırılması durumunda elde edilen sıcaklık düşümleri soğutma makinası buharlaştırıcısında 11,02°C, evaporatif soğutucuda 1,46°C ve toplamda 12,48°C sıcaklık düşümü elde edilmiştir.



Şekil 5.8. Sistem.3 için değişik kütle debilerinde oluşan soğutma yükleri

Ölçümlerden elde edilen veriler doğrultusunda 0,47 kg/s hava debisi için evaporatif soğutma sistemine ait soğutma yükü 0,92 kW, soğutma makinası soğutma yükü 5,51 kW ve sistemin toplam soğutma yükü 6,43 kW olarak hesaplanmıştır. Orta fan hızında yapının testlerden elde edilen veriler doğrultusunda hava debisi 0,51 kg/s olarak belirlenmiştir. Bu hava debisinde evaporatif soğutucu ve soğutma makinası için soğutma yükü değerleri sırası ile 0,93 kW ve 5,58 kW olarak hesaplanmış sistemin toplam soğutma yükünün ise 6,51 kW olduğu görülmüştür. Tam fan gücünde evaporatif soğutucu için soğutma yükü 0,78 kW, soğutma makinası için 5,84 kW ve toplam soğutma yükü 6,62 kW olarak hesaplanmıştır.



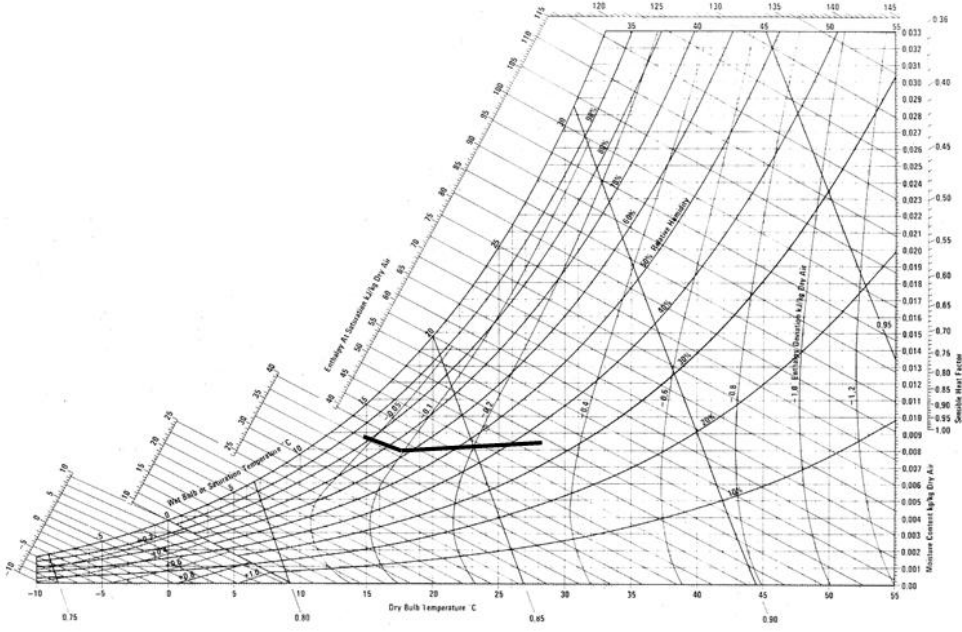
Şekil 5.9. Sistem.3 için değişik hava debilerinde ölçülen güç tüketimleri

Şekilde görüleceği üzere 0,47 kg/s hava debisi için zamana karşın sistem bileşenlerinin güç tüketimleri evaporatif soğutma sistemi için 808,2-842,5 W aralığında değişirken soğutma makinesi için 4833-4886 W aralığında değişkenlik göstermektedir. Deney boyunca ölçülen güç tüketimlerinin zamana karşı değişimi 0,51 kg/s hava debisinde evaporatif soğutma sisteminin güç tüketim değerleri 874,9-882,5 W aralığında değişirken bu değerlerin soğutma makinesi için 4947-4994 W aralığında değişkenlik gösterdiği kaydedilmiştir. Sistemin tam fan gücü ile çalıştırıldığı durumda evaporatif soğutucu için güç tüketimi 1153-1164 W aralığında değişirken soğutma makinesi için bu değer 4939-5020 W aralığında değişkenlik göstermektedir.

Çizelge 5.2. Sistem.3 için farklı hava hızlarında hesaplanan hava kütle debisi, buharlaşma verimi, soğutma makinesi COP'si ve sistem COP'si değerleri

Sistem	Hava Hızı (m/s)	Hava Kütle Debisi (kg/s)	Evaporatif Soğutucu Performansı	Soğutma Makinası COP	Sistem COP
3	2,9052	0,47	0,48	1,13	1,13
	3,1176	0,51	0,48	1,12	1,11
	3,2352	0,52	0,45	1,17	1,07

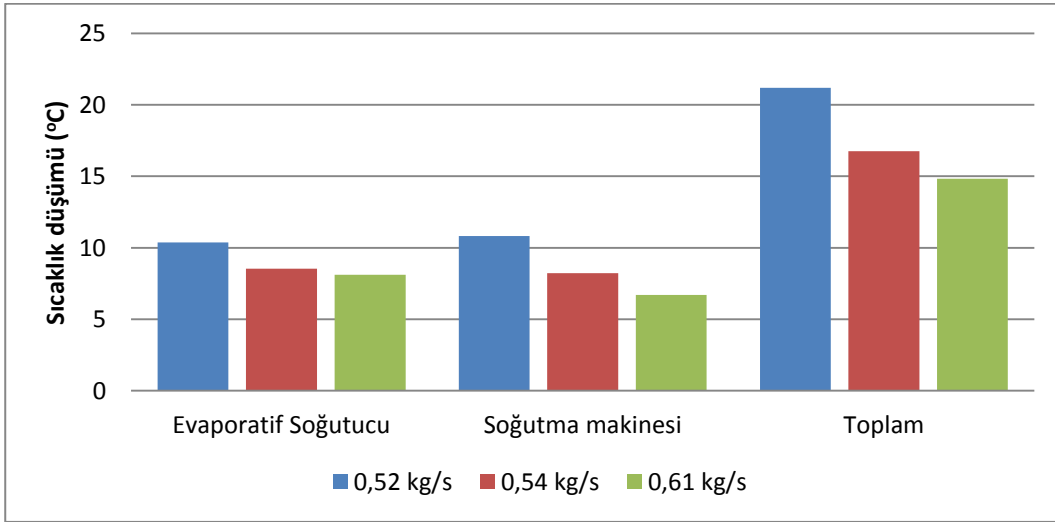
Çizelge 5.2'de ve Şekil 5.10'da görüleceği üzere Sistem.3 üzerinde gerçekleştirilen deneylerde en yüksek COP değerlerine ulaşılan 0,47 kg/s hava debisi için sistemden ölçülen sıcaklık ve bağıl nem değerleri soğutma makinası çıkışında 16,81°C ve %63,95 iken evaporatif soğutucu çıkışında bu değerlerin 14,88 °C sıcaklık ve %80,35 bağıl nem olduğu gözlemlenmiştir.



Şekil 5.10 Sistem.3 için 0,47 kg/s hava debisinde gerçekleştirilen soğutma işleminin psikrometrik diyagram üzerinde gösterimi

#### 5.4 Sistem.5 Üzerinde Gerçekleştirilen Çalışmalardan Elde Edilen Sonuçlar

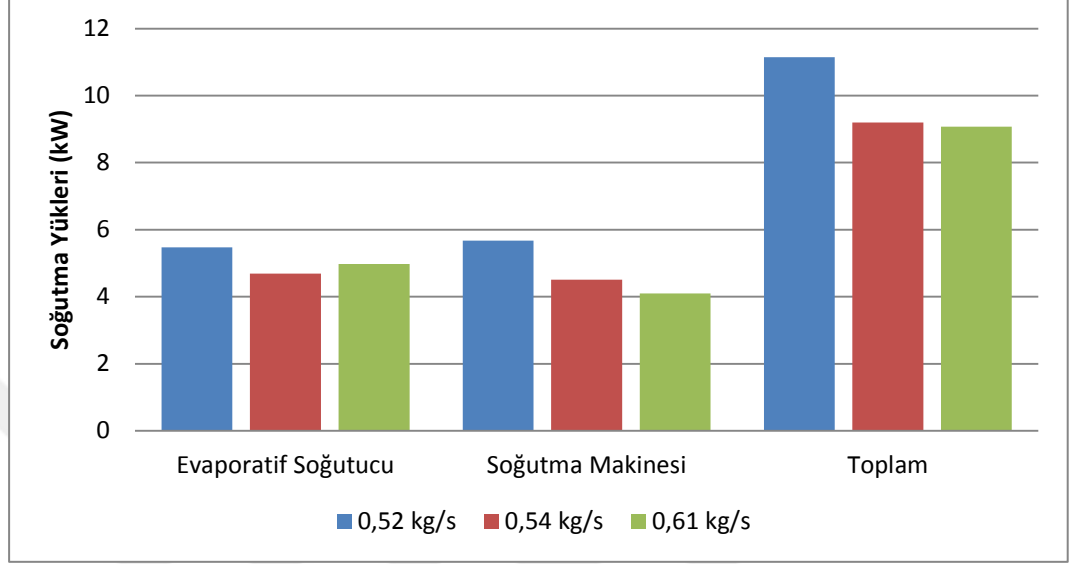
Sistem.5 üzerinde de diğer sistemlerde olduğu gibi düşük, orta ve yüksek fan hızları için ölçümler gerçekleştirilmiştir.



Şekil 5.11. Sistem.5 için farklı hava debilerindeki sıcaklık düşümleri

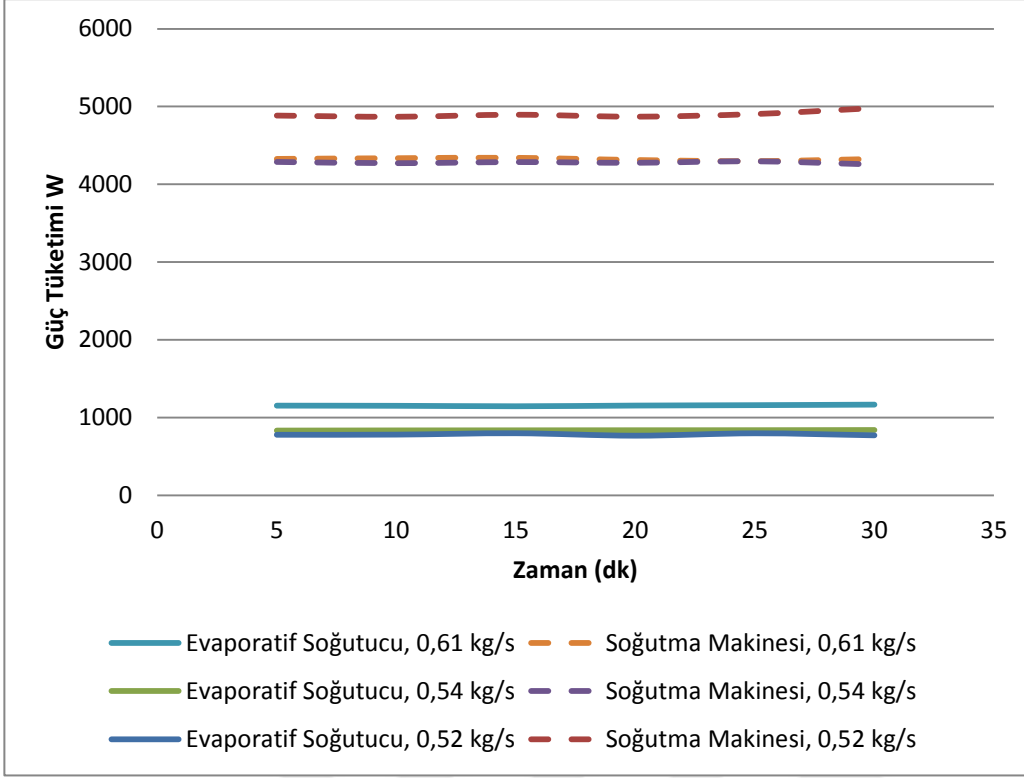
Yürütülen testlerden elde edilen veriler doğrultusunda 0,52 kg/s hava debisi için evaporatif soğutucunun gerçekleştirdiği sıcaklık düşümü 10,36°C, soğutma makinasının gerçekleştirdiği sıcaklık düşümü 10,81°C ve sistemde sağlanan toplam sıcaklık düşümü 21,37°C olarak kaydedilmiştir. Sistem.5 için 0,54 kg/s hava debisinde yürütülen deneylerden elde edilen sıcaklık düşümleri

sistem toplamı için  $16,75^{\circ}\text{C}$  iken bunun  $8,53^{\circ}\text{C}$ 'si evaporatif soğutucu  $8,22^{\circ}\text{C}$ 'si ise soğutma makinası tarafından sağlanmıştır. Sistem.5'in tam fan devrinde çalıştırılması ile gerçekleştirilen deneylerden elde edilen veriler doğrultusunda sistemin toplam sıcaklık düşümü  $14,81^{\circ}\text{C}$ , evaporatif soğutucuda sağlanan sıcaklık düşümü  $8,11^{\circ}\text{C}$  ve soğutma makinasında sağlanan sıcaklık düşümü  $6,7^{\circ}\text{C}$  olarak kaydedilmiştir.



Şekil 5.12. Sistem.5 için değişik kütle debilerinde oluşan soğutma yükleri

Elde edilen sıcaklık düşümleri ve hava debilerinden yolaçıkılarak hesaplanan soğutma yükleri  $0,52\text{ kg/s}$  hava debisinde evaporatif soğutucu için  $5,47\text{ kW}$ , soğutma makinası için  $5,67\text{ kW}$  olmak üzere sistemin toplam soğutma yükü  $11,14\text{ kW}$  olarak hesaplanmıştır. Hesaplanan soğutma yükleri incelendiğinde sistemin toplam soğutma yükü içerisinde evaporatif soğutucunun daha büyük bir paya sahip olduğu görülmektedir.  $0,54\text{ Kg/s}$  hava debisi için istemin toplam soğutma yükü  $9,2\text{ kW}$ , evaporatif soğutucunun soğutma yükü  $4,7\text{ kW}$  ve soğutma makinasının soğutma yükü  $4,5\text{ kW}$  olarak hesaplanmıştır. Sistemin tam an gücü ile çalıştırılması ile gerçekleştirilen deneylerd etoplam soğutma yükü  $9,07\text{ kW}$  iken bu soğutma yükünün  $4,97\text{ kW}$ 'sı evaporatif soğutucu,  $4,1\text{ kW}$ 'sı ise soğutma makinası tarafından sağlanmıştır.



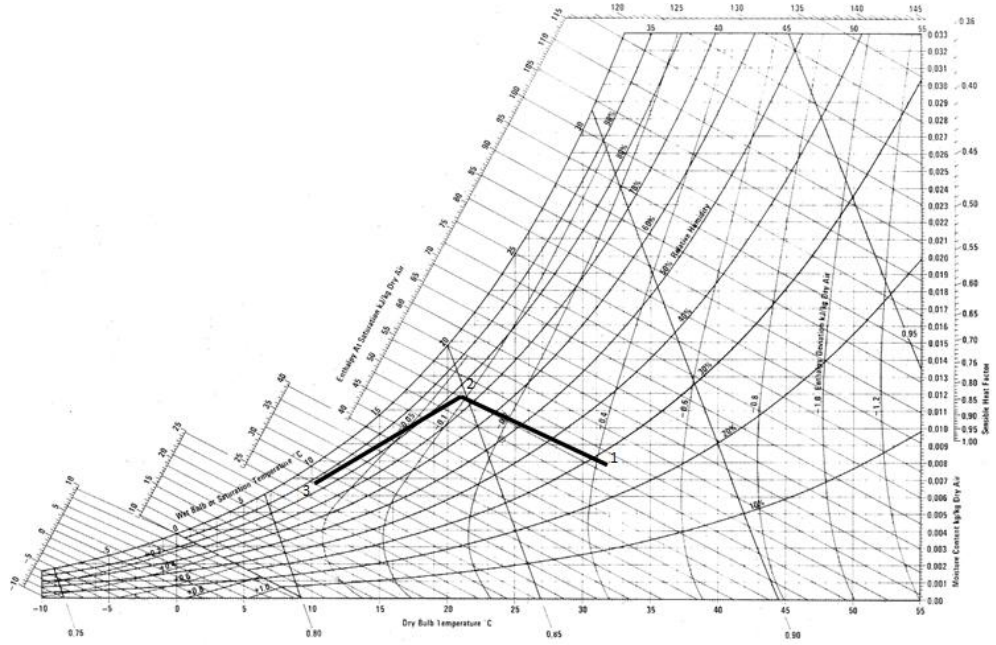
Şekil 5.13. Sistem.5 için değişik hava debilerinde ölçülen güç tüketimleri

Deney boyunca kaydedilen güç tüketimlerinin zamana karşı değişimini gösteren grafik Şekil 5.9.'da verilmektedir. Burada 0,52 kg/s hava debisi için evaporatif soğutucunun güç tüketimi 767,6-798,9 W aralığında değişirken soğutma makinasının güç tüketimi 4869-4980 W aralığında değişiklik göstermiştir. 0,54 kg/s hava debisinde ise evaporatif soğutma sisteminin güç tüketimi 833,4-840,5 W aralığında değişirken bu değerlerin soğutma makinası için 4255-4296 W aralığında olduğu görülmektedir. 0,61 kg/s hava debisi için yapılan ölçümlerde soğutma makinasının ve evaporatif soğutucunun güç tüketimlerinin 1146-1167 W ve 4313-4341 W aralıklarında değişiklik gösterdiği gözlemlenmiştir.

Çizelge 5.3. Sistem.5 için farklı hava hızlarında hesaplanan hava kütle debisi, buharlaşma verimi, soğutma makinası COP'si ve sistem COP'si değerleri

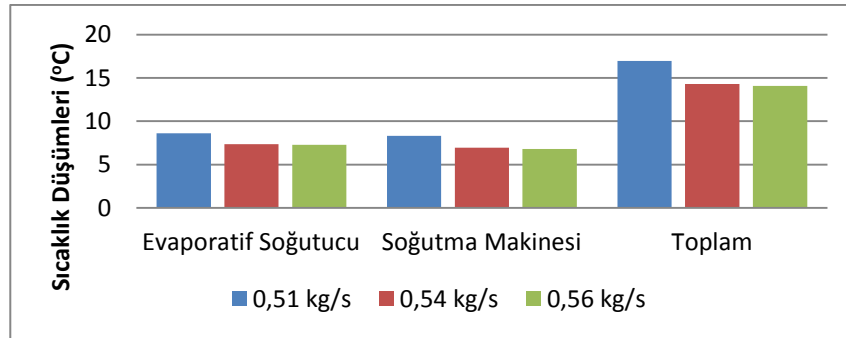
Sistem	Hava Hızı (m/s)	Hava Kütle Debisi (kg/s)	Evaporatif Soğutucu Performansı	Soğutma Makinası COP	Sistem COP
5	3,1396	0,52	0,77	1,15	1,96
	3,3124	0,54	0,69	1,05	1,79
	3,7192	0,61	0,65	0,94	1,65

Çizelge 5.3'te şekil 5.14.'te görüldüğü gibi Sistem.5 üzerinde gerçekleştirilen deneylerde en yüksek COP değerlerine ulaşılan 0,52 kg/s hava debisi için sistemden ölçülen sıcaklık ve bağıl nem değerleri buharlaşma peteği çıkışında 20,83°C ve %78,21 iken soğutma makinası buharlaştırıcısı çıkışında bu değer 10,01 °C sıcaklık ve %85,81 bağıl nem olduğu kaydedilmiştir.



Şekil 5.14 Sistem.5 İçin 0,52 kg/s hava debisinde gerçekleşen soğutma işleminin psikrometrik diyagram üzerinde gösterimi

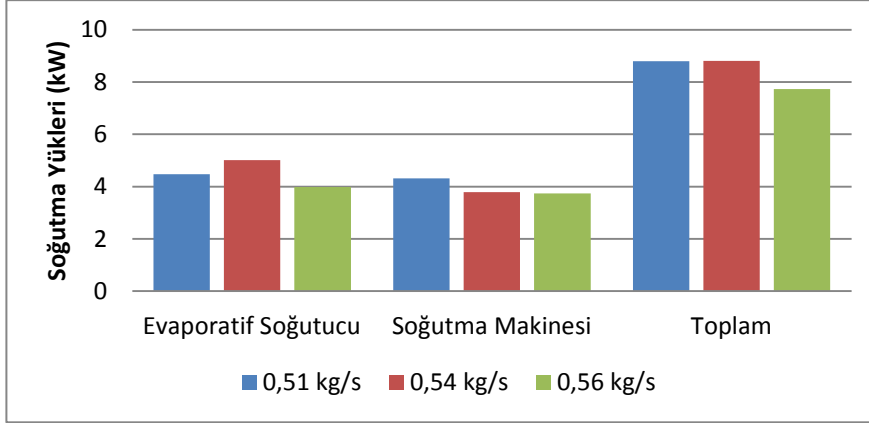
## 5.5 Sistem.6 Üzerinde Gerçekleştirilen Çalışmalardan Elde Edilen Sonuçlar



Şekil 5.15. Sistem.6 için farklı hava debilerindeki sıcaklık düşümleri

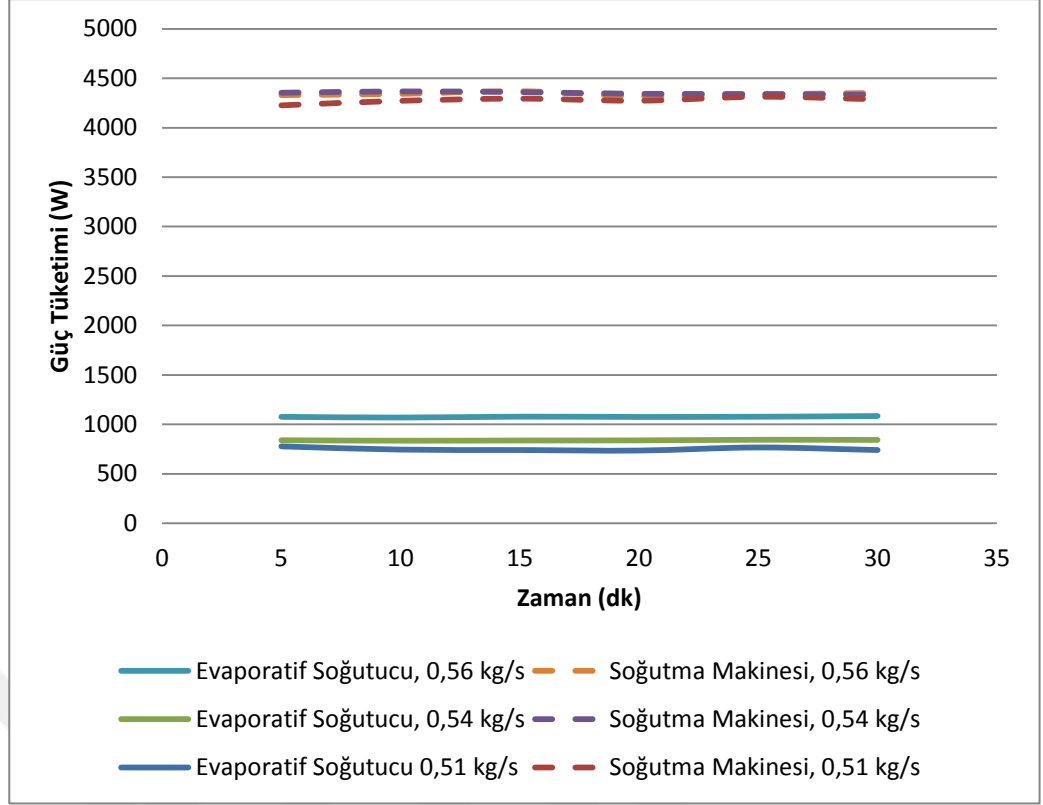
Şekil 5.10'da Sistem.6 üzerinde düşük fan devrinde 0,51 kg/s hava debisi için gerçekleştirilen deneylerden elde edilen sıcaklık düşümü değerleri gösterilmektedir. Sistemin toplam sıcaklık düşümü 16,95°C olarak kaydedilirken, evaporatif soğutucu ve soğutma makinası üniteleri için bu değerlerin 8,62°C ve 8,33 °C olduğu gözlemlenmiştir. Sistem.6 için fan devrinin kontrol panelinden 50 değerine ayarlandığı orta fan hızı ile gerçekleştirilen deneylerde hava debisinin

0,54 kg/s olduğu kaydedilmiş ve evaporatif soğutucu ve soğutma makinasının sıcaklık düşümleri sırasıyla 7,35°C ve 6,93°C olarak ölçülmüş sistemin toplam sıcaklık düşümü ise 14,28°C olarak kaydedilmiştir. 0,56 kg/s hava debisi için gerçekleştirilen deneylerden elde edilen sıcaklık düşümleri evaporatif soğutucu için 7,26°C, soğutma makinası için 6,81°C olarak kaydedilmiş ayrıca sistemin sağladığı toplam sıcaklık düşümünün 14,07°C olduğu gözlemlenmiştir.



Şekil 5.16. Sistem.6 için değişik kütle debilerinde oluşan soğutma yükleri

0,51 kg/s hava debisi için istemin toplam soğutma yükü 8,79 kW iken evaporatif soğutucu ve soğutma makinası için bu değerler sırasıyla 4,48 kW ve 4,31 kW olarak hesaplanmıştır. Burada evaporatif soğutucunun soğutma yükünün soğutma makinasına oranla daha yüksek olduğu görülmektedir. 0,54 kg/s debide ise evaporatif soğutucudan elde edilen soğutma yükü 5,01 kW, soğutma makinasından elde edilen soğutma yükü 3,79 kW ve sistemin toplam soğutma yükünün 8,80 kW olduğu kaydedilmiştir. Sistemin tam fan gücü ile çalıştırıldığı ve hava debisinin 0,566772 kg/s olarak kaydedildiği deneylerde sistemin toplam soğutma yükü 8,72kW iken evaporatif soğutucunun bu değer içerisindeki payı 3,98kW, soğutma makinasının ise 3,74kW değerlerinde hesaplanmıştır.



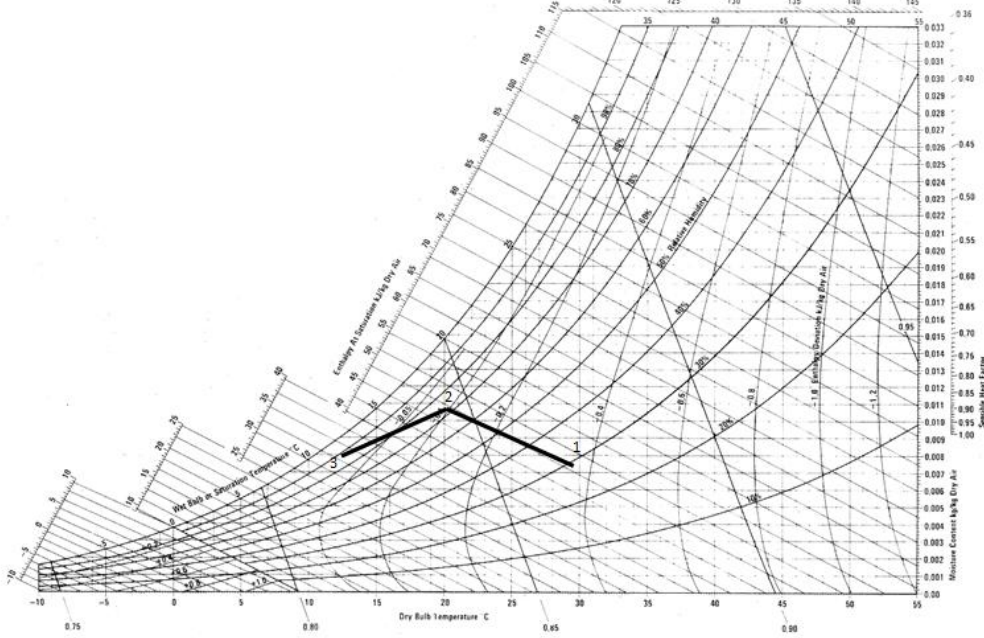
Şekil 5.17. Sistem.6 için değişik hava debilerinde ölçülen güç tüketimleri

Sistem bileşenlerinin güç tüketim değerleri Şekil 5.12'da gösterilmektedir. 0,51 kg/s hava debisinde yürütülen deneyler boyunca evaporatif soğutucunun güç tüketim değerleri 736,4-778,6 W aralığında değişirken, soğutma makinesinin güç tüketim değerlerinin 4226-4313 W aralığında değiştiği kaydedilmiştir. Hava debisinin 0,54 kg/s olduğu deneylerde evaporatif soğutucunun güç tüketimlerinin 837,7-845,4 W aralığında, soğutma makinesinin güç tüketiminin ise 4332-4367 W aralığında değiştiği görülmektedir. Sistemin tam fan gücü ile çalıştırıldığı deneylerde ise evaporatif soğutma sisteminin güç tüketimi 1070-1085 W aralığında değişiklik gösterirken bu değerlerin soğutma makinesi için 4318-4369 W aralığında değiştiği kaydedilmiştir. Sistem.6'ya ait değerler çizelge 5.4.'te verilmektedir.

Çizelge 5.4. Sistem.6 için farklı hava hızlarında hesaplanan hava kütle debisi, buharlaşma verimi, soğutma makinesi COP'si ve sistem COP'si değerleri

Sistem	Hava Hızı (m/s)	Hava Kütle Debisi (kg/s)	Buharlaşma Verimi	Soğutma Makinesi COP	Sistem COP
6	3,1276	0,51	0,75	1,01	1,74
	3,3948	0,54	0,59	0,87	1,69
	3,5212	0,56	0,56	0,86	1,42

Şekil 5.18'de verilen psikrometrik diyagramda görüldüğü üzere Sistem.6 üzerinde gerçekleştirilen deneylerde en yüksek COP değerlerine ulaşılan 0,51 kg/s hava debisi için sistemden ölçülen sıcaklık ve bağıl nem değerleri buharlaşma peteği çıkışında 20,68°C ve %72,26 iken soğutma makinası buharlaştırıcısı çıkışında bu değer 12,35 °C sıcaklık ve %89,91 bağıl nem olduğu kaydedilmiştir.



Şekil 5.18. Sistem.6 için 0,51 kg/s hava debisinde gerçekleşen soğutma işleminin psikrometrik diyagram üzerinde gösterimi

## 5.6 Evaporatif Soğutucu ve Soğutma Makinası

Çizelge 5.5 Evaporatif soğutucu değerleri

Hava Kütle Debisi (kg/s)	0,45	0,47	0,49
Sıcaklık Düşümü (°C)	9,42	8,5	8,28
Soğutma Yüğü (kW)	4,32	4,04	4,11
Güç Tüketimi (kW)	0,80	0,87	1,14
Evaporatif Soğutucu Performansı	0,76	0,66	0,63
COP	5,4	4,64	3,6

Çizelge 5.5.'te evaporatif soğutucunun yalın halde çalıştırılması ile yürütülen testlerden elde edilen sonuçlar verilmektedir. Burada hava debisinin artması ile soğutma yükü dışındaki bütün değerlerin negatif etkilendiği açıkça görülmektedir.

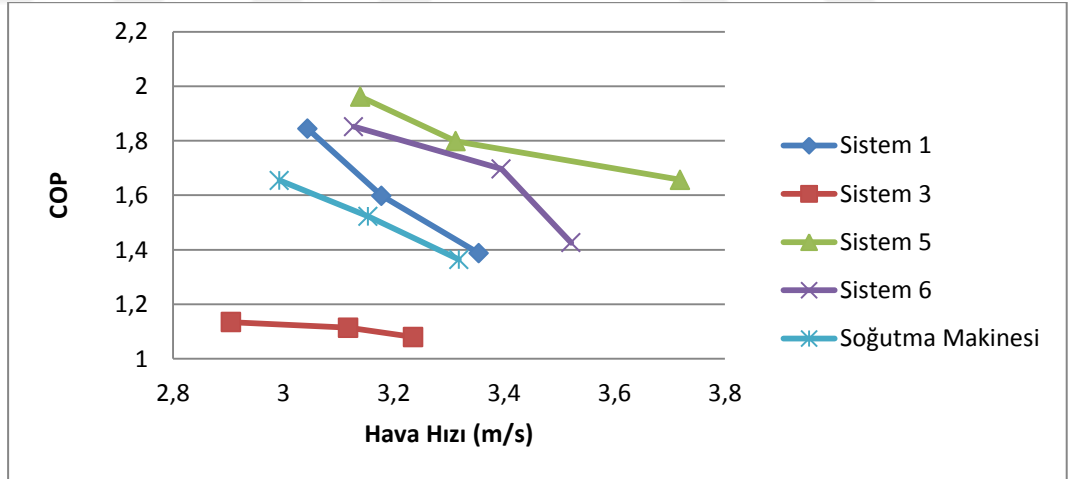
Çizelge 5.6. Soğutma makinası değerleri

Hava Kütle Debisi (kg/s)	0,49	0,52	0,55
Soğutma Yüğü	8,87	8,86	8,70
Sıcaklık Düşümü	17,78	16,86	15,73
Güç Tüketimi	5,367	5,82	6,38
COP	1,65	1,52	1,36

Çizelge 5.6.'da soğutma makinası üzerinde yürütülen deneylerden elde edilen sonuçlar görülmektedir. Burada da evaporatif soğutucu ile benzer şekilde hava kütle debisinin artması yalnızca soğutma yükü artmış, diğer değerlerin olumsuz etkilendiği görülmektedir her iki sistem için de bu durumun artan kütle debisi ile oluşan ekstra soğutma yükü karşısında güç tüketiminin daha yüksek artışlar göstermesinden kaynaklanmaktadır.

### 5.7 Karşılaştırmalı Değerlendirmeler

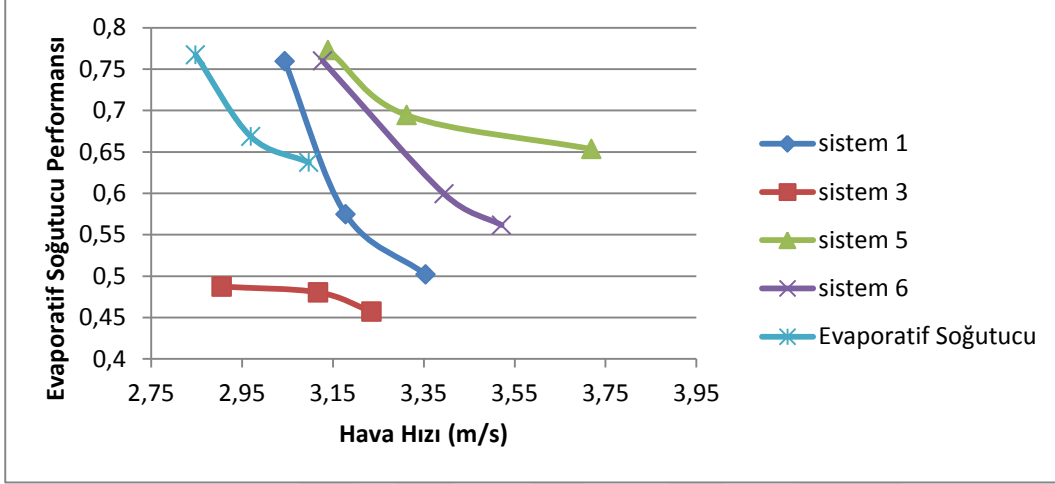
Bu kısımda oluşturulan kurgulara göre meydana getirilen sistemlerin farklı hızlar karşısında değişen performans, güç tüketimi v.b. değerleri karşılaştırmalı olarak incelenmiştir. Şekil 5.13'de farklı hava hızları karşısında değişen COP değerleri her bir sistem için verilmiş ve soğutma makinası için elde edilen değerler ile karşılaştırılarak değerlendirilmiştir.



Şekil 5.19. Sistem COP'lerinin hava hızı karşısında değişimleri

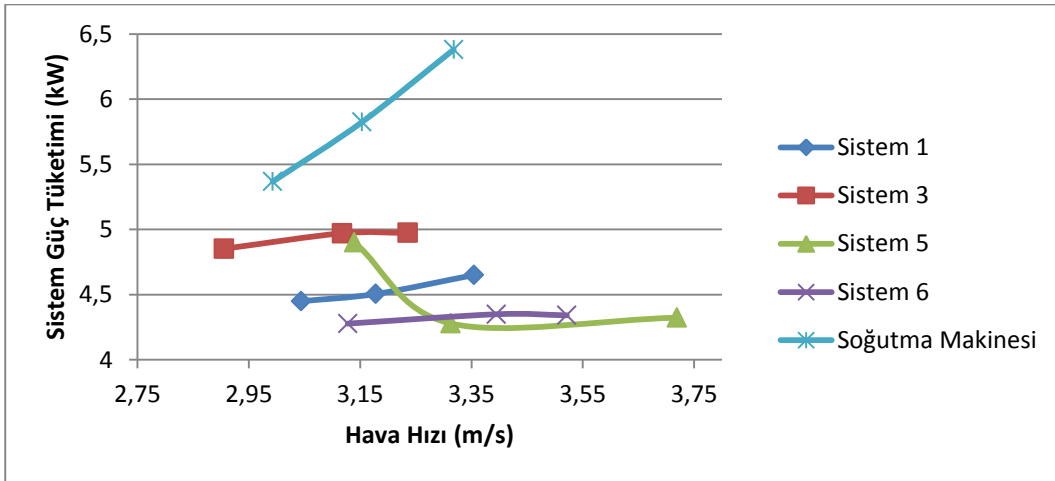
Şekil 5.13'de de görüleceği üzere Sistem 1, Sistem 5 ve Sistem 6 üzerinde gerçekleştirilen testlerden elde edilen sonuçlar bu sistemlerin Soğutma makinasının yalın kullanımına göre daha yüksek COP değerleri sunmaktadır. Sistem 3'te ise bariz bir şekilde performansın düştüğü gözlemlenmektedir. Ayrıca bütün sistem için hava hızının artmasıyla sistem COP'sinin azaldığı gözlemlenmektedir.

Gerçekleştirilen deneylerde geliştirilen her bir sistem için evaporatif soğutucu performansı incelenmiştir. Evaporatif soğutucuların performansını belirleyen ana etkenlerin giriş havası koşulları olduğu bilinirken farklı hava hızları karşısındaki performans değişimleri de gözlemlenmiştir. Şekil 5.14'de her bir sistem için evaporatif soğutucu performansı, evaporatif soğutma sisteminin yalın deneyleri ile karşılaştırılmalı olarak incelenmiştir.



Şekil 5.20. Evaporatif soğutucu performanslarının hava hızı karşısındaki değişimi

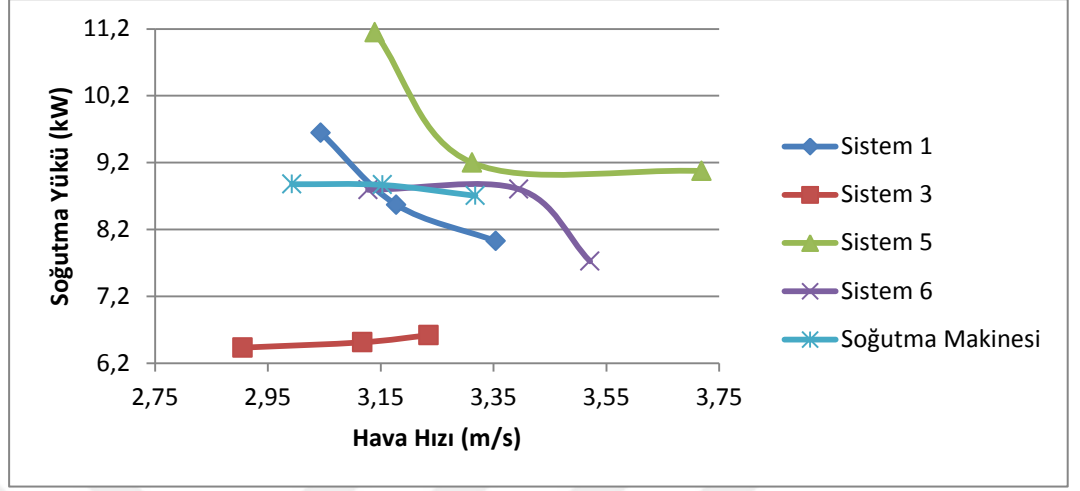
Şekil 5.314'de de görüleceği üzere sistem 3 dışındaki sistemlerin soğutma işlemi başlangıcında yalın evaporatif soğutucu ile hemen emen aynı performans değerinde çalışmaktadırlar. Ayrıca artan hava hızının evaporatif soğutucu performansında düşüşler yaşanmasına sebep olduğu görülmektedir.



Şekil 5.21. Sistem güç tüketimlerinin hava hızı karşısındaki değişimi

Şekil 5.15'de hava hızları karşısında her bir sistemin toplam güç tüketimindeki değişimler verilmektedir. Hava hızının sistem güç tüketimine etkisindeki temel değişken daha yüksek hava hızlarına çıkmak için artan fan gücü

ihtiyacıdır. Grafiklerde soğutma makinasının yalın kullanımında en yüksek güç tüketimini gerçekleştirdiği görülmektedir. Sistem 5 için ortaya çıkan güç tüketimi değişim grafiği diğerlerinden farklı olarak azalan bir eğri sergilemektedir.



Şekil 5.22. Sistem soğutma yüklerinin hava hızı karşısındaki değişimi

Şekil 5.16'da test edilen sistemlerin ve soğutma makinasının yalın testlerinden elde edilen soğutma yükü değerlerinin hava hızı karşısındaki değişimleri gösterilmektedir. Kurgulanan sistemlerin güç tüketim değerlerinin yakın sonuçlar sergilediği göz önünde bulundurulduğunda sistemden elde edilen soğutma yükünün sistem performansını belirleyen en önemli parametre olduğu görülmektedir.

Çizelge 5.7.'de her bir sistem çıkışında ölçülen hava şartları detaylı olarak gösterilmektedir.

Çizelge 5.7 Her bir sistem için farklı hava debilerinde elde edilen çıkış havası değerlerinin konfor şartları ile karşılaştırılması

	Kütle Debisi (kg/s)	Sıcaklık (°C)	Bağıl Nem (%)
Konfor Şartları	-	25	50
Sistem.1	0,51	8,3	89
	0,53	10,3	87
	0,56	10,73	89
Sistem.3	0,47	14,88	80
	0,51	15,88	82
	0,52	16,01	84
Sistem.5	0,52	10,01	85
	0,54	13,45	91
	0,61	15,38	82
Sistem.6	0,51	12,35	89
	0,54	14,81	84
	0,56	15,41	77

## 6. SONUÇ VE DEĞERLENDİRMELER

Bu çalışmada evaporatif soğutma sistemlerinin düşük maliyetlerle yüksek soğutma kapasitelerinde işlem yapma kabiliyetlerinden faydalanılarak geliştirilen evaporatif-soğutma serpantinli bütünleşik bir evaporatif soğutma sistemi ile soğutma makinaları üzerinde performans artışı sağlanması hedeflenmiştir. Öncelikle yürütülen teorik çalışmalar ve gerçekleştirilen deneysel çalışmalardan elde edilen veriler doğrultusunda bir evaporatif soğutma sisteminin tasarım ve imalatı gerçekleştirilmiş ve imal edilen bu evaporatif soğutma sistemi bir soğutma makinası buharlaştırıcısı ile farklı kurgularda birleştirilerek deneysel çalışmalar yürütülmüştür. Yapılan deneylerde, meydana getirilen bütünleşik soğutucu üzerinde, sistem bileşenlerinin yerlerinin değiştirilmesi ile meydana gelen performans değişimleri araştırılmıştır. Gerçekleştirilen altı farklı kurgu ile ortaya çıkan soğutma sistemleri, üzerinde çalışılan soğutma makinasının yalın kullanımı ile elde edilen sonuçlarla karşılaştırılarak değerlendirilmeler gerçekleştirilmiştir. Deneyler her bir sistem için fan gücü kontrolöründeki 1-100 skalası üzerinde seçilen 1-50-100 değerleri için elde edilen fan hızlarında gerçekleştirilmiştir.

Tasarlanan ilk kurguya göre ortaya çıkartılan ve fan-buharlaşma peteği-soğutma serpantini dizilimi ile oluşturulan Sistem.1'den elde edilen sonuçlar soğutma makinası sonuçları ile kıyaslandığında evaporatif soğutucu entegrasyonu ile sistem COP'sinde %1,6 ila %11,48 arasında artış gerçekleştiği gözlemlenmiştir. Deneysel çalışmalardan elde edilen sonuçlar neticesinde bu sistem üzerinde en düşük fan hızı için en iyi performans artışının elde edildiği görülmektedir.

Üçüncü kurguya göre inşa edilen ve soğutma serpantini-fan-buharlaşma peteği dizilimi ile oluşturulan Sistem.3 için elde edilen sonuçlar doğrultusunda buharlaşma peteğinin serpantinden sonra geldiği durumda sistem performansının olumsuz etkilendiği gözlemlenmiştir. Buharlaşma peteğinin serpantinden sonra geldiği üç kurgu içersinde görece en iyi sonuçlar Sistem.3 üzerinde gerçekleştirilen deneylerden elde edilmiştir. Sırasıyla, soğutma serpantini-buharlaşma peteği-fan ve fan-soğutma serpantini-buharlaşma peteği dizilimlerinin uygulandığı Sistem.2 ve Sistem.4 üzerinde gerçekleştirilen deneylerde serpantin hemen çıkışına buharlaşma peteği yerleştirildiğinde petek üzerinde buharlaşma oluşmadığı gözlemlenmiştir. Peteğe sağlanan buharlaşma suyu sıcaklığının petek girişindeki hava sıcaklığından daha yüksek olması bu durumun sebebi olarak görülmektedir. Buharlaşma suyunun sıcaklığının düşürülmesi ile sistem performansı artırılarak petek üzerinde buharlaşma oluşumu sağlanabilir. Ancak yine de peteğin serpantin önüne yerleştirildiği uygulamalardaki verim değerlerine ulaşamayacağı öngörülmekte ve soğutma serpantin ön soğutma birimi olarak kullanıldığı uygulamalar tavsiye edilmemektedir.

Sistem.5 olarak adlandırılan ve buharlaşma peteği-soğutma serpantini-fan dizilimi ile oluşturulan kurgu ile meydana getirilen soğutma sisteminden elde

edilen sonuçlar, bütünleşik sistem üzerinde en yüksek performans artışlarının bu sistem ile elde edildiğini ortaya koymaktadır. Oluşturulan bu sistemin düşük fan gücü değerlerinde yüksek güç tüketimi değerleri ortaya koyarken fan hızının yükselmesi ile özellikle soğutma makinası biriminde güç tüketimlerinin azaldığı gözlemlenmiştir. Sistem içersinde fanın en sona yerleştirilip emme modunda çalışması ile hava debisinin arttığı bu durumun sonucu olarak da soğutma yükünde önemli artışlar meydana gelmesi ile sistem COP'sinin %21'e kadar arttığı gözlemlenmiştir. Hava hızında meydana gelen artış sistem üzerinde ölçülen basınç düşümü değerleri ile de doğrulanmıştır. Sistem içersinde hava tarafında her bir birim için ölçülen en yüksek basınç düşümü değerleri Sistem.5 üzerinde elde edilmiştir.

Buharlaştırma Peteği-Fan-Soğutma Serpantini dizilimi ile oluşturulan Sistem.6'dan elde edilen sonuçlar bu dizim ile oluşturulan bütünleşik sistem ile performans artışlarının sağlandığını ortaya koyar niteliktedir. Soğutma Makinasının yalın ölçümlerine oranla sistem performansında %5,7 ila %11,4 arasında artış sağlandığı deneysel verilerle gözlemlenmiştir.

Bütün sistemler incelendiğinde, soğutulacak mahale verilecek havanın bağıl nem değerlerinin konfor şartları ile kıyaslandığında çok yüksek olduğu görülmektedir. Ancak bu sistemlerin yüksek hacimli mahallerin soğutulmasında kullanılması halinde, ortamdaki mevcut kuru hava ile bir gaz karışımı oluşturacağı düşünüldüğünde mahal içindeki havanın nem yönünden konfor şartları içerisinde kalacağı öngörülmektedir.

Sonuç olarak;

- Evaporatif soğutma sistemlerinin geleneksel sistemlerle birleştirilmesi ile oluşturulan soğutucularda önemli performans artışları sunan etkileyici veriler elde edildiği gözlemlenmiştir.

- Oluşturulan bütünleşik sistemlerde evaporatif soğutucunun ön soğutma birimi olarak kullanılması ile sistem verimliliğinin kayda değer oranlarda arttığı tespit edilmiştir.

- Evaporatif soğutucuların soğutma serpantininden sonra yerleştirildiği bütün sistemlerde sistem performansı olumsuz etkilendiğinden bu uygulamalar tavsiye edilmemektedir.

- Test edilen sistemlerin çoğunluğunda hava hızının artışı ile sistem performansının azaldığı gözlemlenmiş bu durumun yüksek hava hızlarında ısı transfer işleminin düşmesinden ve buharlaştırma hızının azaldığından kaynaklandığı ön görülmüştür.

- Her bir sistem için sistem bileşenleri arasındaki soğutma yükü ve sıcaklık düşümü dağılımları incelendiğinde, toplam soğutma içersinde evaporatif soğutucu payının artmasıyla sistem performansının yükseldiği kaydedilmiştir.

- Çalışmalardan çıkarılabilecek bir diğer sonuç ise eksenel fanların basma yerine emme durumunda çalışması ile fan performansının arttığı gözlemlenmiş ve budurumun sistem performansını olumlu etkilediği kaydedilmiştir.

- Evaporatif soğutucuların düşük işletme maliyetleri ile sağladıkları ekstra soğutma yükü göz önünde bulundurulduğunda bu sistemlerin iklim şartlarına göre yalın halleriyle veya diğer sistemlere entegrasyonu biçiminde kullanılmalarının önemli miktarda kazanç sağlayacağı görülmektedir.



## KAYNAKLAR DİZİNİ

- Abbouda, S.K. and Almuhanha, E.A.**, 2012, Improvement of evaporative cooling system efficiency in green houses, International journal of latest trends in agriculture and food sciences, 2:83-89(pp)
- Al-Juwayhel, F., El-Dessouky, H., Ettouney, H. and Al-Qattan, M.**, 2004, Experimental evolution of one, two, and three stage evaporative cooling systems, 25(6):72-86(pp)
- Antonellis, S. D., Joppolo, C. M., Liberati, P. and Milani, S.**, 2016, Experimental analysis of a cross flow indirect evaporative cooling system, Energy and Buildings, 121:130-138(pp)
- Arpagaus, C., Bless, F., Schiffmann, J. and Bertsch, S.S.**, 2016, Multi-temperature heat pumps: A literature review, International journal of refrigeration, 69: 437-465(pp)
- Büyüktür, A. R.**, 1985, Termodinamik Cilt 2, Uludağ üniversitesi basımevi, 445s
- Camargo, J. R., Ebinuma, C. D. and Silveira, J. L.**, 2003, Thermoeconomic analysis of an evaporative desiccant air conditioning system, Applied thermal engineering, 23:1537-1549(pp)
- Camargo, J.R., Ebinuma, C.D. and Silveira, J.L.**, 2005, Experimental performance of a direct evaporative cooler operating during summer in a Brazilian city, International journal of refrigeration, 28:1124-1131(pp)
- Chakraborty, S., Rosen, M. A. and MacDonald, B. D.**, 2017, Analysis and feasibility of an evaporative cooling system with diffusion-based sessile droplet evaporation for cooling microprocessors, Applied Thermal Engineering, 125:104-110(pp)
- Cui, X., Chua, K.J. and Yang, W.M.**, 2014, Use of indirect evaporative cooling as pre-cooling unit in humid tropical climate: an energy saving technique, Energy Procedia, 61:176-179(pp)
- Cüce, P.M. and Riffat S.**, 2015, A State of The Art Review of Evaporative Cooling Systems for Building Applications, Renewable and Sustainable Energy Reviews, 54:1240-1249(pp)
- Elgendy, E., Mostafa, A. and Fatouh, M.**, 2014, Performance enhancement of a desiccant evaporative cooling system using direct/indirect evaporative cooler, doi: 10.1016/j.ijrefrig.2014.12.00

### KAYNAKLAR DİZİNİ (devam)

- Genceli, O.F.**, Buharlaşmalı Serinletme Özellikleri ve Uygulamaları, TESKON, 1993.
- Heidarinejad, G., Farahani, M.F. and Delfani, S.**, 2010, Investigation of a hybrid system of nocturnal radiative cooling and direct evaporative cooling, Building and environment, 45: 1521-1528(pp)
- Huan, Z., Shijun, Y. and Hongxing, Y.**, 2000, Enhanced performance of air cooled chillers using evaporative cooling, Building services engineers research and technology, 21(4):212-217(pp)
- İdiz, A., Koçak, Y.C., Özdemir, F., Akdemir, Ö., Güngör, A.**, 2017, İklimlendirme Sistemlerinde Evaporatif Soğutma Uygulamaları, 13. Ulusal tesisat kongresi ve sergisi, İzmir
- İleri, A.M.Ü.**, 1998, Türkiye Şehirleri için Tipik İklim Verileri, 4. Ulusal Tesisat Kongresi ve Sergisi, İzmir.
- Khandelwal, A., Talukdar, P. and Sanjeev, J.**, 2011, Energysavings in a building using regenerative evaporative cooling, Energy and buildings, 43:581-591(pp)
- Kocatürk, Ü.**, 2007, Çukurova Koşullarında Pedli Evaporatif Serinletme Sistemlerinin Farklı Hava Hızlarında Serinletme Etkinliği ve Buharlaştırılan Su Miktarı Değerlerinin Değişimi, Yüksek Lisans Tezi, Ç.Ü. Ziraat Fakültesi, Tarım Makinaları Bölümü, ADANA.
- Kim, M.H. and Jeong, J.W.**, 2013, Cooling performance of a 100% outdoor air system integrated with indirect and direct evaporative coolers, Energy, 52:245-257(pp)
- Phillips, R.**, 2009, Using direct evaporative + chilled water, Ashrae journal, July 2009:16-19(pp)
- Sawant, A.P., Agrawal, N. and Nanda, P.**, 2012 performance assessment of an evaporative cooling-assisted window air conditioner, 7: 128-136(pp)
- Tashtoush, B., Tahat, M., Al-Hayajneh, A., Mazur, V.A. and Probert, D.**, 2001, Thermodynamic behaviour of an air-conditioning system employing combined evaporative-water and air coolers, Applied energy, 70:305-319(pp)
- Tipsaenporm, W., Lertsatithanakorn, C., Bubphachot, B., Rungsiyopas, M.**

**KAYNAKLAR DİZİNİ (devam)**

**and Soponronnarit, S.**, 2012, Improvement of cooling performance of a compactthermoelectricairconditionerusing a directevaporative cooling system, doi: 10.1007/s11664-012-1909-9

**Qiu, G.Q. andRiffat, S.B.**,2006, Noveldesignandmodelling of an evaporative cooling systemforbuildings, International journal of energyresearch, 30:985-999(pp)



## ÖZGEÇMİŞ

1989 Adana doğumludur. 2013 yılında Niğde Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makina Mühendisliği bölümünden Makina Mühendisi ünvanını almış ve aynı yıl Şırnak Üniversitesi'nde Araştırma Görevlisi olarak göreve başlamıştır. 2014 Yılında Hacettepe Üniversitesi'ne ve ardından Ege Üniversitesi'ne görevlendirilmiştir. Halen Araştırma Görevlisi görevine devam etmektedir.

