



T.C.  
OSMANIYE KORKUT ATA ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Mehmet APAYDIN

ISLAK-KURU SOĞUTUCU TASARIMI VE  
PERFORMANS ANALİZİNİN  
YAPILMASI

MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

OSMANIYE – 2017

**T.C.  
OSMANİYE KORKUT ATA ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ  
YÜKSEK LİSANS TEZİ**

**ISLAK-KURU SOĞUTUCU TASARIMI VE  
PERFORMANS ANALİZİNİN YAPILMASI**



**Mehmet APAYDIN**

**MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ  
ANABİLİM DALI**

**OSMANİYE  
EYLÜL-2017**

## TEZ ONAYI

### ISLAK-KURU SOĞUTUCU TASARIMI VE PERFORMANS ANALİZİNİN YAPILMASI

Mehmet APAYDIN tarafından Doç. Dr. Önder KAŞKA danışmanlığında Osmaniye Korkut Ata Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı'nda hazırlanan bu çalışma aşağıda imzaları bulunan jüri üyeleri tarafından oy birliği/çokluğu ile **Yüksek Lisans Tezi** olarak kabul edilmiştir.

**Danışman:** Doç. Dr. Önder KAŞKA .....  
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, OKÜ

**Üye:** Yrd. Doç. Dr. Adem ATMACA .....  
Enerji Sistemleri Mühendisliği Anabilim Dalı,  
Gaziantep Üniversitesi

**Üye:** Yrd. Doç. Dr. Nehir TOKGÖZ .....  
Enerji Sistemleri Mühendisliği Anabilim Dalı, OKÜ

Yukarıdaki jüri kararı Osmaniye Korkut Ata Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulu'nun ...../...../..... tarih ve ..... /..... sayılı kararı ile onaylanmıştır.

Doç. Dr. Coşkun ÖZALP .....  
Enstitü Müdürü, **Fen Bilimleri Enstitüsü**

*Bu tezde kullanılan özgün bilgiler, şekil, çizelge ve fotoğraflardan kaynak göstermeden alıntı yapmak 5846 sayılı Fikir ve Sanat Eserleri Kanunu hükümlerine tabidir.*

## TEZ BİLDİRİMİ

Tez içindeki bütün bilgilerin etik davranış ve akademik kurallar çerçevesinde elde edilerek sunulduğunu, bu çalışma sonucunda elde edilmeyen her türlü bilgi ve ifade için ilgili kaynağa eksiksiz atıf yapıldığını ve bu tezin Osmaniye Korkut Ata Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü tez yazım kurallarına uygun olarak hazırlandığını bildiririm.

Mehmet APAYDIN



## ÖZET

### ISLAK-KURU SOĞUTUCU TASARIMI VE PERFORMANS ANALİZİNİN YAPILMASI

Mehmet APAYDIN  
Yüksek Lisans, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı  
Danışman: Doç. Dr. Önder KAŞKA

Eylül 2017, 64 sayfa

Bu çalışmada, ıslak kuru soğutucu tasarımı ve performans analizi yapılmıştır. Giriş havası tasarım sıcaklığı, proses suyu giriş ve çıkış sıcaklığı ve debisine göre ısı değiştiricisi tasarımı yapılarak ısı değiştirici yüzey alanı hesaplanmıştır. Hava giriş sıcaklığının istenilenden yüksek olduğu durumlarda ön soğutma yapacak sisleme ile nemlendirme sisteminin seçimi yapılmıştır. Batman ilinde çalışacak soğutucunun, Batman iklim verilerine göre performans analizi incelenmiştir. Sonuç olarak, tüm zamanlarda, istenilen proses suyu çıkış sıcaklığı elde edilmiştir. Soğutucunun çalışma durumu; yıllık saat bazında %78 kuru soğutucu olarak, %22 ıslak kuru soğutucu olarak çalışmaktadır. Sisleme sisteminin en çok çalıştığı temmuz ayında, buharlaşması gereken su miktarı yaklaşık 7 l/dak. ve elektrik tüketimi 5237 kWh olarak hesaplanmıştır.

**Anahtar Kelimeler:** Islak Kuru Soğutucu, Adyabatik Nemlendirme, Sisleme

## ABSTRACT

### DESIGN AND PERFORMANCE ANALYSIS OF WET-DRY COOLER

Mehmet APAYDIN  
M.Sc., Department of Mechanical Engineering  
Supervisor: Assoc. Prof. Dr. Önder KAŞKA

September 2017, 64 pages

In this study, design of wet-dry cooler and performance analysis is presented. The heat exchanger surface area is calculated by designing heat exchanger according to design temperature of air at the inlet, the inlet and outlet temperature of process water, and flow rate. When the air inlet temperature is higher than desired, fogging with precooling and humidifying system is selected. The performance analysis of the cooler to be used in Batman province according to Batman climate data is evaluated. Consequently, the desired process water outlet temperature is obtained at alltimes. Operating status of cooler, as a 78% dry cooler and as a 22% wet dry cooler on an annual hour has operated. In July, when the fogging system Works the most, the amount of water to evaporate is calculated about 7 l/min and total electric consumption is 5237 kWh.

**Key Words:** Wet Dry Cooler, Adiabatic Humidification, Fogging.



Çok kıymetli aileme...

## TEŞEKKÜR

Yüksek Lisans tez konumun belirlenerek tez çalışmamın yürütölmesini üstlenen, çalışmalarım süresince değerli bilgi ve tecrübeleriyle katkılarını esirgemeyen danışman hocam Sayın Doç.Dr. Önder KAŞKA'ya teşekkürlerimi sunarım.

Ayrıca destek ve katkılarından dolayı AK-MAKS Genel Müdürü Mehmet Akif KOCAOĞLAN ve çalışma arkadaşlarıma teşekkür ederim.





# İÇİNDEKİLER

TEZ ONAYI	
TEZ BİLDİRİMİ	
ÖZET.....	i
ABSTRACT.....	ii
İTHAF SAYFASI.....	iii
TEŞEKKÜR.....	iv
İÇİNDEKİLER.....	v
ÇİZELGELER DİZİNİ.....	vii
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	viii
SİMGELER VE KISALTMALAR.....	x
1. GİRİŞ.....	1
1.1. Adyabatik Soğutma Sistemleri.....	2
1.1.1 Hava Yıkayıcılar.....	4
1.1.2 Santrifüj Nemlendiriciler.....	6
1.1.3 Basınçlı Suyla Atomizasyon Yapan Nemlendiriciler.....	8
1.1.4 Basınçlı Havayla Atomizasyon Yapan Nemlendiriciler.....	12
1.1.5 Ses Üstü Nemlendiriciler.....	13
1.2 Sprey Karakteristikleri.....	15
1.2.1 Düz Sprey.....	15
1.2.2 İçi Dolu Konik Sprey.....	16
1.2.3 İçi Boş Konik Sprey.....	17
1.3 Kuru Soğutucular.....	18
1.4 Islak-Kuru Soğutucular.....	21
1.4.1 Doğrudan Su Spreyleme Sistemli Islak-Kuru Soğutucular.....	21
1.4.2 Sisleme Sistemli Islak Kuru Soğutucular.....	22
1.4.3 Ağ Üzeri Su Püskürtme Sistemli Islak-Kuru Soğutucular.....	23
1.4.4 Evaporatif Ön Soğutuculu Islak-Kuru Soğutucular.....	24
2. ÖNCEKİ ÇALIŞMALAR.....	26
3. MALZEME VE YÖNTEM.....	29
3.1 Meteorolojik Veriler.....	29
3.2 Tasarım Şartları.....	31
3.3 Isı Değiştiricisi Tasarımı.....	35
3.4.1 Isı Değiştiricisinde Enerji Dengesi.....	35

3.4.2	Toplam Isı Transferi.....	35
3.4.3	Su ve Havanın Isıl Kapasitesi.....	36
3.4.4	Etkinlik ve NTU Değerinin Bulunması.....	37
3.4.5	Toplam Isı Transfer Katsayısı.....	37
3.4.6	Boru Dışındaki Isı Transfer Katsayısının Hesaplanması.....	38
3.4.7	Boru İçindeki Isı Transfer Katsayısının Hesaplanması.....	39
3.4.8	Yüzey Veriminin Bulunması.....	40
3.4.9	İç Alanın Dış Alana Oranı.....	40
3.4.10	Isı Değiştiricisi Toplam Yüzey Alanının Bulunması.....	41
3.4.11	Kanatlı Alanın Yüzey Alanı.....	42
3.4.12	Kanat Sayısının Bulunması.....	42
3.4.13	Kanatlar Arası Mesafenin Bulunması.....	42
3.4.14	Hava Tarafı Basınç Kaybı.....	43
3.4.15	Su Tarafı Basınç Kaybı.....	44
3.5	Nemlendirme Sistemi.....	45
4.	BULGULAR VE TARTIşMA.....	48
5.	SONUÇLAR VE ÖNERİLER.....	56
	KAYNAKLAR.....	57
	EKLER.....	61
	EK-1.....	61
	EK-2.....	64

## ÇİZELGELER DİZİNİ

Çizelge 1.1. Adyabatik nemlendiricilerin karşılaştırılması.....	15
Çizelge 1.2. Düz sprej özellikleri.....	16
Çizelge 1.3. İçi dolu konik sprej özellikleri.....	17
Çizelge 1.4. İçi boş konik sprej özellikleri.....	18
Çizelge A.1. Isı değiştiricisi tasarım değerleri .....	61



## ŞEKİLLER DİZİNİ

Şekil 1.1. Adyabatik soğutma sisteminin psikrometrik diyagramda gösterimi .....	3
Şekil 1.2. Hava yıkayıcı şematik yapısı. ....	5
Şekil 1.3. Hava yıkayıcıların endüstriyel tesislerde kullanımı.....	6
Şekil 1.4. Santrifüj nemlendirici iç kesiti.....	7
Şekil 1.5. Santrifüj nemlendirici. ....	7
Şekil 1.6. Pompa ünitesi ve kontrol sisteminin şematik gösterimi. ....	8
Şekil 1.7. Nozul demeti.....	9
Şekil 1.8. Yüksek basınçlı su ile çalışan nozullar .....	9
Şekil 1.9. Yüksek basınçlı atomizasyon nemlendiricilerin kullanım alanları .....	11
Şekil 1.10. Basınçlı havayla çalışan sisleme nozulları.....	13
Şekil 1.11. Ses üstü nemlendirici .....	14
Şekil 1.12. Düz Sprey ve Nozul Tipi .....	16
Şekil 1.13. İçi Dolu Konik Sprey ve Nozul Tipi.....	17
Şekil 1.14. İçi boş konik sprey ve nozulu .....	17
Şekil 1.15. Kanatçıklı-borulu ısı değıştiricisi.....	18
Şekil 1.16. Kuru soğutucu.....	19
Şekil 1.17. Soğutma grubu ile kuru soğutucunun entegre kullanımı .....	20
Şekil 1.18. Doğrudan su spreyleme sistemli ıslak-kuru soğutucular .....	22
Şekil 1.19. Sisleme sistemli ıslak-kuru soğutucu.....	23
Şekil 1.20. Ağ üzeri su püskürtmeli ıslak kuru soğutucu.....	24
Şekil 1.21. Evaporatif ön soğutuculu kuru soğutucu .....	25
Şekil 3.1. Nisan ayına ait ortalama sıcaklıklar ve ortalama bağıl nem değerleri .....	29
Şekil 3.2. Mayıs ayına ait ortalama sıcaklıklar ve ortalama bağıl nem değerleri .....	30
Şekil 3.3. Haziran ayına ait ortalama sıcaklıklar ve ortalama bağıl nem değerleri....	30
Şekil 3.4. Temmuz ayına ait ortalama sıcaklıklar ve ortalama bağıl nem değerleri ..	30
Şekil 3.5. Ağustos ayına ait ortalama sıcaklıklar ve ortalama bağıl nem değerleri ...	31
Şekil 3.6. Eylül ayına ait ortalama sıcaklıklar ve ortalama bağıl nem değerleri.....	31
Şekil 3.7. Psikrometrik diyagramda adyabatik nemlendirme işlemi.....	32
Şekil 3.8. Islak kuru soğutucuda kullanılan ana ve yardımcı elemanları.....	33
Şekil 3.9. Islak kuru soğutucu şematik gösterimi .....	34
Şekil 3.10. Üretimi yapılmış ıslak kuru soğutucu .....	34

Şekil 3.11. Isı değiştiricisi imalat kalıp ölçüleri.....	41
Şekil 3.12. Hava tarafı sürtünme katsayısı grafiği .....	43
Şekil 3.13. Sisleme Sistemi ve Bağlantı Şeması .....	45
Şekil 3.14. Carel pco5 mikro işlemci .....	46
Şekil 3.15. Nozul Sıraları.....	46
Şekil 3.16. Nemlendirici Performans Kademesi .....	47
Şekil 4.1. Değişen giriş havası sıcaklığına göre su çıkış sıcaklığı dağılımı.....	48
Şekil 4.2. Değişen hava debisinin su çıkış sıcaklığına etkisi. ....	48
Şekil 4.3. 25 °C için sistem durumu.....	50
Şekil 4.4. 21 °C için sistem durumu.....	50
Şekil 4.5. 22 °C için sistem durumu.....	50
Şekil 4.6. 23 °C için sistem durumu.....	51
Şekil 4.7. 24 °C için sistem durumu.....	52
Şekil 4.8. 26 °C için sistem durumu.....	52
Şekil 4.9. 27 °C için sistem durumu.....	53
Şekil 4.10. Nemlendiricinin aylara göre su tüketim miktarları.....	54
Şekil 4.11. Elektrik tüketim değerleri. ....	54
Şekil 4.12. Temmuz ayının günlük elektrik tüketimleri ve ortalama sıcaklıklar grafiği.....	55
Şekil B.1. Isı değiştiricisi-1 teknik resmi.....	65
Şekil B.2. Isı değiştiricisi-2 teknik resmi.....	65

## SİMGELER ve KISALTMALAR

A	Isı transfer edilen yüzey alanı	(m <sup>2</sup> )
b	hatve	(mm)
C	Isıl kapasite	(W°C <sup>-1</sup> )
C <sub>p</sub>	Akışkanın özgül ısısı	(Jkg <sup>-1</sup> °C <sup>-1</sup> )
D	Boru çapı	(m)
f	Sürtünme kuvveti	(-)
h	Isı transfer katsayısı	(Wm <sup>-2</sup> °C <sup>-1</sup> )
H	Isı değiştiricisi yüksekliği	(m)
k	Isı iletim katsayısı	(Wm <sup>-1</sup> °C <sup>-1</sup> )
L	Isı değiştiricisi uzunluğu	(m)
m	Akışkan kütle debisi	(kgs <sup>-1</sup> )
N	Boru sayısı	(-)
NTU	Transfer birimi sayısı	(-)
Nu	Nusselt sayısı	(-)
Pr	Prandtl sayısı	(-)
Q	Transfer edilen ısı enerjisi	(W)
Re	Reynolds sayısı	(-)
S	İki boru arası mesafe	(m)
t	Et kalınlığı	(mm)
T	Sıcaklık	(°C)
U	Toplam ısı transfer katsayısı	(Wm <sup>-2</sup> °C <sup>-1</sup> )
V	Hız	(ms <sup>-1</sup> )
W	Isı değiştiricisi genişliği	(m)
x	mutlak nem	(-)
z	kanat sayısı	(m)
ε	Etkinlik	(-)
η	Yüzey verimi	(-)
μ	Dinamik viskozite	(kgm <sup>-1</sup> s <sup>-1</sup> )
α	Kompaktlık sayısı	(m <sup>2</sup> m <sup>-3</sup> )
ρ	Yoğunluk	(kgm <sup>-3</sup> )
ΔP	Basınç kaybı	(Pa)

$\sigma$	Serbest akış alanının ön alana oranı	(-)
$\varepsilon$	Absorbsiyon oranı	(%)

### **Alt İndisler**

$\ç$	çıkış
d	doyma
g	giriş
i	iç
k	kanat
max	maksimum
min	minimum
o	dış
YT	yaş termometre

## 1. GİRİŞ

Türkiye, OECD ülkeleri arasında enerji yoğunluğu yüksek ülkeler arasından yer almaktadır. Ülkemizde, birincil enerjinin yaklaşık olarak %24'ünü, elektrik enerjisinin %47'sini sanayi sektörü kullanmaktadır. Bu veriler neticesinde enerji verimliliği kavramı çok fazla önem kazanmaktadır. Enerji verimliliğinin, sektörlerin enerji maliyetleri ve ihracatları incelendiğinde sürdürülebilirlik açısından üzerinde durulması gerekmektedir.

Dünyada ve ülkemizde, enerjinin verimli kullanılması yönünde yapılan çalışmalar gün geçtikçe artmaktadır. İnsanların ihtiyaçlarının karşılanmasında ve gelişmenin sağlıklı olarak sürdürülmesinde, gerekli olan enerji özellikle sanayi, konut ve ulaştırma gibi sektörlerde kullanılmaktadır. Tüketilen enerji miktarının, kalite ve performansını düşürmeden, en aza indirilerek enerjinin verimli kullanılması büyük önem taşımaktadır. Günümüzde dünya çapında tüketilen toplam enerjinin yaklaşık % 30'u gibi önemli bir miktarı hava şartlandırma uygulamaları için kullanılmaktadır [1].

Hava şartlandırma uygulamalarında tüketilen enerji miktarının yarısının mekanik buhar sıkıştırımlı soğutma sistemlerinde kullanılıyor olması, soğutmada enerji verimliliği sağlayıcı uygulamaların öneminin dikkat çekici bir göstergesi olarak kabul edilebilir. Mevcut soğutma sistemlerinin enerji verimliliğinin artırmak için; daha yüksek performansa sahip sistemlerle değiştirilmeleri, mevcut işletme şartlarının iyileştirilmesi ve alternatif soğutma sistemlerinin kullanılması gibi yöntemler tercih edilebilir [1].

Enerji verimliliğini artırmak için, enerji muhasebesi, kontrol sistemleri, yalıtım, inovasyon ve endüstriyel aşamalar, hammadde özellikleri, ürün çeşitleri ve özellikleri, iklim şartları, çevresel etkiler, kapasite kullanımı gibi alanlarda çalışmalar yapılmaktadır [18].



Bu çalışmada hava şartlandırmaya yönelik buhar sıkıştırırmalı çevrimlerin enerji tüketimini azaltmak için nispeten daha yüksek soğuk su sıcaklığı gereken proseslerde kullanılabilen ıslak kuru soğutucu tasarımı yapılmıştır.

Islak kuru soğutucunun çalışacağı iklim verileri incelenerek hava şartlandırma ile çalışmaya uygun olup olmadığı hesaplanmıştır. Alınan müspet neticenin ardından soğutma kapasitesi hesaplanarak bu kapasiteye göre ısı değiştiricisi tasarımı yapılmıştır. Daha sonra ısı değiştiricisi giriş havası tasarım sıcaklığını yaz aylarında dahi elde edebileceğimiz nemlendirme sistemi seçimi yapıldı.

### **1.1. Adyabatik Soğutma Sistemleri**

Adyabatik soğutma prensibi, havanın içine püskürtülen suyun buharlaştırılması için gerekli olan buharlaşma gizli ısı enerjisi, havanın duyulur ısı enerjisinden alınır. Böylece, havanın kuru termometre sıcaklığı düşürülerek soğutma sağlanır. Bu işlemde havanın yaş termometre sıcaklığı sabit kalmaktadır ve sabit entalpide meydana geldiğinden işlem adyabatiktir. Çünkü sisteme ne dışarıdan ısı verilmekte ne de sistemden dışarıya ısı verilmektedir. Sistem içinde işlem boyunca sadece bir ısı alışverişi vardır. Aynı miktarlarda duyulur ısı azalmakta, aynı miktarda gizli ısı artmaktadır.

Bu soğutma tekniği yıllarca kullanılmıştır. Sıcak ve kuru bir günde avluda yer sulandığında havayı daha soğuk ve kısmi bir serinlik hissetmemiz adyabatik soğutmanın etkisindedir [8].

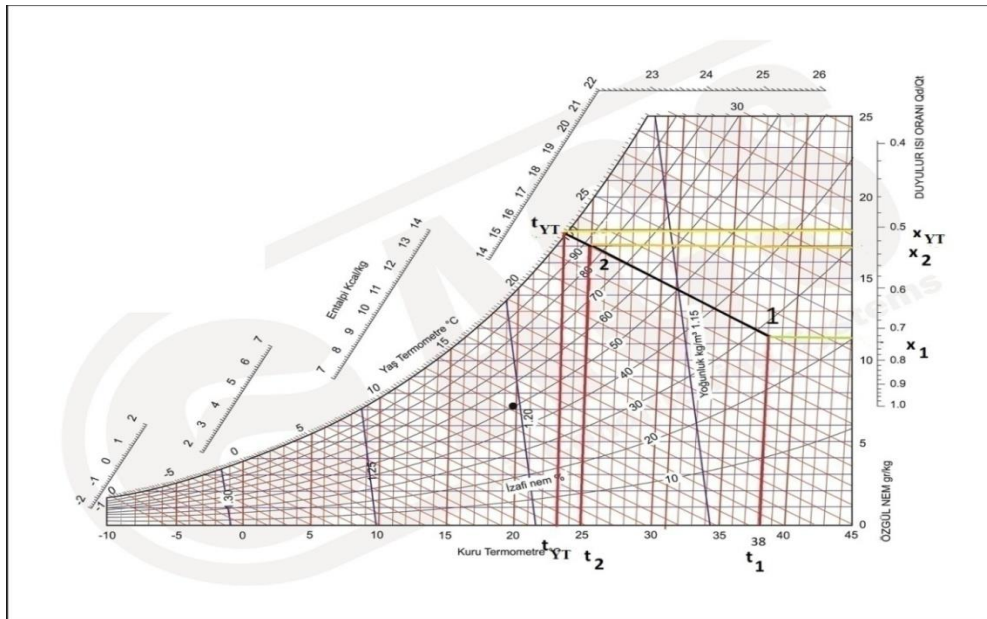
Adyabatik soğutma sistemleri; konfor iklimlendirmesi yanında fabrikalarda, imalathanelerde(plastik, enerji santralleri, fırınlar, depolar, atölyeler vb.), açık mekânlarda ve hayvancılık sektörlerinde iç hava şartlarını ekonomik olarak iyileştirmek, verimi arttırmak amacıyla yoğun olarak kullanılmaktadır.

Adyabatik soğutma sisteminin özellikleri;

- ✓ Sistemin bakımı kolaydır,

- ✓ Büyük hacimli yerlerin ekonomik soğutulması,
- ✓ Hızlı amortisman,
- ✓ Düşük yatırım ve işletme giderleri,
- ✓ Konforlu soğutma ve nemlendirme,
- ✓ Kolay çıkarılıp takılan kasetli petekler sayesinde hızlı bakım imkânı,
- ✓ Soğutma istenen yerde hızlı ve kolay montaj,
- ✓ Direkt hava çıkışlı veya kanal bağlantısı ile homojen hava dağılımı,
- ✓ Hava soğutmalı soğutma gruplarının kondenser havasında ön soğutma yapılarak enerji tasarrufu sağlanması.

Adyabatik soğutmanın psikrometrik diyagram üzerinde gösterimi Şekil 1.1’de verilmiştir. Şekil 1.1’de görüldüğü gibi giriş havasında (1), adyabatik bir soğutma etkisi meydana getirerek giriş havası sıcaklığının yaş termometre sıcaklığına (2) oldukça yaklaşması sağlanır. Adyabatik soğutma yöntemi ile havanın kuru termometre ve yaş termometre sıcaklıkları arasındaki fark ne kadar artırılabilirse sistemden uzaklaştırılabilecek ısı miktarı da o derece artırılabilir ve sistem performansında önemli ölçüde iyileşme meydana getirilebilecektir. Adyabatik soğutma sistemi performansı, ortam bağıl nem değerine bağlı olarak değişmekte olup, bağıl nem değeri %50’nin altında ise mükemmel, %50-%90 arası uygun ve %90’ın üzerinde ise düşük performans sağlar [9].



Şekil 1.1. Adyabatik soğutma sisteminin psikrometrik diyagramda gösterimi

Adyabatik soğutma sistemlerinin doyma verimleri %80-90 arasında değişmektedir. Doyma verimi değeri, nemlendirilen havanın doyma durumuna yakın koşullara ulaşma kapasitesini ölçer  $x_1, x_2, x_{YT}$  sırasıyla giren havanın mutlak nemini, çıkan havanın mutlak nemini ve doyma durumundaki mutlak nemi göstermek üzere doyma verimi aşağıdaki eşitlikle tanımlanır. Nemlendirilen hava %100 bağıl neme yaklaşıırken doyma verimi artacaktır.

$$\eta_d = \frac{x_2 - x_1}{x_{YT} - x_1} \quad (1.1)$$

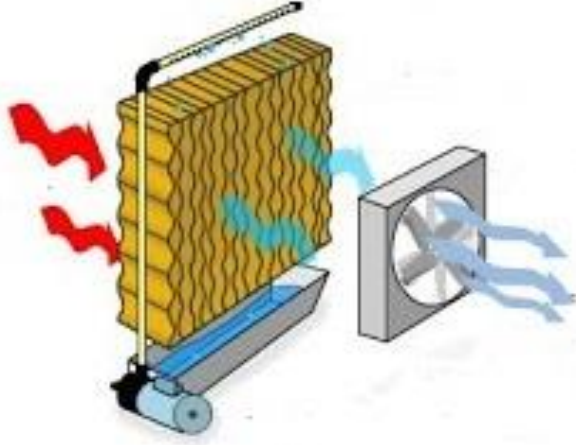
Bir adyabatik soğutma sisteminin soğurma-yutma(absorption) oranı aşağıdaki eşitliğe göre; suyun hava tarafından etkin biçimde soğurulan akış debisi  $G_{ev}$  ile sisteme giren suyun debisi  $G_{in}$  arasındaki orandır. Yani, nemlendiriciye verilen suyun tamamı hava tarafından emildiğinde bu oran %100 olur.[9]

$$\varepsilon = \frac{G_{ev}}{G_{in}} \quad (1.2)$$

Adyabatik soğutma sistemlerini uygulamada 5 sınıfa ayrılabilir. Bunlar; hava yıkayıcılar, santrifüj nemlendiriciler, basınçlı suyla atomizasyon yapan nemlendiriciler, basınçlı havayla atomizasyon yapan nemlendiriciler, ses üstü nemlendiriciler olarak sınıflandırılabilir.

### 1.1.1 Hava Yıkayıcılar

Havanın içerisine püskürtülen su damlalarının doğrudan buharlaştırılması yoluyla çalışır. Şekil 1.2.'de gösterilen bu yıkayıcılar bir dizi püskürtme nozulu, sirküle edilen su için toplanma havuzu, suyun nozullardan geçmesini sağlayan pompa, hava sirkülasyonu için fan ve buharlaşmayan damlaları tutarak tekrar su haznesine gönderen damla tutucudan oluşur.



Şekil 1.2. Hava yıkayıcı şematik yapısı [19]

Cihaza bağlı olarak, püskürtülen su hava akımıyla aynı yönde veya ters yönde uygulanabilir. Pompa, suya genellikle atmosfer basıncından 0,3 ile 5 bar arasında değişen bir basınç uygular. Suyun uygun bir debiyle çıkışını sağlamak için nozul çapları oldukça geniş tutulur.

Nozullardan çıkan sprej daha geniş çaplı parçacıklardan oluştuğundan (100  $\mu\text{m}$ 'den birkaç mm'ye kadar) birim su kütlesi başına damlacık sayısı diğer sistemlere göre oldukça azdır.

Buharlaşma oranı  $\varepsilon$  da diğer sistemlere göre oldukça düşüktür. Sprej olarak verilen su miktarı, buharlaşan su miktarından çok fazladır. İkisi arasındaki oran 1:30 oranında hatta bazı durumlarda 1:100 oranında olup, diğer bir deyişle 1 kg su buharlaştırmak için 100 kg su devridaim edilmelidir. Çok yüksek miktarlarda su geçişi gerekli olduğu için ve açık devre su kullanımının çok maliyetli olması nedeniyle toplama havuzu her zaman olmalıdır.

Hava yıkayıcılar, soğutucu gazlı sistemlere göre; kurulum maliyeti, enerji tüketimi, bakım maliyeti açısından avantajlıdır. Havayı kurutmazlar. Ancak, iki problemden söz edilebilir. Birincisi, sağlık açısından bakteri, küf, yosun üremesi, ikincisi devridaim eden sudaki tuz derişiminin giderek artmasıdır. İkinci problem, tuz

içeriğine bağlı olarak artan su iletkenliğinin ölçümü ile kontrol edilen haznenin periyodik olarak boşaltılması yoluyla kolayca kontrol edilirken, ilk problem çok daha kritiktir. Hava yıkayıcının içindeki sıcaklık koşulları, su havuzunu bakterilerin ve özellikle Legionella bakterisinin üremesi için ideal bir ortam haline getirir. Bu tür bakterilerin üremesi, hava akımı yoluyla kirlenmiş olan damlacıkları mahallere taşınması tehlikesini içerir [9].

Kullanım olarak daha çok endüstriyel tesislerde; tekstil, halı, cam fabrikalarında, fırınlarda, depolarda, atölyelerde kullanılır.

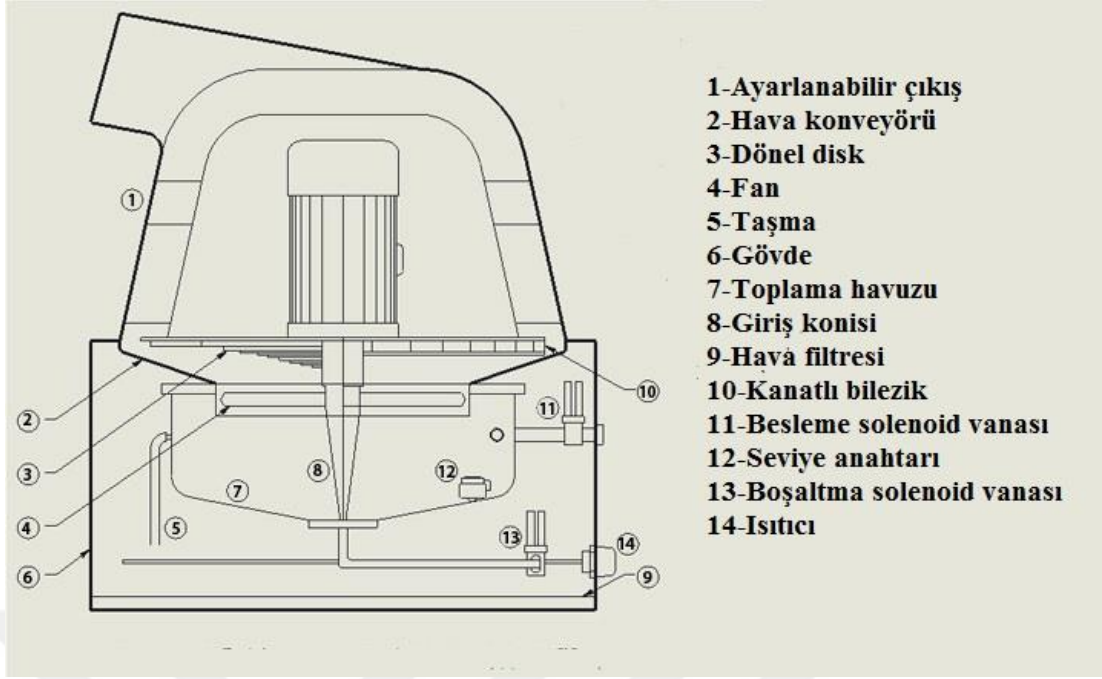


Şekil 1.3. Hava yıkayıcıların endüstriyel tesislerde kullanımı [20]

### 1.1.2 Santrifüj Nemlendiriciler

Bu sistemlerde küçük çaplı sprey oluşumu, yüksek hızlı bir döner disk kullanılarak suyun hızlandırılması yöntemiyle elde edilir. Su, diskin merkezine beslenir ve buradan merkezciil etkiyle yüksek hızda, dişler veya kanatlardan oluşmuş olan kenarlara doğru itilir. Suyun bu parçalara çarpması ile bazıları çok ince olan ve büyüklükleri geniş bir aralıkta değişen buharlaşma oluşur.

Santrifüj nemlendiriciler, kanatlarla birlikte dönen giriş konisi tarafından oluşturulan merkezciil etki nedeniyle bir havuzdan çekilir ve çevredeki kanallara doğru atılır. Oluşan buharlaşma, emme konisine bağlı bulunan kanatların oluşturduğu fan etkisiyle üretilen havaya yüklenir ve ortama dağıtılır [9].



Şekil 1.4. Santrifüj nemlendirici iç kesiti [21]

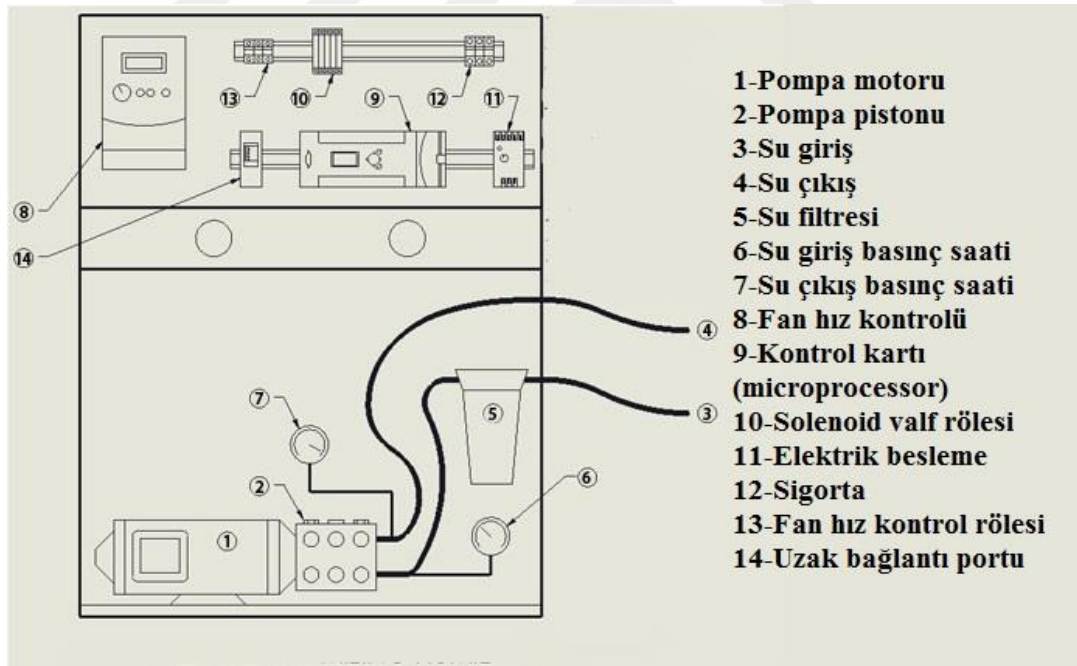
Santrifüj nemlendiriciler; ofis, soğuk hava depoları ve seralarda kullanılırlar. Kapasiteleri 4,5 l/h'e kadar çıkmaktadır.



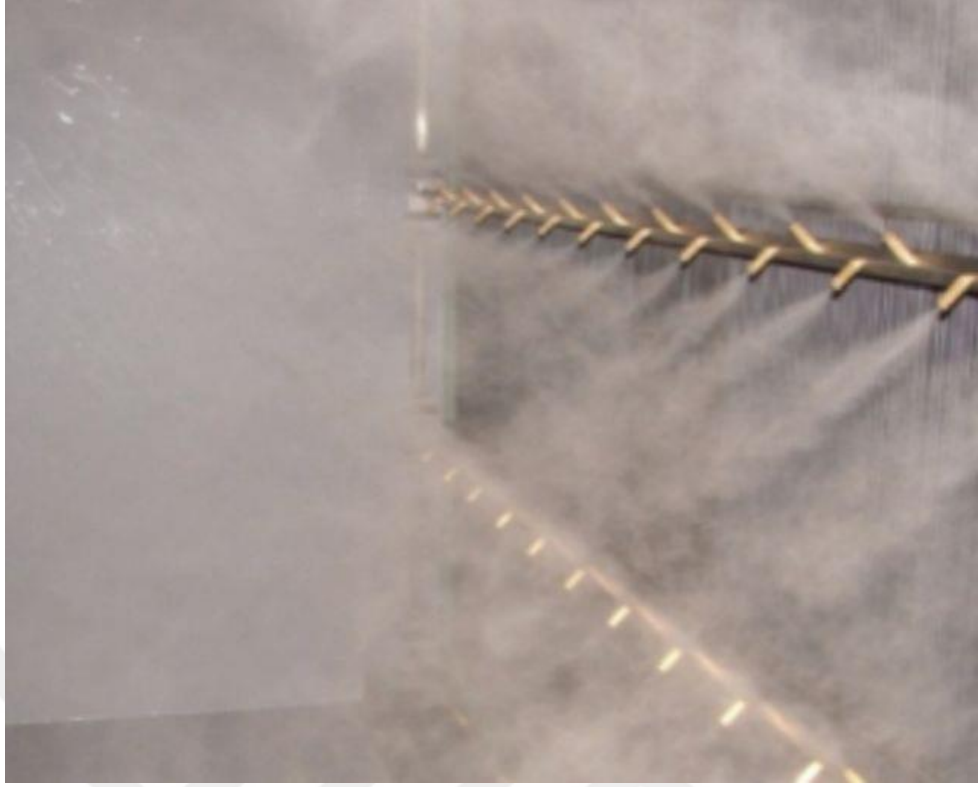
Şekil 1.5.Santrifüj nemlendirici [22]

### 1.1.3 Basınçlı Suyla Atomizasyon Yapan Nemlendiriciler

Bu nemlendiriciler, hassas küçük çaplarda sprey üreten nozullara sahiptir ve yüksek basınçta (20 ile 140 bar) suya potansiyel enerji aktaran özel pistonlu pompa kullanılır. Besleme suyu, nozul demetleri ve orifislerinde kireçlenme oluşmaması için filtrelerden geçirilir ardından pompada basınçlandırılarak istenen çalışma basıncı elde edilir. Yüksek basınçtaki su, nozul demetlerini takip ederek nozullara ulaşır. Nozullarda girdap akımı oluşturularak veya alternatif olarak özel şekilli çarpışma iğnesi ile su jeti 4-20 µm çaplı küçük damlacıklar şeklinde pulverize hale gelir. Bu yöntemle %90'a kadar soğurma oranı ve %80'e ulaşan bir doyma verimi elde edilir. Su damlacıkları çok küçük olduğundan sıcak havada hemen buharlaşarak ortam ısısını alır. Bu sayede adyabatik nemlendirme gerçekleşir. Bu çaptaki damlacıklar o kadar küçüktür ki çökmeyip havada askıda durduğu gibi, ortamın nemine bağlı olarak kısa sürede buharlaşır.



Şekil 1.6.Pompa ünitesi ve kontrol sisteminin şematik gösterimi [21]



Şekil 1.7. Nozul demeti [23]



Şekil 1.8. Yüksek basınçlı su ile çalışan nozullar [23]

Bu nemlendiriciler, suyun bir toplama havuzunda biriktirilmesine veya tekrar devridaim edilmesine gerek bırakılmadan yüksek hijyen sağlayabilen bir nemlendirme sistemidir.



Her bir nozulun anma basınçtaki debisi, 2,5 ile 15 l/h arasındadır. Bu nemlendiricilerin fiziksel çalışma ilkesi hava yıkayıcılarla aynı olsa da, yüksek çalışma basıncı, hem bileşenler hem de performans olarak farklıdır [9].

Yüksek basınçlı nemlendiriciler; endüstriyel soğutma sistemlerinde, ortama doğrudan dağıtım yapılan endüstriyel uygulamalarda örneğin, tekstil ve kağıt endüstrisinde, toz ve koku bastırma işlemlerinde, hayvan yetiştiriciliğinde, seralarda kullanılabilir [9].





Şekil 1.9.Yüksek basınçlı atomizasyon nemlendiricilerin kullanım alanları [24]

#### 1.1.4 Basınçlı Havayla Atomizasyon Yapan Nemlendiriciler

Bu nemlendiricilerde, nozullara ideal basınçta basınçlı hava ve su beslemesi yapan iki bağımsız boru hattı vardır. Basınçlı hava her nozulda, hızını önemli ölçüde arttıran ve bir basınç düşümü meydana getirerek suyun nozul önüne sürüklenmesine neden olan bir genişleme meydana getirir. Sürüklenen su daha sonra sis damlacıklarına dönüşerek havayla birlikte çıkış ağzına iletilir.

Orifisin içindeki hareketli iğne, hem kontrol hem de temizleme işlevine sahiptir. İğne, sislenmeyi yapan kafanın arka tarafında kayan, ayar vidasının uyguladığı kuvvetin tersi yönde hava basıncı tarafından hareket ettirilen pistonla tutturulmuştur. Nozul beklemeyken, yani hava basıncı yokken yay, iğne ile birlikte pistonu ileri doğru iterken, orifise dalan iğne, bulunan herhangi bir kalıntıdan orifisi temizler.

Kuvvet yay basıncını aşar aşmaz iğne, kalibre edilmiş orifisi dereceli olarak açarak suyun giderek artan bir debiyle çıkışına olanak vererek geriye doğru itilir. Bu biçimde her nozulun atomizasyon etkisi kontrol edilebilir; aynı demetteki nozulların farklı kalibrasyonu sağlanır. Böylece, nemlendirme işleminin mükemmel işlemesine olanak verir. Her nozul, 2 ile 10 l/h arasında suyu sislendirebilir.

Basınçlı havanın anma dağıtım basıncı, nozulların yapısına bağlı olup, gürültü düzeylerini sınırlamak üzere genellikle 2-3 bar'a düşürülse bile, 2-7 bar basınç kullanan modeller uygulamalarda kullanılmaktadır.

Bu tür nemlendiricilerin en önemli üstünlüğü, üretilen çok küçük boyutlardaki damlacıklar ile bunların havayla son derece mükemmel karışması ve hızları olup, bu nedenlerle sıfır sıvı kalıntısıyla hızlı bir buharlaşmaya olanak verirler. Soğuk hava depoları ve seralarda yaygın kullanılırlar [9].



Şekil 1.10. Basınçlı havayla çalışan sisleme nozulları [25]

### 1.1.5 Ses Üstü Nemlendiriciler

Bu nemlendiriciler, çok daha küçük boyutlarda parçacık üretmeleri dışında, yukarıda açıklanan basınçlı su ve basınçlı havayı kullanan nemlendiricilerle benzer sonuçlar üretirler.

Bu cihazların suyu sislendirme yöntemi, önceki sistemlerin mekanik hareketlerinden farklıdır. Bunlar, dip kısmında, bir osilasyon devresiyle uygun biçimde güç verilen ve tipik olarak 1,65 MHz gibi yüksek bir frekansta titreşime başlayan dairesel bir seramik plaka içeren bir piyezoelektrik duyar elemanının yerleştirildiği seviye kontrollü bir su deposunun oluşturduğu hem boyutlar hem de kapasite olarak kompakt cihazlardır.

Osilasyonun negatif fazında(aşağı doğru), duyar eleman yakınlarında ani bir basınç düşümü oluştururken, kavitasyonla birlikte suyun içerisinde su buharı baloncukları oluşmaya başlar. Karşıt yöndeki pozitif fazında hareket sırasında, baloncuklar hızla dışarıya, su kütlesi yüzeyine doğru itilirken, kısa bir süre yarı kararlı halde kalır ve yüzeyin yakınlarında patlamaya başlarlar [9].



Şekil 1.11.Ses üstü nemlendirici [26]

Su buharı balonlarının yüzeyde patlaması sebebiyle sıvı yüzeyinde, çok ince parçacıklar halinde ve 3-5  $\mu\text{m}$  çapları arasında hava tarafından kolayca taşınabilen bir buharlaşma oluşur.

Olayın verimliliği üzerinde, su algılayıcıları üzerindeki su derinliği önemli olup, susuz çalışma algılayıcının yıpranmasına neden olacağından su seviye kontrolü önem taşımaktadır.

Çizelge 1.1. Adyabatik nemlendiricilerin karşılaştırılması [9]

	<b>Kapasite (l/h)</b>	<b>Enerji Tüketimi W/(l/h)</b>	<b>Damlacık Çapı(<math>\mu m</math>)</b>	<b>Doyma Verimi(%)</b>	<b>Soğurma Verimi(%)</b>
<b>Hava Yıkayıcılar</b>	100-1000	6-12	200-2000	<70	1-3
<b>Santrifüj Nemlendiriciler</b>	20-200	6-12	>30	<80	20-50
<b>Basıncılı Su ile Nemlendiriciler</b>	20-600	4-7	4-20	60-80	65-90
<b>Basıncılı Hava ile Nemlendiriciler</b>	20-250	70-110	5-10	60-90	65-95
<b>Ses üstü Nemlendiriciler</b>	1-20	50-60	3-5	65-95	65-98

## 1.2 Sprey Karakteristikleri

Nozulların işlevi, sadece sıvıyı küçük damlacıklara ayırmak değil, ayrıca çevre ortamına simetrik ve düzenli dağılım sağlamaktır. Nozullar, konik açısına, ortalama damla çapına, çap dağılımına ve fiziksel özelliklere göre sınıflandırılır.

Sprey sisteminin modellenmesi sıvı jetinin parçalanmasından sonra damlacık çap dağılımına göre sınıflandırılır. Spreyin elde ettiği nozul çapı, damlacık hızı, damlacık çapı gibi parametreler ve etkileşimleri detaylı bir şekilde incelenmelidir. Sprey soğutmadaki temel sprej karakteristikleri aşağıda sınıflandırılmıştır [10].

### 1.2.1 Düz Sprej

Düz sprej nozullar malzeme seçenekleri, debi aralıkları, spreyleme açıları ve bağlantı çeşitliliği nedeniyle en çok kullanım alanı olan sınıftır. Bu tip nozullar ince V-YELPAZE sprej şekli oluştururlar.



Şekil 1.12.Düz Sprey ve Nozul Tipi [10]

Çizelge1.2.Düz Sprey Özellikleri[10]

Debi aralığı(3 bar)	0.39-350 l/dk
Sprey açıları	15-150 derece
Basınç aralığı	0.5-20 bar
Avantajları	Yüksek vuruş

### 1.2.2 İçi Dolu Konik Sprey

Dairesel sprej geometrileri vardır. Daha geniş bir yüzeye etki ettiğinden, aynı debi ve basınçta düz yelpaze sprej şekline göre vuruş etkisi düşüktür. Nozul çıkışında içi dolu konik sprejin oluşması, nozulun içine X-parçası veya S-parçası veya Delikli Disk yerleştirilerek sıvının nozul içinde önce girdap hareketine dönüşmesi ve akabinde tam yuvarlak orifisten sprejlenmesi ile gerçekleşir.

Geniş alan tarama özellikleri ile gaz yıkama, soğutma, toz bastırma, toz kontrolü, yüzey soğutma, yangınla mücadele, durulama, klorlama, kükürt giderme, gaz şartlandırma, tuzlu sis uygulamaları ile benzer birçok proseste kullanılır [10].



Şekil 1.13. İçi Dolu Konik Sprey ve Nozul Tipi [10]

Çizelge 1.3. İçi Dolu Konik Sprey Özellikleri [10]

Debi aralığı(3 bar)	2.70-4200 l/dk
Sprey açıları	60-120 derece
Basınç aralığı	0.7-20 bar
Avantajları	Geniş Spreyleme

### 1.2.3 İçi Boş Konik Sprey

Koniğin iç kısmında hemen hemen hiç sıvı bulunmaz ve spreynin iz düşümü çember biçimindedir. Sıvının dağılımı son derece homojen olup buharlaşma, dezenfeksiyon, yangın söndürme, nemlendirme proseslerinde kullanılır [10].



Şekil 1.14. İçi boş konik sprej ve nozulu [10]



Çizelge 1.4. İçi Boş Konik Sprey Özellikleri [10]

Debi aralığı(3 bar)	0.39-655 l/dk
Sprey açıları	50-130 derece
Basınç aralığı	0.3-10 bar
Avantajları	Tıkanmaz, geniş temas yüzeyi

### 1.3 Kuru Soğutucular

Su soğutma proseslerinde kullanılan kanatçıklı-borulu ısı değiştiricili sistemler, kuru soğutucu olarak adlandırılan sistemlerdir. Kuru soğutucular, plastik, enerji, kimya gibi sektörlerde proses suyu soğutma ve iklimlendirme sistemleri için kullanılan ideal çözümlerdir [17].



Şekil 1.15.Kanatçıklı-borulu ısı değiştiricisi [17]

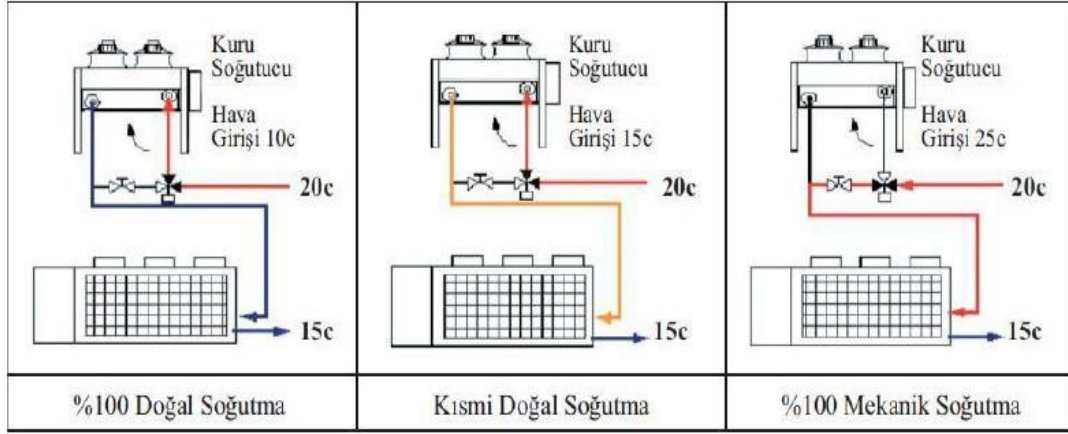
Kuru soğutucu sistemin çalışma prensibi, proses dönüş suyu ısıl yükünün bir fanlı ısı değiştiricisi sistemiyle havaya aktarılmasıdır. Fanlar ile emilen havanın kanatlar arasından geçerken boru içindeki akışkanı soğutması esasına göre çalışırlar [17].



Şekil 1.16. Kuru soğutucu [31]

Kuru soğutucularda elde edilen çıkış su sıcaklığı, ortamın kuru termometre sıcaklığına bağlıdır. Bundan dolayı kuru soğutucu olarak isimlendirilirler. Kuru soğutucular ile kuru termometre sıcaklığının yaklaşık 5°C üzerine kadar soğutulmuş su çıkışı olabilir. Daha düşük sıcaklıklarda soğutma suyu elde etmek için ıslak-kuru soğutucular kullanılır [17].

Kuru soğutucular, entegre doğal soğutma bataryalı sistemler ile aynı prensipte çalışmaktadır. Tesiste kurulmuş bir su soğutma grubu mevcutsa ve düşük ortam sıcaklıklarında doğal soğutma işleminden faydalanılmak istendiğinde kuru soğutucu sistemler bu durum için bir üç yollu vana vasıtasıyla kullanılabilir. Yani kuru soğutucular bir soğutucu grubu ile birlikte kullanılabilirdiği gibi ayrıca soğutma suyu sıcaklıklarına bağlı olarak tek başına da kullanılabilirler (Şekil 1.17).



Şekil 1.17. Soğutma grubu ile kuru soğutucunun entegre kullanımı [17]

Kuru soğutucuların avantajları:

- Soğutma kulelerine alternatif olarak kullanılabilirler.
- Sistemin kapalı devre olması sayesinde soğutma suyunun azalması problemiyle karşılaşılmaz, sürekli su ekleme ihtiyacı olmaz, kullanım suyu maliyetini düşürür.
- Kapalı devre çalışma sistemi sayesinde soğutma devresinde kirlilik oluşmaz.
- Düşük bakım ve işletme maliyetine sahiptirler.
- Otomatik kontrol ile hassas kontrol edilebilirler.
- Daha az yerleştirme hacmi gerektirirler.
- Doğal soğutma ile enerji tasarrufu sağlarlar, çevre dostudurlar.
- Verimlilikleri yüksek, ses seviyeleri düşük fanlar ile enerji tasarrufu sağlar ve gürültü kirliliği oluşturmazlar.
- Legionella bakterisi oluşum riski yoktur.

## 1.4 Islak-Kuru Soğutucular

Islak-kuru soğutucular kullanılarak soğutma sistemi tarafından ortamdan çekilen ısı miktarı dış hava kuru ve yaş termometre sıcaklığı dahil birçok faktöre bağlıdır. Dış havanın kuru termometre sıcaklığının yaş termometre sıcaklığından en az 5 °C yüksek olduğu iklimlerde adyabatik soğutma yöntemiyle ıslak kuru soğutucular kullanılabilir.

Islak-kuru soğutucular, çalışma prensibi olarak kuru soğutucular gibi çalışırlar. Ancak sistemde ihtiyaç olduğu durumlarda ek soğutma yapacak bir su püskürtme sistemi mevcuttur. Püskürtülen su, giriş havası akışında adyabatik soğutma etkisi oluşturur. Sistemdeki akışkanın dış ortam sıcaklığından daha düşük sıcaklık değerlerine kadar soğutulması gerektiğinde, basınçlı su püskürtme sistemi devreye girerek giriş havasını neme doyurur ve hava sıcaklığını mahal sıcaklığının altına düşürür.

Su damlacıkları havadan ısı alarak ani olarak buharlaşırken havayı soğutur. Soğutulmuş hava kanatlı serpantinle temas eder. Bu sayede, beklenenden yüksek sıcaklıktaki dış ortamda dahi ısı değiştirici istenilen ısı transferini gerçekleştirir.

Püskürtme sistemi, kuru soğutucuların yanı sıra hava soğutmalı su soğutma gruplarının kondenserlerine de uygulanabilir. Islak-kuru soğutucular temel mantık aynı olmak üzere dört farklı biçimde uygulanabilirler [17].

### 1.4.1 Doğrudan Su Spreyleme Sistemli Islak-Kuru Soğutucular

Boru demetlerine yerleştirilmiş nozullardan çıkan su zerrecikleri giriş havasını neme doyurarak ortam yaş termometre sıcaklığına yaklaştırmaktadır. Spreyleme sisteminde kullanılan suyun sertliği alınmış ve filtreden geçirilmiş olması gerekmektedir; aksi durumda ısı değiştiricisi kanatçıkları üzerinde biriken kireç ve tortu, bir süre sonra ısı değiştiricisinin performansını düşürecek ve ömrünün kısalmasına neden olacaktır.

Giriş havasını neme doyurabilmek için kullanılacak su miktarı, kullanılan nozula ve nozul çalışma basıncına göre farklılık gösterir. Bu miktar, ortam havasının bağıl nemine bağlıdır; bağıl nemi %100'e mümkün olduğunca yaklaştırmak için yeterli miktarda su püskürtüldüğünden emin olunmalıdır. Bundan dolayı tamamen buharlaşacak miktardan bir miktar daha fazla su püskürtülür ve artan su ortamda sıvı olarak kalır. Bu önlem, püskürtme sisteminin performansında zamanla oluşabilecek kayıplara karşı da emniyet sağlar [17].



Şekil 1.18. Doğrudan su spreyleme sistemli ıslak-kuru soğutucular [17]

#### **1.4.2 Sisleme Sistemli Islak Kuru Soğutucular**

Doğrudan su püskürtme sistemlerine benzer bu sistemlerde nozullardan yüksek basınçta (70-140 bar)4-20 mikron aralığında püskürtülen su zerrecikleri giriş havasını neme doyurmakta ve sıcaklığı ortam yaş termometre sıcaklığına yaklaştırmaktadır. Bu sistemde de kullanılan suyun sertliği alınmış ve filtrelenmiş olması gerekmektedir [17].



Şekil 1.19.Sisleme sistemli ıslak-kuru soğutucu [27]

### 1.4.3 Ağ Üzeri Su Püskürtme Sistemli Islak-Kuru Soğutucular

Ağ üzeri su püskürtme sistemi, kuru soğutucuların ön kısmına yerleştirilmiş geniş sık gözlü ağ yapılı malzemenin üzerine belirli mesafelerde bulunan nozullardan aralıklı olarak sistemin ihtiyacı kadar su püskürtmesi yapan sistemlerdir. Püskürtülen suyun adyabatik olarak buharlaşması sonucu ısı değiştirgeci yüzeyine temas eden giriş havasının sıcaklığının düşürülerek, soğutmada verimin artırılmasını sağlama mantığı ile çalışırlar.



Şekil 1.20. Ağ üzeri su püskürtmeli ıslak kuru soğutucu [28]

Daha önce de açıklandığı üzere su püskürtme, giriş havası akışında adyabatik soğutma etkisi meydana getirir. Belirlenmiş set değerlerinin aşılması ile kontrol sistemi ısı değiştirgecine giren hava sıcaklığını düşürmek için su püskürtme sistemini başlatır. Çok kuru iklim şartlarında su püskürtme sistemi giriş havası için %90'a varan verimlilikte adyabatik soğutma sağlayabilir.

Su püskürtme sisteminin çalışma süresi ve frekans ayarı, sistem performansının optimizasyonu ve su tüketiminin en aza indirilmesi amacı ile sürekli olarak kontrol cihazı tarafından sağlanır. Su, ısı değiştirgeci yüzeyine doğrudan püskürtülmediği, ağ üzerine püskürtüldüğü için ısı değiştiricisi lamellerinin üzerinde kireç tabakası oluşmaz. Böylelikle ısı transfer verimliliğinin düşmesi engellenir. Bu sistemde su yumuşatma işlemine ayrıca gerek de kalmamaktadır [17].

#### 1.4.4 Evaporatif Ön Soğutuculu Islak-Kuru Soğutucular

Evaporatif ön soğutuculu kuru soğutucuların çalışmasındaki temel mantık da ortam sıcaklığını yaş termometre sıcaklığına yaklaştırmaktır. Isı değiştirgeçlerinin ön kısmına yerleştirilen evaporatif peteklerin üzerinden şebeke basıncındaki suyun

akıtılarak peteklerin ıslatılması vasıtası ile havanın geçerken evaporatif ön soğutulması sağlanır [35].

Ön soğutucuların tasarımları imalatçı firmalara göre farklılık göstermekle birlikte kasetleme malzemesi genellikle paslanmaz çeliktir. Petekler farklı kalınlıklarda imal edilebilirler. Su, ünitenin yukarısında yer alan dağıtım borusundan püskürtülür ve ünitenin altında toplanarak sirküle ettirilir. İlave su ise, taze su kullanılarak sağlanır.

Evaporatif soğutucu peteklerin uygulanacakları ünitenin giriş havası basınç kaybını yükselteceği ve buna uygun fan ve motor seçimi yapma gerekliliği unutulmamalıdır. Evaporatif ön soğutuculu sistemlerin işletme maliyetleri son derece düşüktür. Kış aylarında adyabatik ön soğutma gerekmediğinden, petekler kolayca sökülüp depolanabilir [17].



Şekil 1.21.Evaporatif ön soğutuculu kuru soğutucu [29]

Evaporatif ön soğutuculu sistemin en büyük dezavantajı, havadan gelen toz ve kirin peteklerde toplanmasıdır. İyi bir temizlik ve bakım işlemi yapılmadığı sürece legionella vb. bakterilerin su haznesinde oluşması engellenemez. Dolayısıyla mutlaka sık periyotlarda bakım gerektirmektedir [9].



## 2. ÖNCEKİ ÇALIŞMALAR

Adyabatik nemlendirme sistemleri ve ısı değiştiricileri hakkında daha önce bir çok araştırmacı çalışmalar yapmışlardır.

Başaran, çalışmasında, fog teknolojisinin gelişimi ve kullanım alanlarını açıklamıştır. Bu teknolojinin çalışma prensibini ve diğer nemlendirme sistemlerine göre avantajlarını ve farklı mikron çaplarındaki su zerreciklerinin buharlaşmayla olan etkisini incelemiştir [3].

Parmaksızoğlu ve Çeteci, çalışmasında, gövde-boru tip ısı değiştiricisi ile hava-su, soğutucu ve ısıtıcı serpantin tipi ısı değiştiricileri için matematiksel modeller geliştirmiş ve bunların çözümünü elde eden bir bilgisayar programı yazmışlardır [4].

Acül, çalışmasında, dış ortamın düşük sıcaklığından yararlanarak doğal soğutma yapan kuru soğutucu sistemleri hakkında bilgi vermiş ve şehirlere ait bin değerlerini kullanmak vasıtasıyla doğal soğutma ile enerji verimliliğinin ne oranda arttırılabileceğini hesaplamıştır. Ayrıca kuru soğutucu sistemlerin malzeme, performans, enerji tüketimi ve konstrüktif özellikleri hakkında bilgi vermiştir [5].

Coşkun, hazırlamış olduğu tez çalışmasında soğutucu akışkanların ekonomik durumu ve çevreye olan etkilerini inceleyerek yapay akışkanlara alternatif olarak amonyak, metan, izobütan, propan, kükürtdioksit, doğal gaz gibi doğal soğutucu akışkanların kullanılabilirliğini araştırmıştır. Çalışmanın sonucunda doğal soğutucu akışkanların hem ekonomik hem de çevre dostu olduğunu ortaya koymuştur [11].

Korun, soğutma sistemlerinin kondenserlerine uygulanacak adyabatik soğutma ile kondenserlerdeki giriş havası sıcaklığının düşürülerek sistem veriminin artırılacağını ve enerji tüketimi tasarrufunun sağlanacağını belirtmiştir. Çalışmasında 482 kW soğutma kapasiteli bir soğutucu ünitenin dış hava sıcaklığının 40°C'den 30°C'ye düşürülerek kapasitede %11 artış, kompresörün elektrik tüketiminde %19 azalma ve COP'de %25 artış gerçekteştiğini belirtmiştir [6].

Uçkan vd., hazırlamış oldukları desisif-evaporatif bir soğutma sisteminin Adana ilinde uygulanabilirliğinin araştırmak amacıyla sistem performansını incelemek için ölçümler yapmışlardır. Sistemde dış havadan alınan 32°C'deki taze havanın sıcaklığı yaklaşık olarak 20-21°C'ye kadar düşürülerek soğutulan mahalde yaklaşık 26°C'de ortam sıcaklığı elde etmişlerdir [7].

Yang, farklı çalışma koşulları altında hava soğutmalı çiller grubunda su sisleme sisteminin enerji verimliliğine olan etkisinin incelemiştir. Kondenser giriş havasına yaptığı su sisleme sistemi ön soğutma ile COP'de %21.3'e kadar artış gözlemlemiştir. Ayrıca çiller grubunun yıllık elektrik tüketiminde %14.1 tasarruf sağlamıştır [12].

Yang, diğer bir çalışmasında, çiller grubuna yaptığı su sisleme sistemiyle kondenser giriş havası sıcaklığında 9.4 derecelik bir düşüş gözlemlemiştir. Su sisleme sistemini kullanarak %91'e kadar adyabatik nemlendirme elde etmiştir. COP'de %18'lik bir artış gözlemlemiştir. Bu çalışmada, su sisleme sisteminin enerji verimliliği sağlayan çevreye dost bir sistem olduğu sonucuna ulaşmıştır [13].

Kök, soğutma proseslerinde enerji verimliliğinin artırılması için, dış ortam sıcaklığının, istenen proses suyu sıcaklığının altına düşmesi durumunda doğal soğutma yöntemlerinin kullanılabilirliğini belirtmiş ve kuru soğutucuları incelemiştir [14].

Bulgurcu vd., bir PVC profil fabrikasında yapılan enerji etütleri ve iyileştirmeleri sonucunda elde edilen enerji tasarrufunu incelemiştir. Soğuk kış aylarında soğutma gruplarında tüketilen enerjiyi azaltmak için soğutma yüküne uygun olarak kuru soğutucular kullanmışlardır. Dış hava sıcaklığının +10 °C'nin altında olduğu durumlarda, kuru soğutucuları otomasyon ile devreye almışlardır. Bu çalışma sonucunda önemli ölçüde enerji tasarrufu sağlamışlardır [15].

Deniz vd, soğutma sistemlerinde kondenser giriş havasına adyabatik soğutma uygulanmasının sistem performansına olan etkilerini deneysel olarak incelemiştir. Hazırladıkları sistemde, adyabatik soğutma işlemini 0,2, 0,3 ve 0,4 mm çaplarında

nozullar kullanmışlardır. Hava soğutmalı kondenserin çalışmasını, kullanılan farklı nozul çapları için termodinamik olarak analiz etmişler ve sistemin soğutma performanslarını karşılaştırmışlardır. Elde ettikleri verilerde, giriş havasına adyabatik soğutma uygulanmış kondenser kullanımıyla, kompresör enerji tüketiminde %8,48 azalma, soğutma sistemi COP değerinde %32,92 artış olduğunu gözlemlemişlerdir [16].

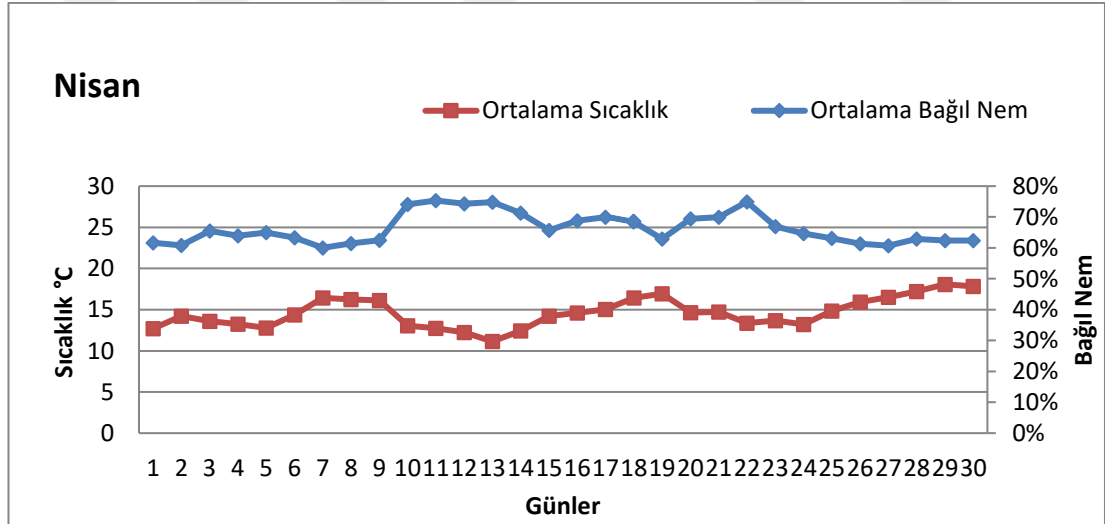


### 3. MALZEME ve YÖNTEM

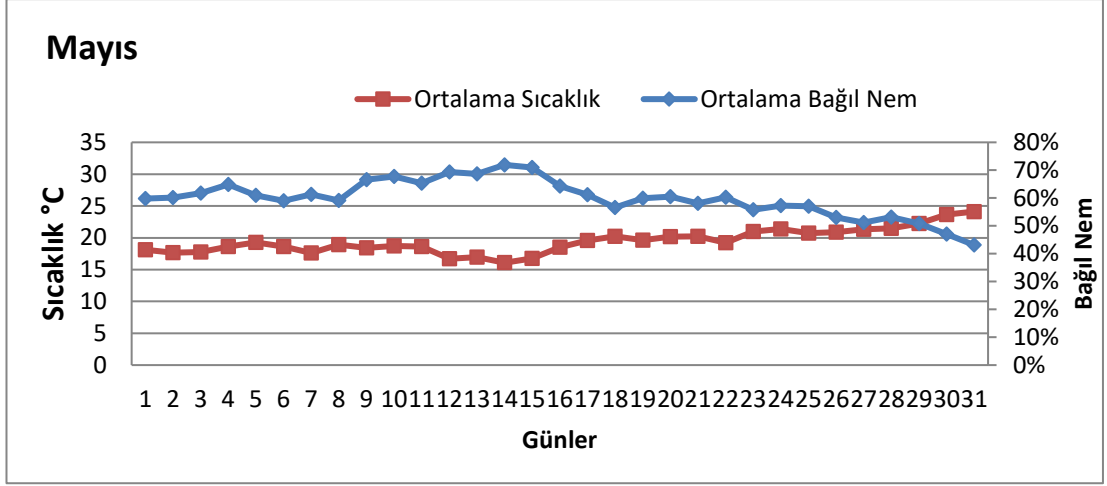
Islak kuru soğutucu tasarımı için temel olarak Batman ili iklim verileri kullanıldı. Islak kuru soğutucu ısı yükü, plastik enjeksiyon makinesinden çıkan 10 m<sup>3</sup>/hdebideki suyu 40 °C'den 30°C'ye düşürülmesi için gerekli ısı transferi olarak ele alındı. Enjeksiyon makinesi üretici bilgilerinden makinenin soğutma yükü 115 kW olarak hesaplandı. Bu çalışmada, ihtiyaç olan soğutma yükünde bir ıslak kuru soğutucu tasarımı ve imalatı yapıldı. Tasarımı ve imalatı AK-MAKS Soğutma ve Isıtma firması atölyesinde gerçekleştirildi.

#### 3.1. Meteorolojik Veriler

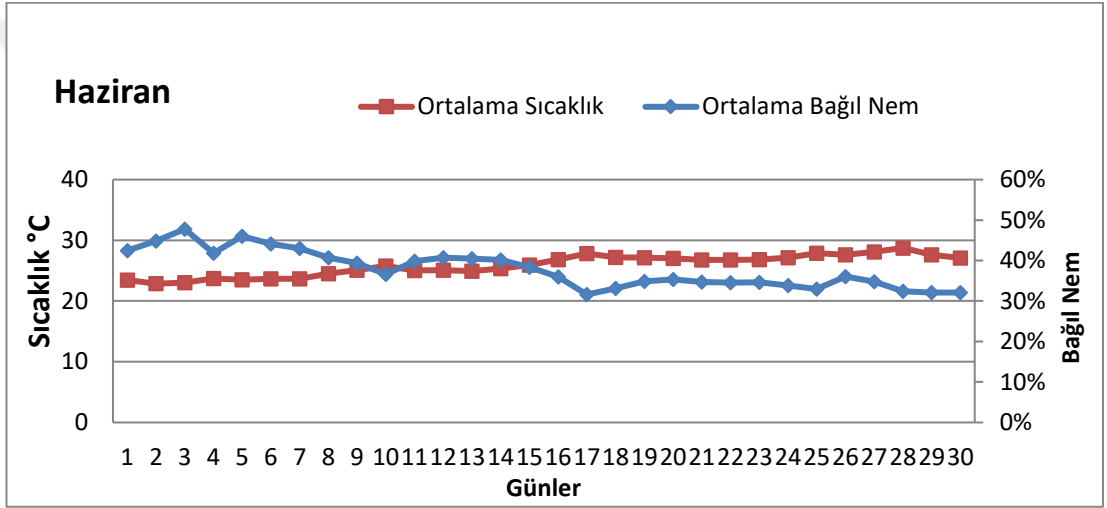
Batman meteoroloji müdürlüğünden 2010-2015 yıllarındaki Batman iline ait dış hava sıcaklık ve bağıl nem ortalama verileri temin edilmiştir. Aşağıdaki şekillerde Batman ilinin, soğutucunun ıslak kuru olarak çalışabileceği Nisan, Mayıs, Haziran, Temmuz, Ağustos, Eylül aylarına ait ortalama sıcaklıklar ve bu aylara ait ortalama bağıl nem değerleri gösterilmiştir.



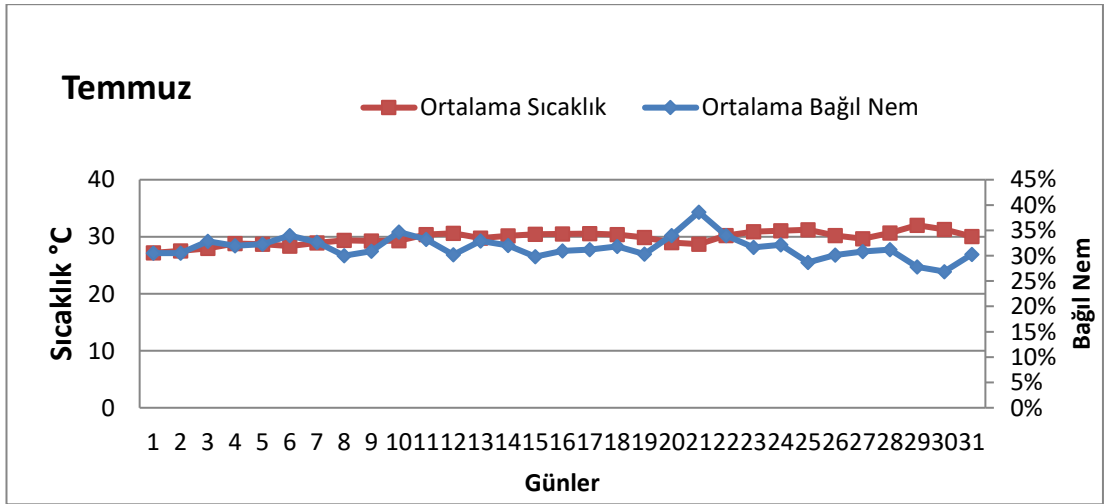
Şekil 3.1. Nisan ayına ait ortalama sıcaklıklar ve ortalama bağıl nem değerleri



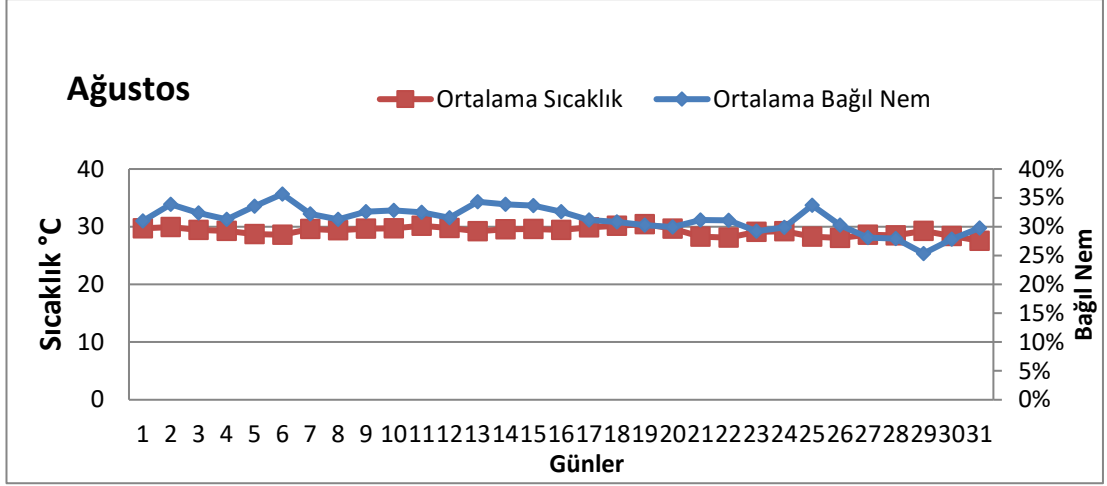
Şekil 3.2. Mayıs ayına ait ortalama sıcaklıklar ve ortalama bağıl nem değerleri



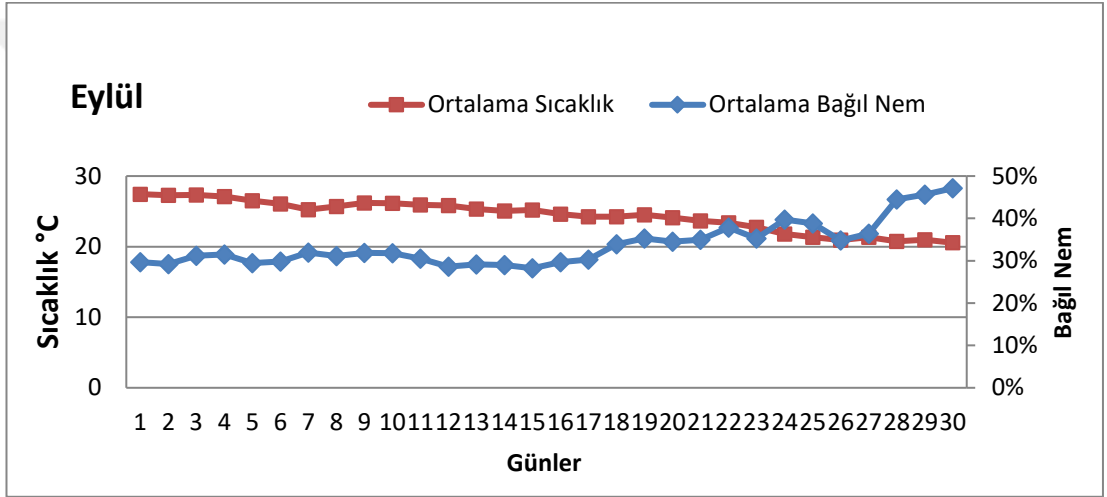
Şekil 3.3. Haziran ayına ait ortalama sıcaklıklar ve ortalama bağıl nem değerleri



Şekil 3.4. Temmuz ayına ait ortalama sıcaklıklar ve ortalama bağıl nem değerleri



Şekil 3.5. Ağustos ayına ait minimum maksimum ve ortalama sıcaklıklar



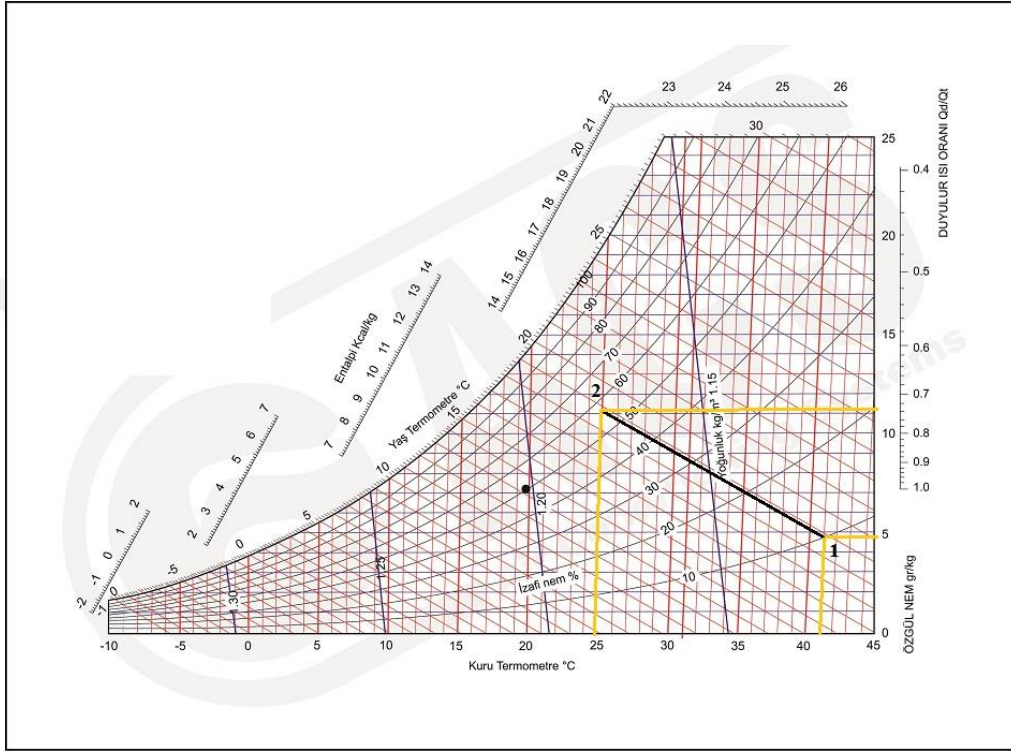
Şekil 3.6. Eylül ayına ait minimum maksimum ve ortalama sıcaklıklar

### 3.2. Tasarım Şartları

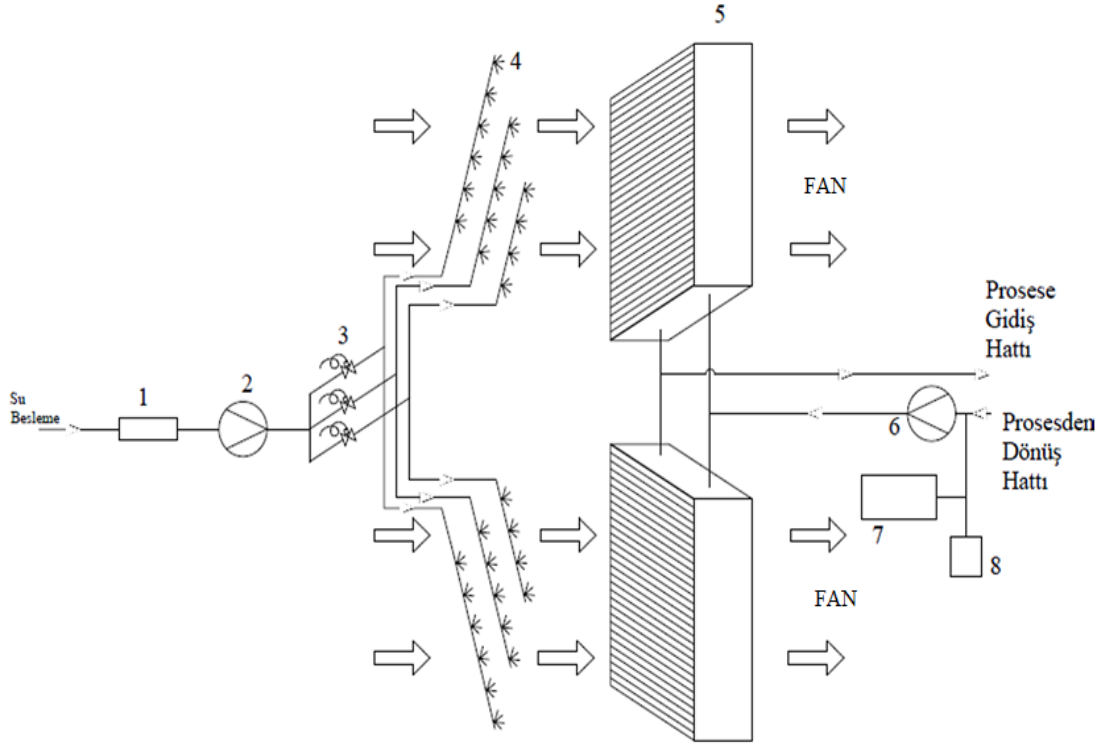
Tasarıma başlarken, kapasiteyi etkileyecek en zor şartlar baz alınarak en yüksek hava sıcaklığı 41°C olan temmuz ayı şartlarına göre tasarım gerçekleştirildi.

Islak kuru soğutucuda ilk olarak 25°C hava sıcaklığında 10 m<sup>3</sup>/h debideki suyu 40 °C'den 30 °C'ye düşürebilecek ısı değiştiricisi tasarlandı. Daha sonra 25°C'den yüksek dış hava sıcaklığının olduğu durumlarda adyabatik nemlendirme yaparak giriş havamızı 25°C tasarım değeri sıcaklığına düşürecek sisleme sistemi tasarlandı.

25°C giriş sıcaklığımızı elde etmemiz için nemlendirme yoluyla buharlaşması gereken su miktarının en yüksek olduğu (yaklaşık 7 litre/dakika) temmuz ayındaki 41°C dış hava sıcaklığı ve %10 bağıl nem durumunda(1) adyabatik nemlendirme yaparak %60 bağıl nemde 25°C sıcaklığına(2) getirildiği kabul edilerek hesaplamalar yapıldı(Şekil 3.7.).



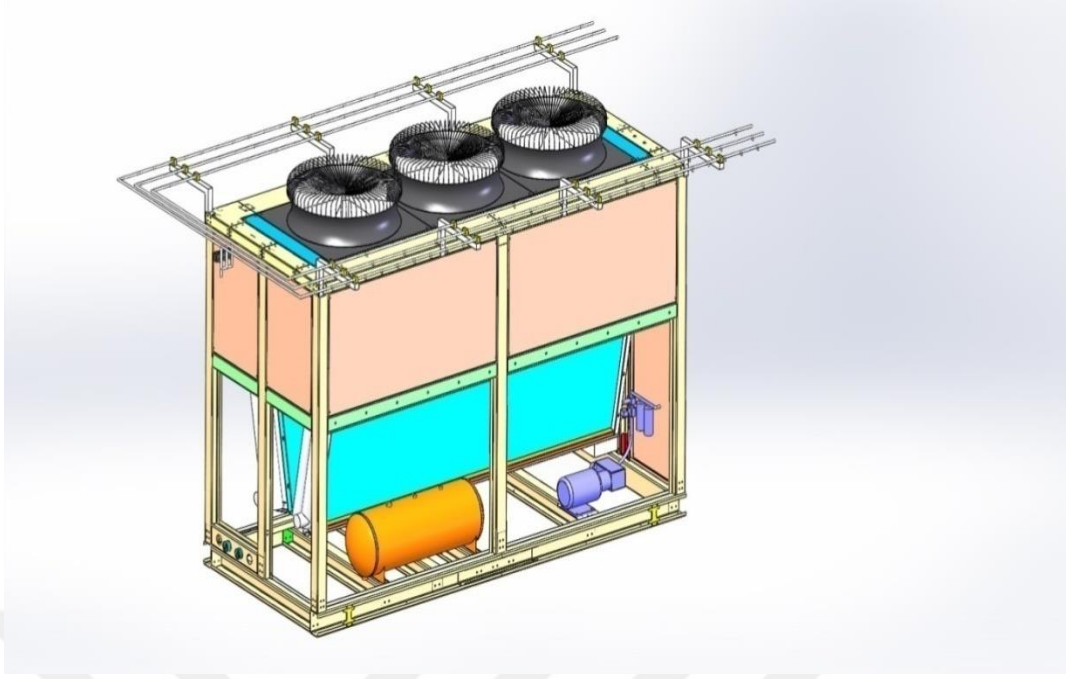
Şekil 3.7. Psikrometrik diyagramda adyabatik nemlendirme işlemi



Şekil 3.8. Islak kuru soğutucuda kullanılan ana ve yardımcı elemanlar

Şekil 3.8’de gösterildiği üzere, ıslak kuru soğutucuda; nemlendirme ile ön soğutma için sisleme sisteminde nozullarda kirliliği engellemek için 5, 10 ve 25 mikronluk filtre(1), nozulların çalışma basıncı olan 70 bar basınçta su devir daimi için yüksek basınç pompası(2), kapasiteye göre nozul sıralarını devreye alıp kapatabilecek selenoid vanalar(3), sislemeyi sağlayacak nozullar(4), ısı transferi için ısı değiştiricisi(5), hava devir daimi için fan, enjeksiyon makinesinden soğutucuya proses suyu devir daimi için proses pompası(6), kış şartlarında donmayı engellemek için antifriz tankı(7), tesisat güvenliği için kapalı genişleme tankı(8) kullanıldı.





Şekil 3.9. Islak kuru soğutucu şematik gösterimi



Şekil 3.10. Üretimi yapılmış ıslak kuru soğutucu

### 3.3. Isı Değiştiricisi Tasarımı

#### 5.3.1 Isı Değiştiricisinde Enerji Dengesi

Isı geçişinin belirlenmesi için aşağıdaki eşitlik kullanılmıştır.[4]

$$Q_T = \dot{m}_{su} \cdot c_{psu} \cdot (T_{sg} - T_{sç}) \quad (3.1)$$

Havanın ıkış sıcaklığı enerji dengesi kullanılarak aşağıdaki bağıntıdan elde edilir.

$$Q_T = \dot{m}_{hava} \cdot c_{phava} \cdot (T_{hç} - T_{hg}) \quad (3.2)$$

Burada;

$Q_T$ : Transfer edilen ısı enerjisi, (W)

$\dot{m}_{su}$ : Suyun kütlesel debisi, (kg/s)

$\dot{m}_{hava}$ : Havanın kütlesel debisi, (kg/s)

$c_{psu}$ : Suyun özgül ısısı, (j/kg. °C)

$c_{phava}$ : Havanın özgül ısısı, (j/kg. °C)

$T_{hg}$  : Hava giriş sıcaklığı, (°C)

$T_{hç}$  : Hava ıkış sıcaklığı, (°C)

$T_{sg}$  : Su giriş sıcaklığı, (°C)

$T_{sç}$  : Su ıkış sıcaklığı, (°C)

#### 5.3.2 Toplam Isı Transferi

Isı transferinin gerçekleştiği yüzey alanında meydana gelen ısı transfer hızı aşağıdaki bağıntı ile hesaplanır.[4]

$$Q_T = U \cdot A \cdot \Delta T_M \quad (3.3)$$

Burada;

U: Toplam ısı geçiş katsayısı, (W/m<sup>2</sup>°C)

A: Isı değiştiricisi yüzey alanı, (m<sup>2</sup>)

$\Delta T_M$ : Logaritmik sıcaklık farkı,

Bu hesaplamalar yapıldıktan sonra etkinlik-NTU yöntemiyle ısı değiştiricisi yüzey alanı hesaplanır. İlk olarak hava ve suyun ısıl kapasiteleri hesaplanır.

### 5.3.3 Su ve Havanın Isıl Kapasitesi

Su ve havanın ısıl kapasiteleri aşağıdaki bağıntı ile hesaplanır [4].

$$C_{su} = \dot{m}_{su} \cdot c_{psu} \quad (3.4)$$

Burada;

$C_{su}$ : Suyun ısıl kapasitesi, (W/°C)

$\dot{m}_{su}$  : suyun kütlelel debisi, (kg/s)

$c_{psu}$  :Suyun özgül ısısı, (j/kg. °C)

$$C_{hava} = \dot{m}_{hava} \cdot c_{phava} \quad (3.5)$$

Burada;

$C_{hava}$ : Havanın ısıl kapasitesi, (W/°C)

$\dot{m}_{hava}$  : Havanın kütlelel debisi, (kg/s)

$c_{phava}$  : Havanın özgül ısısı, (j/kg. °C)

$$C_r = \frac{C_{min}}{C_{max}} \quad (3.6)$$

Burada;

$C_r$ : Isıl kapasiteleri oranı,

$C_{min}$  :Minimum ısı kapasite, (W/°C)

$C_{max}$ : Maksimum ısı kapasite, (W/°C)

### 5.3.4 Etkinlik ve NTU Değerinin Bulunması

Isı değiştiricisinin etkinliği aşağıdaki denklemlerle bulunur [4].

$$\epsilon = \frac{T_{sg} - T_{sç}}{T_{sg} - T_{hg}} \quad (3.7)$$

$\epsilon$  ve  $C_r$  değerlerini kullanarak aşağıdaki denklemlerden NTU değeri hesaplanır.

$$\epsilon = 1 - \exp \left\{ \frac{1}{C_r} \cdot NTU^{0,22} \cdot [\exp \{-C_r \cdot NTU^{0,78}\} - 1] \right\} \quad (3.8)$$

### 5.3.5 Toplam Isı Transfer Katsayısı

Toplam ısı transfer sayısı aşağıdaki bağıntı ile hesaplanır [4].

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_o \cdot \eta} + \frac{1}{h_i \cdot (A_i/A_h)} \quad (3.9)$$

Burada;

$U$  :Toplam ısı transfer katsayısı, (W/m<sup>2</sup>.°C)

$h_o$ :Boru dışındaki ısı transfer katsayısı, (W/m<sup>2</sup>.°C)

$\eta$  :Yüzey verimi,

$h_i$  :Boru içindeki ısı transfer katsayısı, (W/m<sup>2</sup>.°C)

$A_i/A_h$  :İç alanın dış alana oranı,

### 5.3.6 Boru Dışındaki Isı Transfer Katsayısının Hesaplanması

Dış yüzey için Reynolds sayısı,

$$Re_o = \frac{\rho_{hava} \cdot V_{hava} \cdot D_o}{\mu_{hava}} \quad (3.10)$$

Burada;

$\rho_{hava}$  :Havanın ortalama sıcaklıktaki yoğunluğu, (kg/m<sup>3</sup>)

$V_{hava}$  :Isı değiştiricisi ön yüzeyindeki hava hızı, (m/s)

$D_o$  :Boru dış çapı, (m)

$\mu_{hava}$ :Havanın dinamik viskozitesi, (kg/m. s)

Dış yüzey için Nusselt sayısı,

$$Nu_o = \left( 0,35 + (0,56 \cdot Re_o^{0,52}) \right) \cdot Pr_h \quad (3.11)$$

Burada;

$Pr_h$  :HavanınPrandtl sayısı,

$$Nu_o = \frac{h_o \cdot D_o}{k_{hava}} \quad (3.12)$$

Burada;

$h_o$  :Boru dışındaki ısı transfer katsayısı, (W/m<sup>2</sup>. °C)

$k_{hava}$  :Havanın ısı iletim katsayısı, (W/m. °C)

### 5.3.7 Boru İçindeki Isı Transfer Katsayısının Hesaplanması

İç yüzey için her bir borudan geçen su debisi,

$$\dot{m}_i = \frac{\dot{m}_{su}}{N} \quad (3.13)$$

Burada;

$\dot{m}_{su}$ : Suyun kütleli debisi, kg/s

$\dot{m}_i$ : Bir borudan geçen suyun kütleli debisi, kg/s

N :Tasarlanan boru sayısı,

Bu su debisine bağlı olarak boru içi akış Reynold sayısı,

$$Re_i = \frac{4 \cdot \dot{m}_i}{\pi \cdot D_i \cdot \mu_{su}} \quad (3.14)$$

Burada;

$D_i$  :Boru iç çapı, (m)

$\mu_{su}$  :Suyun dinamik viskozitesi, (kg/ m. s)

İç yüzey için Nusselt sayısı,

$$Nu_i = 0,023 \cdot Re_i^{0,8} \cdot Pr_{su}^{0,33} \quad (3.15)$$

Burada;

$Pr_{su}$  :Suyun Prandtl sayısı,

İç akış taşınım ısı transfer katsayısı Nusselt sayısından aşağıdaki bağıntı kullanılarak elde edilir.

$$Nu_i = \frac{h_i \cdot D_i}{k_{su}} \quad (3.16)$$

Burada;

$h_i$  : boru içindeki ısı transfer katsayısı, (W/m<sup>2</sup>. °C)

$D_i$  :Boru iç çapı, (m)

$k_{su}$  :Suyun ısı iletim katsayısı, (W/m. °C)

### 5.3.8 Yüzey Veriminin Bulunması

Kullanılan ısı değiştiricisi kanatçıklar ile ısı transfer yüzey alanı arttırılmış bir ısı değiştiricisidir. Bu tip ısı değiştiricinin yüzey verimi aşağıdaki bağıntı kullanılarak elde edilir [4].

$$\eta = 1 - \left( \frac{A_k}{A} \right) \cdot (1 - \eta_k) \quad (3.17)$$

Burada;

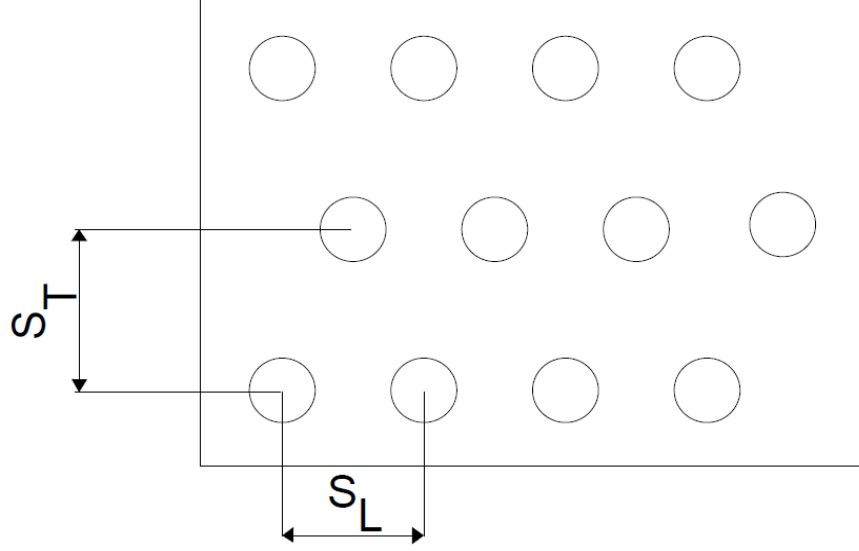
$\eta$  :Yüzey verimi

$A_k/A$  :Toplam kanat alanının tüm alana oranı

$\eta_k$  :Kanat verimi

### 5.3.9 İç Alanın Dış Alana Oranı

İç alanın dış alana oranı aşağıdaki bağıntıya göre hesaplanır. Buradaki  $S_T$ ,  $S_L$  ve  $\alpha$  ısı değiştiricisi imalatı yapan firmanın makine kalıp ölçüsüne göre belirlendi [4].



Şekil 3.11. Isı değıştircisi imalat kalıp ölçüleri.

$$\frac{A_i}{A_h} = \frac{\pi \cdot D_i}{S_T \cdot S_L \cdot \alpha} \quad (3.18)$$

Burada;

$A_i/A_h$  :İç alanın dış alana oranı,

$D_i$  :Boru iç çapı,m

$S_T$  :Dikeyde iki boru merkezi arasındaki mesafe,(m)

$S_L$  :Yatayda iki boru merkezi arasındaki mesafe,(m)

$\alpha$  :Kompaktlık katsayısı, ( $m^2/m^3$ )

### 5.3.10 Isı Değıştircisi Toplam Yüzey Alanının Bulunması

Isı değıştircisinin yüzey alanı elde edilen NTU ve U değeri kullanılarak aşağıdaki bağıntıdan elde edilir [4].

$$NTU = \frac{U \cdot A}{C_{min}} \quad (3.19)$$



### 5.3.11 Kanatlı Alanın Yüzey Alanı

$$A_k = 0,84 \cdot A \quad (3.20)$$

### 5.3.12 Kanat Sayısının Bulunması

Kanat sayısı aşağıdaki bağıntı ile hesaplanır [4].

$$A_k = \left( H \cdot W - \left( \frac{\pi \cdot D_o^2}{4} \cdot N_b \cdot N_r \right) \right) \cdot 2 \cdot z \quad (3.21)$$

Burada;

$A_k$  : Kanatlı alanın yüzey alanı, (m<sup>2</sup>)

$H$  : Isı değiştiricisi yüksekliği, (m)

$W$  : Isı değiştiricisi genişliği, (m)

$D_o$  : Boru dış çapı, (m)

$N_b$  : Dikeydeki boru sayısı,

$N_r$  : Yataydaki boru sayısı,

$z$  : Kanat sayısı,

### 5.3.13 Kanatlar Arası Mesafenin Bulunması

Kanatlar arası mesafe aşağıdaki bağıntı ile hesaplanır [4].

$$b_k = \frac{L - (z \cdot t_k)}{z} \quad (3.22)$$

Burada;

$b_k$  : Kanatlar arası mesafe, (mm)

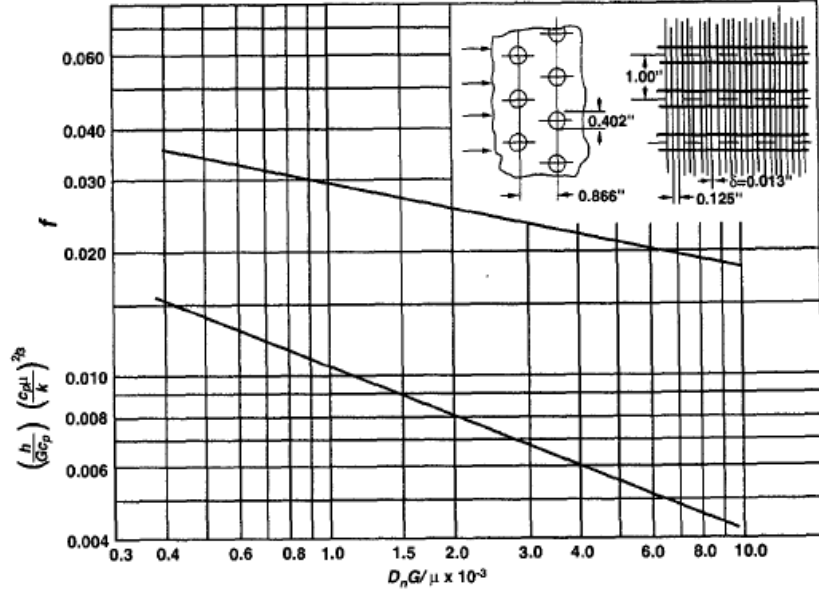
$L$  : Isı değiştiricisi uzunluğu, (mm)

$t_k$  : Kanat kalınlığı, (mm)

$z$  : Kanat sayısı

### 5.3.14 Hava Tarafı Basınç Kaybı

Hava tarafı basınç kaybı aşağıdaki bağıntı ile hesaplanır.



Şekil 3.12. Hava tarafı sürtünme katsayısı grafiği [30]

$$\Delta P = f \cdot \frac{\rho_{\text{hava}} \cdot V^2}{2 \cdot \sigma^2} \cdot \frac{4 \cdot L}{D_o} \quad (3.23)$$

Burada;

$\Delta P$  :Basınç kaybı, (Pa)

$f$  :Sürtünme katsayısı,

$\rho_{\text{hava}}$  :Havanın ortalama sıcaklıktaki yoğunluğu, ( $\text{kg}/\text{m}^3$ )

$V$  :Hava hızı, (m/s)

$\sigma$  :Serbest akış alanının ön alana oranı,

$L$  : Isı değiştiricisi uzunluğu,(m)

$D_o$  :Boru dış çapı,(m)

### 5.3.15 Su Tarafı Basınç Kaybı

Su tarafı basınç kaybı aşağıdaki bağıntılarla hesaplanır.

$$V_{su} = \frac{\dot{V}}{A_{iç}} \quad (3.24)$$

Burada;

$V_{su}$  : Su hızı, (m/s)

$\dot{V}$  : Bir borudan geçen hacimsel debi, (m<sup>3</sup>/s)

$A_{iç}$  : Borunun iç alanı, (m<sup>2</sup>)

Bir borudan geçen suyun Reynolds sayısı,

$$Re_{su} = \frac{\rho_{su} \cdot V_{su} \cdot D_i}{\mu_{su}} \quad (3.25)$$

Burada;

$\rho_{su}$  : Suyun yoğunluğu, (kg/m<sup>3</sup>)

$V_{su}$  : Suyun hızı, (m/s)

$D_i$  : Boru iç çapı, (m)

$\mu_{su}$  : Suyun dinamik viskozitesi, (kg/ m. s)

Su tarafındaki basınç kaybı aşağıdaki bağıntıdan elde edilir.

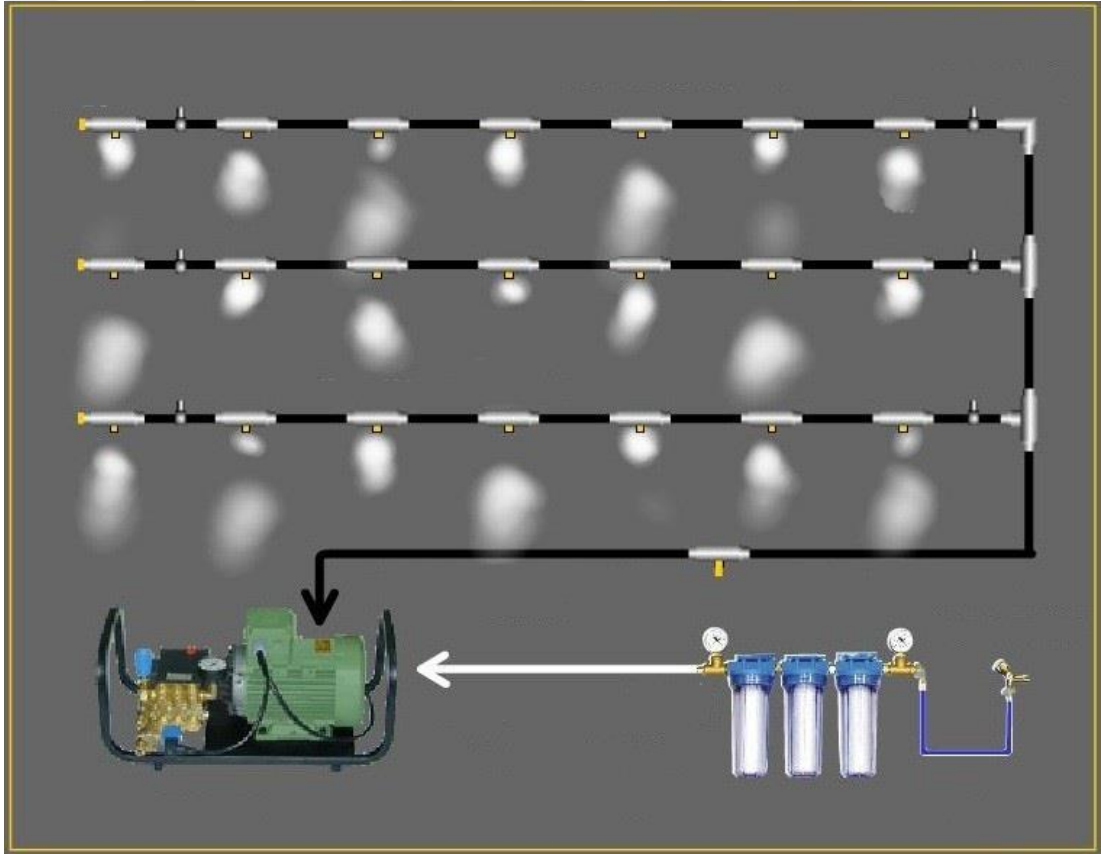
$$\Delta P = f \cdot \frac{L}{D_i} \cdot \frac{\rho_{su} \cdot V_{su}^2}{2} \quad (3.26)$$

f : Sürtünme kuvveti,

L: Boru uzunluğu, (m)

### 3.4. Nemlendirme Sistemi

Tasarlanan sistemde pistonlu pompa kullanılmıştır. Pompa 3 HP gücünde, suyu 70 bar basınca kadar sıkıştırma özelliğine sahip 8 lt/dak basma debisi bulunmaktadır. Su, 10 mikronluk su filtresinden geçirilerek sertliği 3 Fransız ve PH değeri 7 olarak pompaya giriş yapmaktadır. Yaklaşık 25 metre paslanmaz çelik borular ve bağlantıları ile 1. grupta 15 adet paslanmaz sisleme nozulu, 2. grupta 30 adet paslanmaz sisleme nozulu ve 3. grupta 60 adet paslanmaz sisleme nozulu bulunmaktadır. Bu nozullar, 5µm damlacık çaplı olup 70 bar'da 0.075 lt/dak debiye sahiptirler. Ayrıca 3 adet selenoid vana kullanılarak kapasiteye bağlı çalışma imkânı sağlanmaktadır.



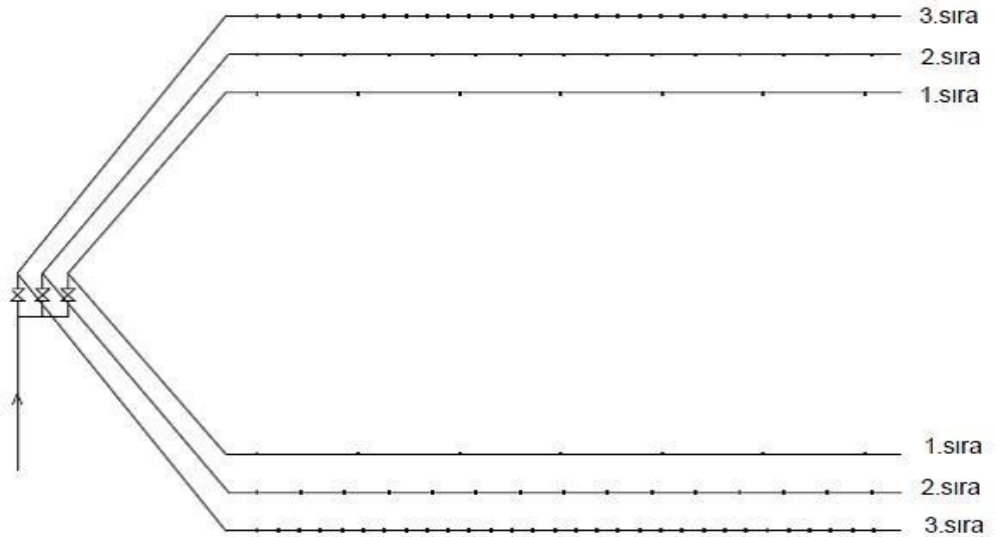
Şekil 3.13. Sisleme Sistemi ve Bağlantı Şeması

Minimum su ve enerji kullanımı hedeflendiğinde, farklı sayıda nozullara sahip dağıtım borularındaki su debisini sürekli olarak gerektiği kadar sağlanması gerekir. Bu işlem, pco5 mikroişlemci(Şekil 3.14.) kontrolü ile sağlanır.

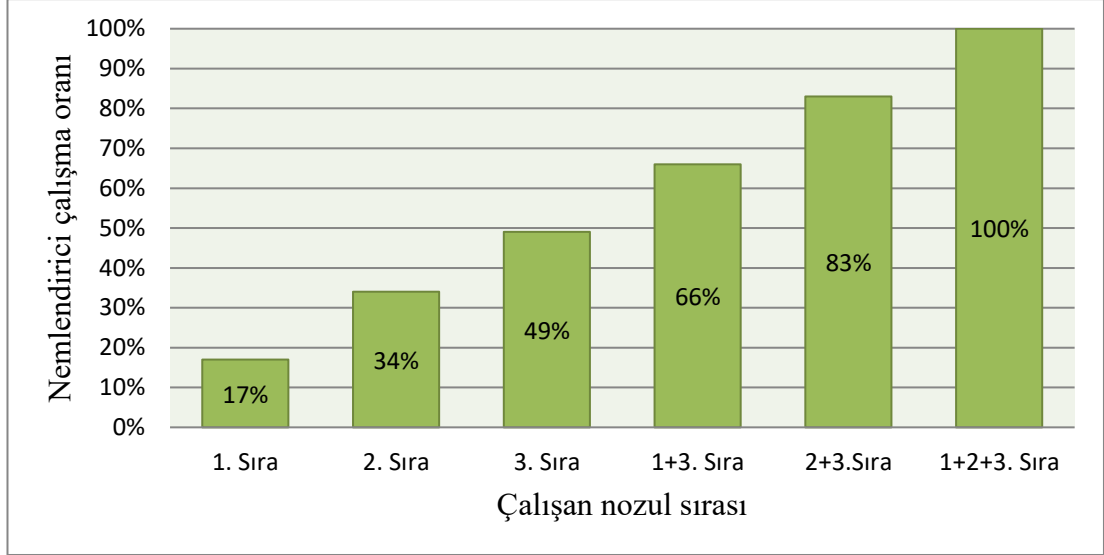


Şekil 3.14. Carel pco5 mikro işlemci

Şekil 3.15'te her biri ayrı ayrı kontrol edilebilen üç kola ayrılmış 105 nozullu bir dağıtım sistemi görülmektedir. 1 nolu sırada 15 nozul bulunmaktadır ve toplam debinin %17'sini sağlar. 2 nolu sırada 30 nozul bulunmaktadır ve toplam debinin %34'ünü verir. 3 nolu sırada 60 nozul bulunmaktadır ve toplam debinin %49'unu sağlar. Selenoid vanaların uygun sırada çalıştırılmasıyla Şekil 3.16.'da gösterildiği gibi altı kademede kontrol edilir.



Şekil 3.15. Nozul Sıraları



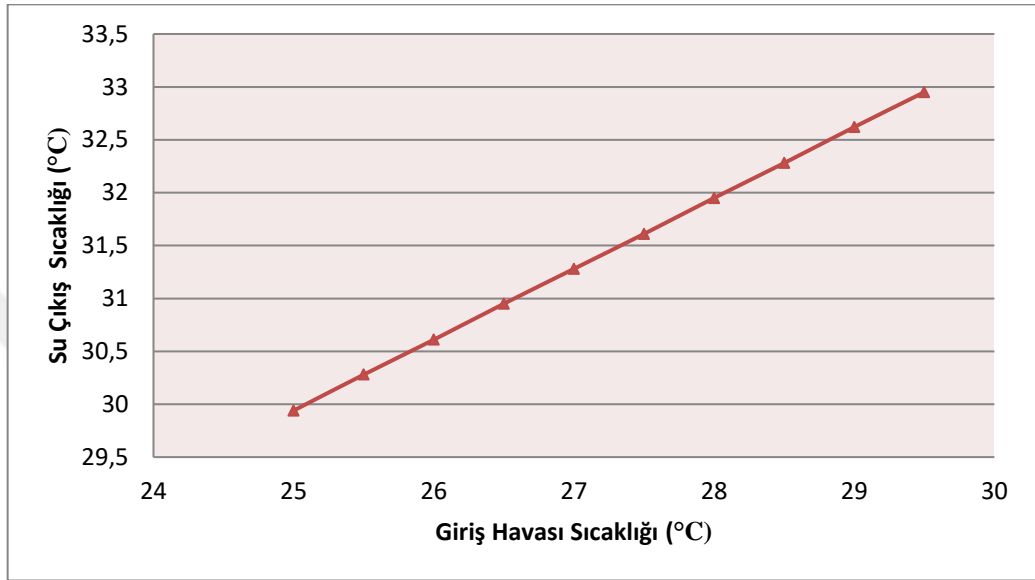
Şekil 3.16. Nemlendirici Performans Kademesi

İhtiyacı tam olarak karşılamak üzere gerekli doğrusal kontrol ve enerji tüketimini azaltmak için, pompa devrini değiştirmek üzere invertör kullanılabilir. Ancak basıncı azaltarak su debisinin azaltılmasıyla su parçacıklarının çapı büyür ve bu nedenle buharlaşma verimi azalır. Su debisi azaldığında basıncı minimum değerde tutmak için, bir dağıtım sırası kapatılabilir. Böylelikle basınç mümkün olan maksimum basınca ulaşır. Su debisinin daha fazla azaltması için diğer nozulların kapatılması, minimum devir sayısında motor invertör ikilisinin fazla ısınmadan mükemmel bir kontrol imkanı sağlar. Kontrol sistemindeki dalgalanmayı önlemek için her adımda belirli miktarda nozul seçilerek basınç kontrolü ile debi arasında örtüşme de sağlanır.

Atomize haldeki suyun debisi, kesintili işlem ile yani nemlendirme gerektiğinde pompayı çalıştırarak nozulları ya doğrudan ya da on-off selenoid vana yoluyla besleyerek, basitçe kontrol edilebilir. Pompa sabit hızda çalışarak sabit bir hacimsel debi basarken atomize suyun miktarı, selenoid vanayı kullanan ve gerekli konumda tutarak besleme yapan nozulların sayısı ile doğru orantılı olup, böylece basit ve ekonomik bir kontrol elde edilir. Bu yöntemle, dağıtım basıncı ve pompa hızının değişmediğine, sonuç olarak güç girdisinin pratik olarak sabit kaldığına ve atomize haline getirilen suyun debisinden bağımsız olduğuna dikkat edilmelidir.

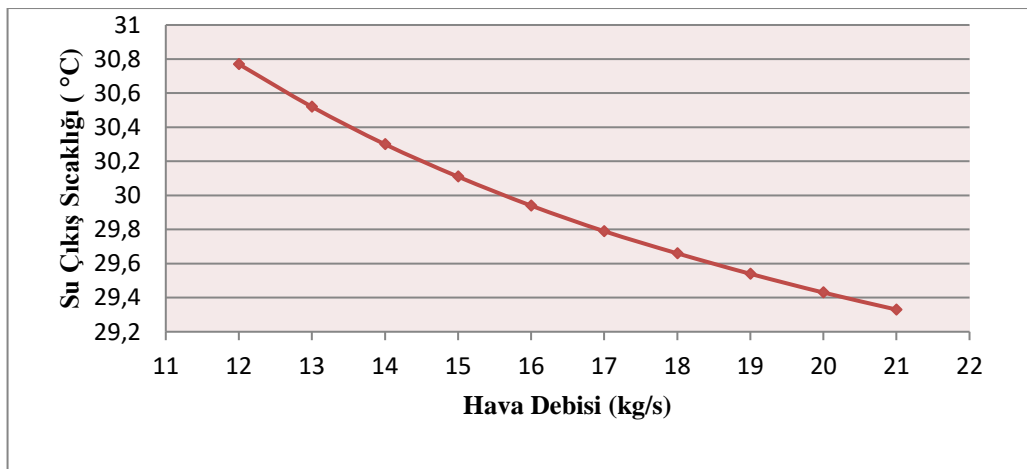
## 6. BULGULAR ve TARTIŞMA

Tasarlanan ıslak kuru soğutucunun yıllık performansına yönelik çalışmalar aşağıda verilmiştir. Islak kuru soğutucuya giren havanın tasarım değeri 25 °C olarak belirlenmiştir.



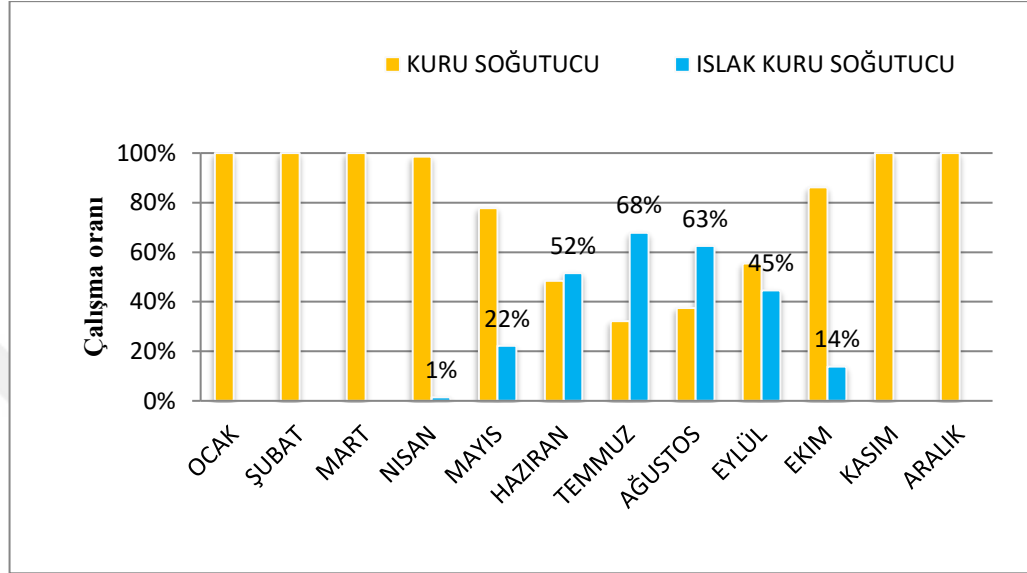
Şekil 4.1. Değişen giriş havası sıcaklığına göre su çıkış sıcaklığı dağılımı.

Sabit hava debisinde, değişen hava giriş sıcaklıklarına göre su çıkış sıcaklığındaki dağılım şekil 4.1'deki grafikte gösterilmiştir. Bu grafiğe göre, hava giriş sıcaklığının artmasıyla su çıkış sıcaklığında 30 °C aştığından dolayı istenmeyen bir yükselme olmuştur.



Şekil 4.2. Değişen hava debisinin su çıkış sıcaklığına etkisi.

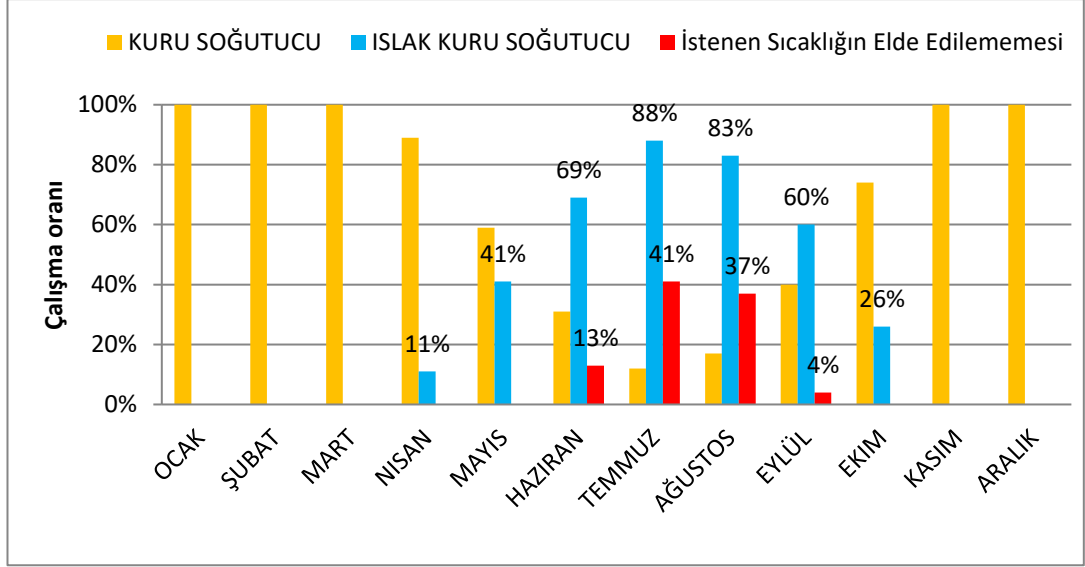
Sabit giriş havası sıcaklığında, değişen hava debisi göre su çıkış sıcaklığındaki dağılım şekil 4.2'teki grafikte gösterilmiştir. Bu grafiğe göre, belirli bir hava debisinden sonra ısı değiştiricisinin kapasitesinden dolayı su çıkış sıcaklığında hava debisinin arttığı oranda yeterince bir düşüş gözlemlenmiyor.



Şekil 4.3. 25 °C için sistem durumu.

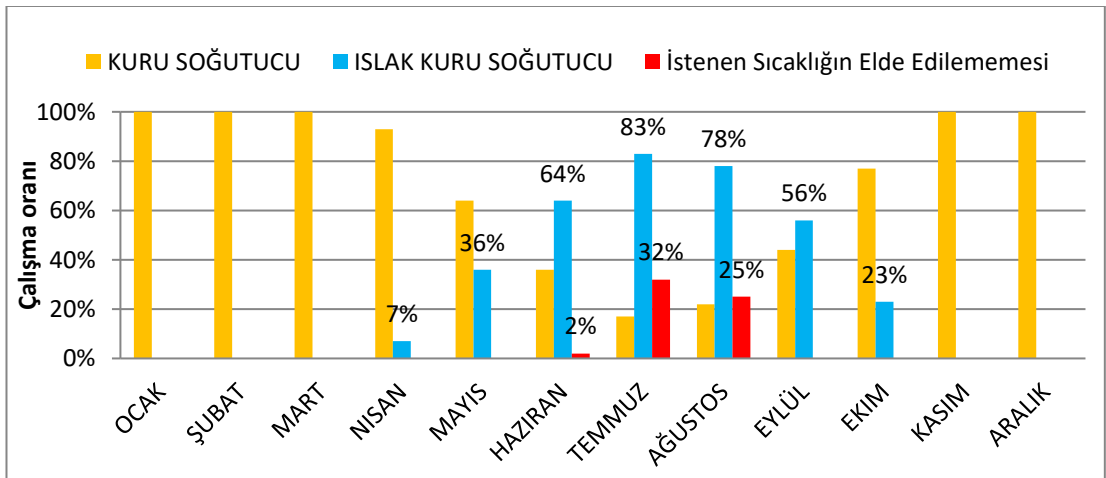
Şekil 4.3'deki grafikte, ısı değiştiricisi hava girişi tasarım değerimiz olan 25 °C'yi, soğutucunun, kuru soğutucu olarak ya da 25 °C'den yüksek sıcaklıklar için ıslak kuru soğutucu olarak elde etme durumları bir ayın toplam saat dilimi üzerinden ay bazında gösterilmiştir. Grafiğe göre; soğutucu, Ocak, Şubat, Mart, Kasım ve Aralık aylarında tamamen kuru soğutucu olarak çalışmaktadır. Nisan, Mayıs, Haziran, Temmuz, Ağustos, Eylül, Ekim aylarında belirtilen oranlarda ıslak kuru soğutucu olarak çalışmaktadır. Meteorolojik değerlere göre, yüksek sıcaklıklarda bile nemlendirme yöntemiyle yoğunlaşma olmadan 25 °C elde edilebilmektedir.





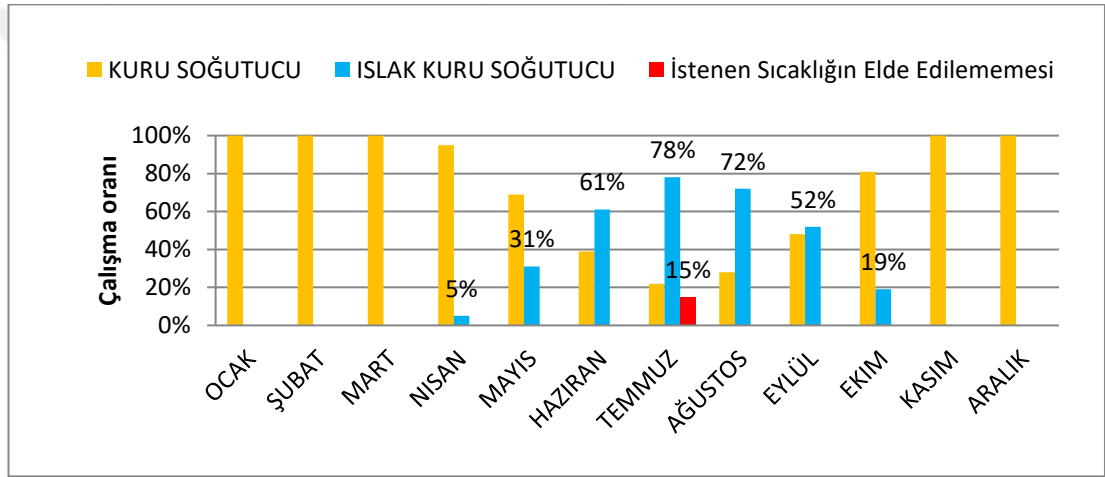
Şekil 4.4. 21 °C için sistem durumu

Şekil 4.4'deki grafikte, hava girişi tasarım değeri, 21 °C olması durumunda soğutucunun kuru soğutucu olarak ya da 21 °C'den yüksek sıcaklıklar için ıslak kuru soğutucu olarak çalışma ya da ıslak kuru olarak çalışsa bile %100 bağıl nem olmasıyla yoğuşma nedeniyle istenen 21 °C elde edilememe durumları bir ayın toplam saat dilimi üzerinden ay bazında yüzde olarak gösterilmiştir. Grafiğe göre; soğutucumuz Ocak, Şubat, Mart, Kasım ve Aralık aylarında tamamen kuru soğutucu olarak çalışmaktadır. Nisan, Mayıs, Haziran, Temmuz, Ağustos, Eylül, Ekim aylarında belirtilen oranlarda ıslak kuru soğutucu olarak çalışmaktadır. Haziran, Temmuz, Ağustos, Eylül aylarında ise ıslak-kuru soğutucunun 21 °C sıcaklığı elde edememe oranları gösterilmiştir.



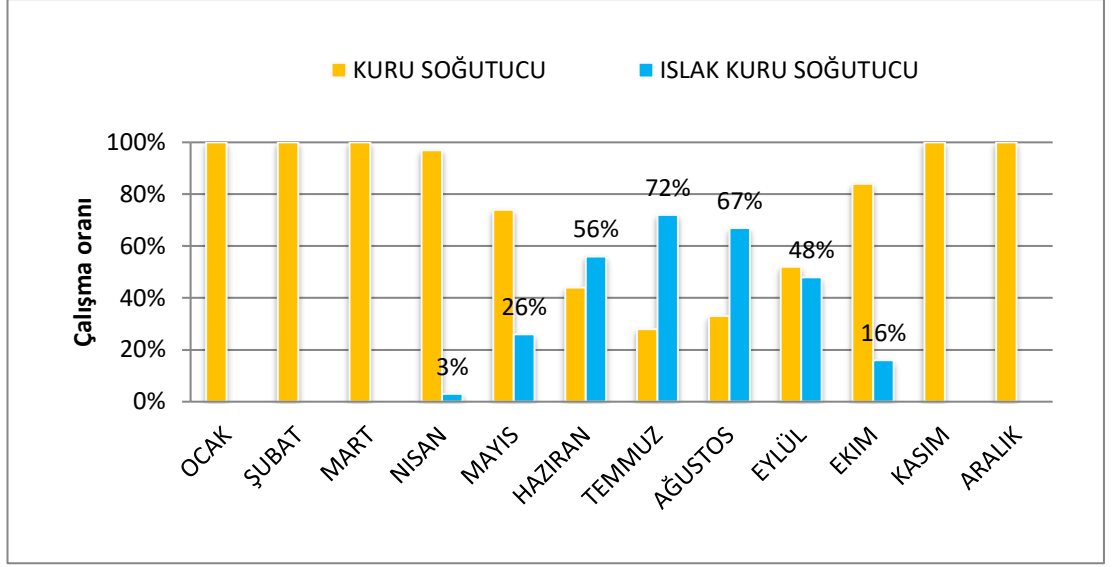
Şekil 4.5. 22 °C için sistem durumu.

Şekil 4.5'deki grafikte, hava girişi tasarım değeri 22 °C olması durumunda soğutucunun kuru soğutucu olarak ya da 22 °C'den yüksek sıcaklıklar için ıslak kuru soğutucu olarak çalışma ya da ıslak kuru olarak çalışsa bile %100 bağıl nem olmasıyla yoğuşma nedeniyle istenen 22°C elde edilememesi durumları bir ayın toplam saat dilimi üzerinden ay bazında yüzde olarak gösterilmiştir. Grafığe göre; soğutucumuz Ocak, Şubat, Mart, Kasım ve Aralık aylarında tamamen kuru soğutucu olarak çalışmaktadır. Nisan, Mayıs, Haziran, Temmuz, Ağustos, Eylül, Ekim aylarında belirtilen oranlarda ıslak kuru soğutucu olarak çalışmaktadır. Haziran, Temmuz, Ağustos aylarında ise ıslak-kuru soğutucunun 22 °C sıcaklığı elde edememe oranları gösterilmiştir.



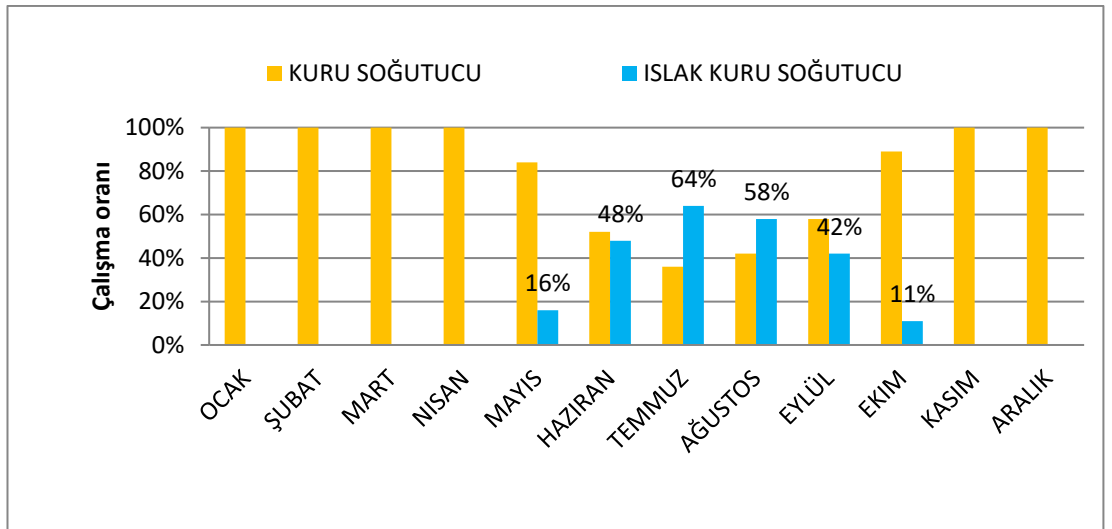
Şekil 4.6. 23 °C için sistem durumu.

Şekil 4.6'daki grafikte, hava girişi tasarım değeri, 23 °C olması durumunda soğutucunun kuru soğutucu olarak ya da 23 °C'den yüksek sıcaklıklar için ıslak kuru soğutucu olarak çalışma ya da ıslak kuru olarak çalışsa bile %100 bağıl nem olmasıyla yoğuşma nedeniyle istenen 23 °C elde edilememesi durumları bir ayın toplam saat dilimi üzerinden ay bazında yüzde olarak gösterilmiştir. Grafığe göre; soğutucumuz Ocak, Şubat, Mart, Kasım ve Aralık aylarında tamamen kuru soğutucu olarak çalışmaktadır. Nisan, Mayıs, Haziran, Temmuz, Ağustos, Eylül, Ekim aylarında belirtilen oranlarda ıslak kuru soğutucu olarak çalışmaktadır. Temmuz ayında ise ıslak-kuru soğutucunun 21 °C sıcaklığı elde edememe oranları gösterilmiştir.



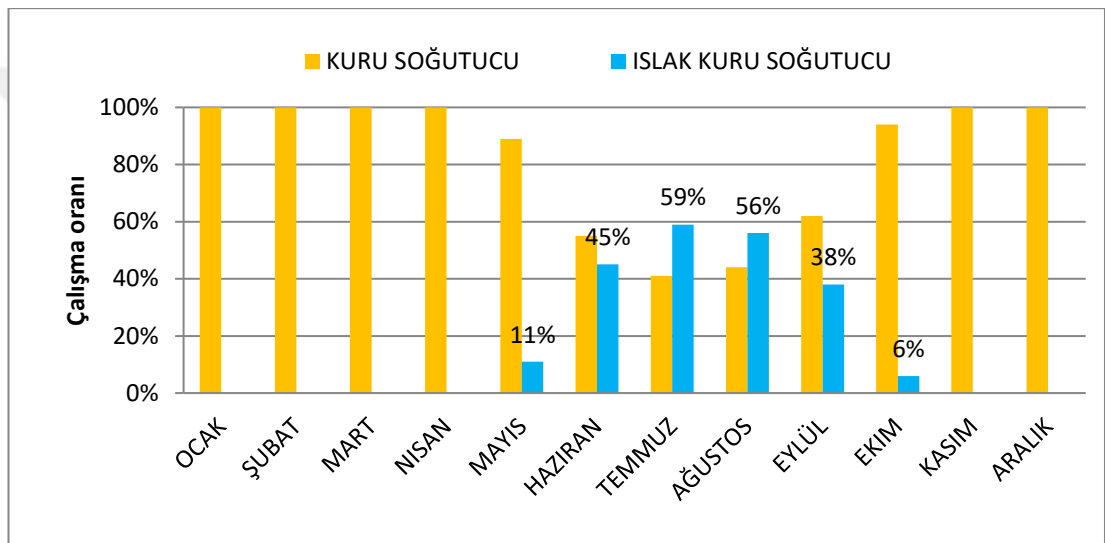
Şekil 4.7. 24 °C için sistem durumu.

Şekil 4.7'deki grafikte, hava girişi tasarım değeri, 24 °C olması durumunda, soğutucunun kuru soğutucu olarak ya da 24 °C'den yüksek sıcaklıklar için ıslak kuru soğutucu olarak çalışma durumları bir ayın toplam saat dilimi üzerinden ay bazında yüzde olarak gösterilmiştir. Grafığe göre; soğutucumuz Ocak, Şubat, Mart, Kasım ve Aralık aylarında tamamen kuru soğutucu olarak çalışmaktadır. Nisan, Mayıs, Haziran, Temmuz, Ağustos, Eylül, Ekim aylarında belirtilen oranlarda ıslak kuru soğutucu olarak çalışmaktadır. Meteorolojik değerlere göre, yüksek sıcaklıklarda bile nemlendirme yöntemiyle yoğuşma olmadan 24 °C elde edilebilmektedir.



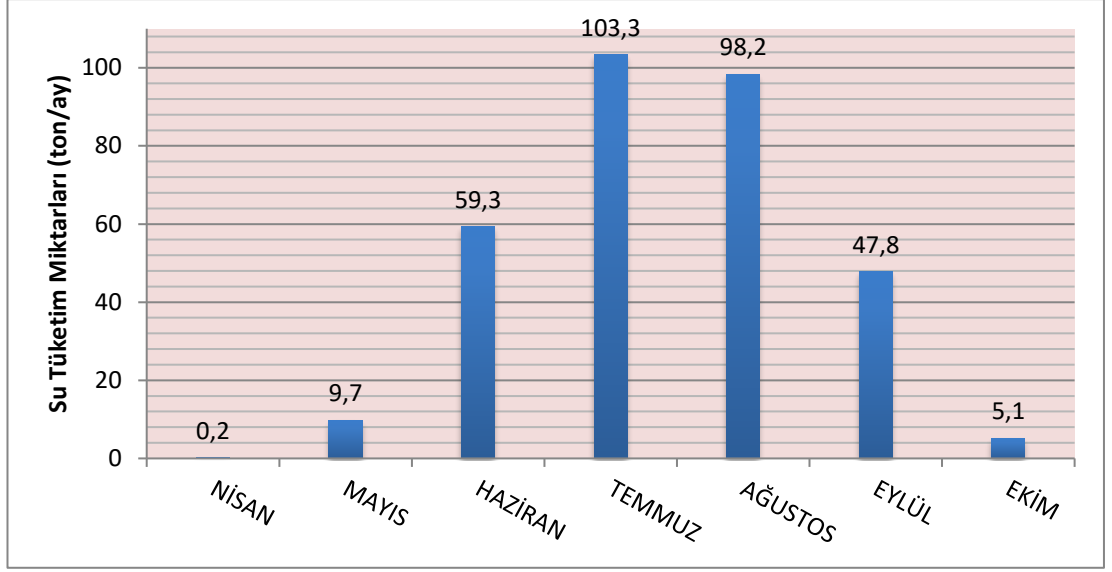
Şekil 4.8. 26 °C için sistem durumu.

Şekil 4.8'deki grafikte, hava girişi tasarım değeri eğer 26 °C olsaydı soğutucunun kuru soğutucu olarak ya da 26 °C'den yüksek sıcaklıklar için adyabatik nemlendirmeyle ön soğutma yaparak 26 °C'ye düşürülmesi işlemiyle ıslak kuru soğutucu olarak çalışma durumları bir ayın toplam saat dilimi üzerinden ay bazında gösterilmiştir. Grafığe göre; soğutucumuz Ocak, Şubat, Mart, Nisan, Kasım ve Aralık aylarında tamamen kuru soğutucu olarak çalışmaktadır. Mayıs, Haziran, Temmuz, Ağustos, Eylül, Ekim aylarında belirtilen oranlarda ıslak kuru soğutucu olarak çalışmaktadır. Meteorolojik değerlere göre, yüksek sıcaklıklarda bile nemlendirme yöntemiyle yoğuşma olmadan 26 °C elde edilebilmektedir.



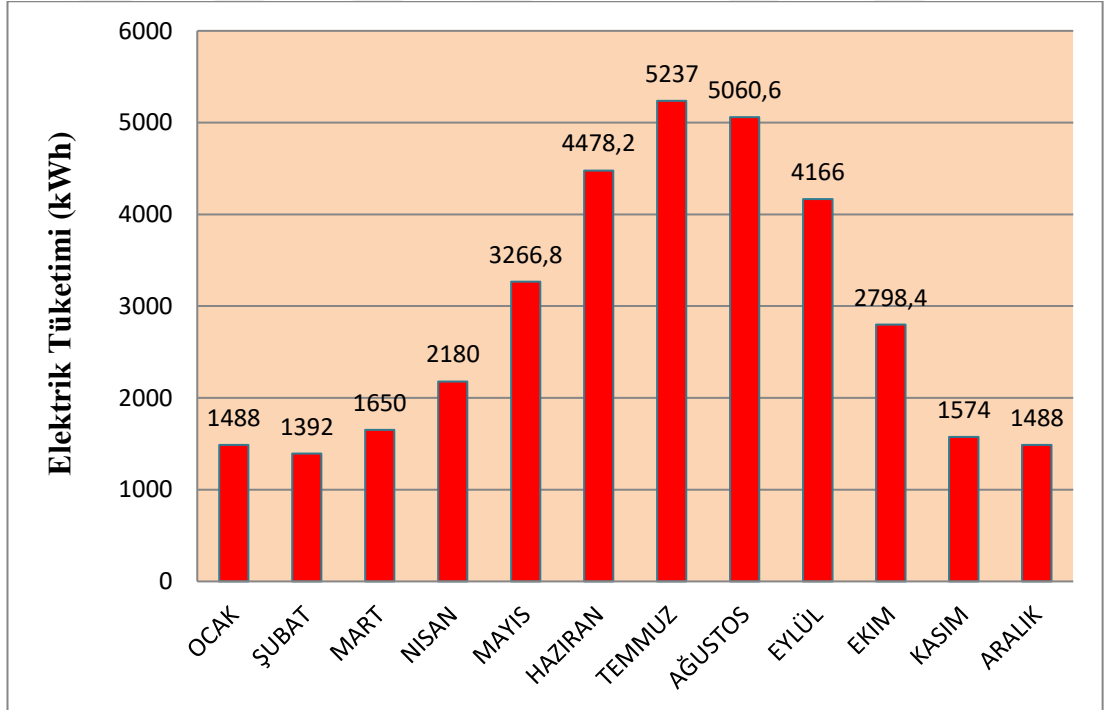
Şekil 4.9. 27 °C için sistem durumu.

Şekil 4.9'daki grafikte, hava girişi tasarım değeri, 27 °C olması durumunda, soğutucunun kuru soğutucu olarak ya da 27 °C'den yüksek sıcaklıklar için ıslak kuru soğutucu olarak çalışma durumları bir ayın toplam saat dilimi üzerinden ay bazında yüzde olarak gösterilmiştir. Grafığe göre; soğutucumuz Ocak, Şubat, Mart, Nisan, Kasım ve Aralık aylarında tamamen kuru soğutucu olarak çalışmaktadır. Mayıs, Haziran, Temmuz, Ağustos, Eylül, Ekim aylarında belirtilen oranlarda ıslak kuru soğutucu olarak çalışmaktadır. Meteorolojik değerlere göre, yüksek sıcaklıklarda bile nemlendirme yöntemiyle yoğuşma olmadan 27 °C elde edilebilmektedir.



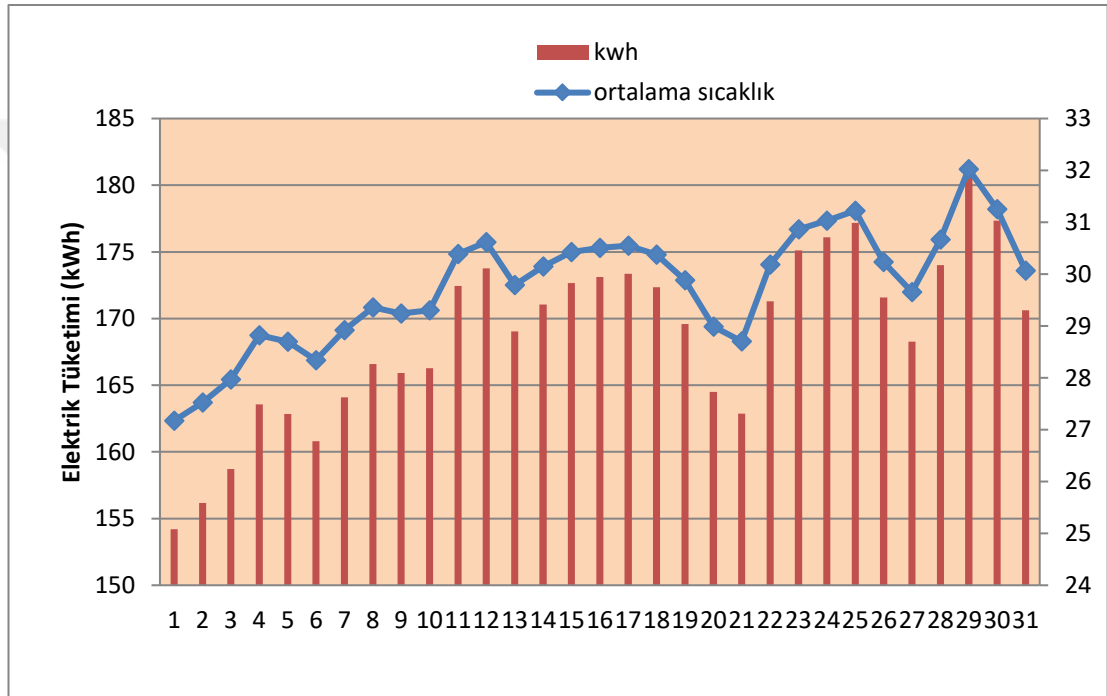
Şekil 4.10. Nemlendiricinin aylara göre su tüketim miktarları.

Islak kuru soğutucuda, aylara göre buharlaşması gereken su tüketim miktarları şekil 4.10'daki grafikte gösterilmiştir. Grafiğe göre, en yüksek tüketim temmuz ayıyla yaklaşık 103 tondur. Islak kuru soğutucunun yıllık buharlaşması gereken su miktarı, yaklaşık 324 ton olarak hesaplanmıştır.



Şekil 4.11. Elektrik tüketim değerleri

Şekil 4.11’de, ıslak kuru soğutucunun aylara göre elektrik tüketimleri gösterilmiştir. İhtiyacımız olan hava debisini, 3 fan adedi ile sağlamak üzere aksiyal tip fanlar, Rosenberg firma kataloğundan basınç kayıpları da dikkate alınarak seçilmiştir. Seçim yapılan fan, AKSD 800 model numaralı 2 kW gücündedir. Nemlendirici pompası güç tüketimi ise 2.25 kW’dır. 3 adet fan ve nemlendirici pompasının kapasiteye bağlı olarak devreye girip çıkmaları göz önünde bulundurularak elektrik tüketimleri yaklaşık olarak hesaplanmıştır. Bu grafiğe göre, en yüksek tüketim temmuz ayında yaklaşık 5237 kWh’dir. Yıllık tüketim ise yaklaşık 34800kWh’dır.



Şekil 4.12. Temmuz ayının günlük elektrik tüketimleri ve ortalama sıcaklıklar grafiği.

Hava sıcaklığının elektrik tüketimine etkisini incelediğimizde Şekil 4.12’deki değerleri elde ettik. Bu grafiğe göre, elektrik tüketiminin hava sıcaklığına bağlı olarak değiştiği gözlemlenmiştir.

## 7. SONUÇLAR ve ÖNERİLER

Tasarıma başlarken, Batman ili iklim verileri elde edilerek hava şartlandırmaya elverişli olup olmadığı incelendi. Bu inceleme sonucunda özellikle temmuz ayında dış hava bağıl neminin %10 gibi çok düşük değerlerde olduğu bunun nemlendirme için ciddi bir avantaj olduğu değerlendirildi.

İstenen kapasiteye göre kanatçıklı borulu ısı değiştiricisi tasarımı yapıldı. Tasarım, 25 °C giriş havası sıcaklığı, 10 m<sup>3</sup>/h su debisi ve 40 °C su giriş sıcaklığı ve 30 °C su çıkış sıcaklığı değerlerine göre yapıldı.

Hava giriş tasarım değerini, yüksek sıcaklıktaki yaz aylarında da elde edebilmek için nemlendirme sistemi seçimi yapıldı. Nemlendirme sisteminin kapasitesi, temmuz ayı şartlarına göre buharlaşma debisi 7 l/dak. olarak hesaplandı.

Isı değiştiricisinin tasarımında, farklı giriş sıcaklıklarının çıkış sıcaklıklarına etkisi incelendi. 25 °C olan giriş havası tasarım değerinden 27 °C'ye kadar olan sıcaklıklarda hava debisini arttırarak istenen 30 °C proses suyu sıcaklığı elde edilebildi. Daha yüksek sıcaklıklarda ise ısı değiştiricisi yüzey alanı kapasiteyi karşılayamadığı gözlemlendi.

Islak kuru soğutucunun, farklı giriş havası sıcaklıklarında çalışma analizleri yapılarak nemlendiricinin çalışma yüzdeleri hesaplandı. Tasarım sıcaklığındaki çalışma yüzdesine bakılarak nemlendiricide aylık olarak buharlaşması gereken su miktarları ve elektrik tüketimleri hesaplandı.

İhtiyaç doğrultusunda soğutucu ünitenin nemlendirme sistemi, Nisan, Mayıs, Haziran, Temmuz, Ağustos ve Eylül aylarında çalışmaktadır. Buharlaşması gereken su miktarı ve elektrik tüketimi en yüksek temmuz ayında gerçekleşmektedir.

Nozullardan çıkan su damlacıklarının tam buharlaşma için olması gereken damlacık çapı, nozul açıları ve nozullar ile ısı değiştiricisi arasındaki mesafenin tespiti üzerine araştırmalar yapılmalıdır.

## KAYNAKLAR

- [1] Yıldız,A., Soğutma sistemlerinde soğutma kapasitesinin adyabatik nemlendirme yöntemi kullanılarak iyileştirilmesi, Yüksek Lisans Tezi, Karabük Üniversitesi 2013.
- [2] Bulut,H., Taşınabilir bir evaporatif soğutucunun performans analizi,Tesisat Mühendisliği Dergisi Sayı: 135, sf. 6-7, 2013.
- [3] Başaran, N., Fog teknolojisi ile nemlendirme ve soğutma, V. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi ve Sergisi, 473-478,3-6 Ekim 2001.
- [4] Parmaksızoğlu, C., Çeteci, C., Isı değiştiricisi tasarımı, IV. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi ve Sergisi, 135-147, 4-7 Kasım 1999.
- [5] Acül, H.,Kuru Soğutucu Doğal soğutma uygulamaları ile iklimlendirme sistemlerinde enerji verimliliği, IX. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi, 83-114, 6-9 Mayıs 2019.
- [6] Korun, G., Hava soğutmalı grupların evaporatif ön soğutma ile verim ve kapasite artışı uygulaması, X. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi, 413-420, 13-16 Nisan 2011.
- [7] Yılmaz, T.,Büyükalaca, O., Desisif-evaporatif soğutma sisteminin deneysel olarak incelenmesi, IV. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi ve Sergisi, 165-180, 4-7 Kasım 1999.
- [8] Bulut, H., Güneydoğu anadolu bölgesi için çift buharlaştırmalı soğutma sistemi, Çukurova Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi, 70 sf, 1996.
- [9] Lazzarin, R.,Nalini, L., Air Humidification, (Editör: Toksoy, M.), Havanın nemlendirilmesi, Makine Mühendisleri Odası, İzmir, Bölüm 7, 2013.
- [10] FTR Makine Kimya Metalurji, Erişim Adresi:<http://www.ftr.com.tr/tr/default.asp?sayfa=urunkategori&c=AltKat&Kid=569>, Erişim Tarihi: Nisan 2017.
- [11] Coşkun, V., Ticari ve evsel soğutucularda doğal soğutucu akışkan kullanımının çevresel ve ekonomik etkilerinin incelenmesi, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi, 120 sf, 2010.



- [12] Yang, J., Chan, K.T., Xiangsheng, W., Yu, F.W., Xiaofeng, Y., An analysis on the energy efficiency of air-cooled chillers with water mist system, *Energy and Buildings*, 55(2012), 273-285, 2012.
- [13] Yang, J., Chan, K.T., Xiangsheng, W., Xiaofeng, Y., Zhang, H., Performance enhancement of air-cooled chillers with water mist: Experimental and analytical investigation, *Applied Thermal Engineering*, 40(2012), 114-120, 2012.
- [14] Kök, G., Kuru soğutucu kullanımının enerji verimliliği açısından incelenmesi, İstanbul Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi, 79, 2012.
- [15] Bulgurcu, H., İlten, N., Caner, İ., Kon, O., Bir Endüstriyel PVC Kalıp Soğutma Sisteminin Enerji Analizi ve İyileştirilmesi, *Tesisat Mühendisliği*, 23-31, 2014.
- [16] Deniz, E., Gürel, A.E., Yıldız, A., Adyabatik Soğutma Sistemlerinde Nozul Yapısının Soğutma Performansına Etkilerinin Teorik ve Deneysel İncelenmesi, *Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Dergisi Part:C*, 4(3), 83-90, 2016.
- [17] Friterm A. Ş. Teknik Yayını, Plastik endüstrisinde soğutma sistemleri ve uygulamaları, 978-605-89090-0-7., İstanbul, 2009.
- [18] Sanayide Enerji Verimliliği, Erişim Adresi: <http://enerjiverimlisanayi.com/tr/icerik/sanayide-enerji-verimliliği/42>, Erişim Tarihi: Mayıs 2017.
- [19] Alindair ürün kataloğu, Erişim Adresi: <http://www.alindair.com.tr/?sayfa=icerik&id=2>, Erişim Tarihi: Mayıs 2017.
- [20] Evaporatif soğutma uygulamaları, Erişim Adresi: <http://evaporatifsoğutma.blogspot.com.tr/> Erişim Tarihi: Mayıs 2017.
- [21] Erişim Adresi: <http://www.ahrinet.org/contractors.aspx?S=133>, Erişim Tarihi: Mayıs 2017.
- [22] Erişim Adresi: <http://www.gobizkorea.com/blog/ProductView.do?blogId=faran&id=1076490>, Erişim Tarihi: Mayıs 2017.
- [23] Erişim Adresi: <http://www.sinostarparts.com/sale-8510155-greenhouse-humidifying-misting-spray-cooling-system-fog-nozzle.html>, Erişim Tarihi: Mayıs 2017.

- [24] Serin Sistem ürün kataloğu, Erişim Adresi: <http://www.serinsistem.com/?o=3>,  
Erişim Tarihi: Mayıs 2017
- [25] Condair ürün kataloğu, Erişim Adresi: <https://www.condair.com.tr/dogrudan-odaya-spreynemlendiriciler/jetSpray-basincli-hava-su-sprey-nemlendirici>,  
Erişim Tarihi: Mayıs 2017
- [26] Alibaba Express ürün kataloğu.
- [27] Green Box ürün kataloğu.
- [28] Fusheng ürün kataloğu.
- [29] Baltimour ürün kataloğu.
- [30] Kakaç, S.,Liu H., Heat Exchangers Selection, Rating and Thermal Desing,  
CRC Press, s. 348-370,ABD, 200
- [31] Refteco ürün kataloğu.

## ÖZGEÇMİŞ

1. Adı Soyadı : Mehmet APAYDIN

2. Doğum Tarihi : 15.12.1990

3. Ünvanı : Enerji Sistemleri Mühendisi

4. Öğrenim Durumu :Lisans

Derece	Bölüm/Program	Üniversite	Bitirme Yılı
Lisans	Enerji Sistemleri Mühendisliği	Osmaniye Korkut Ata Üniversitesi	2013
Yüksek Lisans	Makine Mühendisliği	Osmaniye Korkut Ata Üniversitesi	2017

### 5.İş Tecrübesi:

Görev Unvanı	Görev Yeri	Yıl
Üretim Mühendisi	AK-MAKS Soğutma ve Isıtma San. Tic. Ltd. Şti	2014-2017

## EKLER

### EK-1

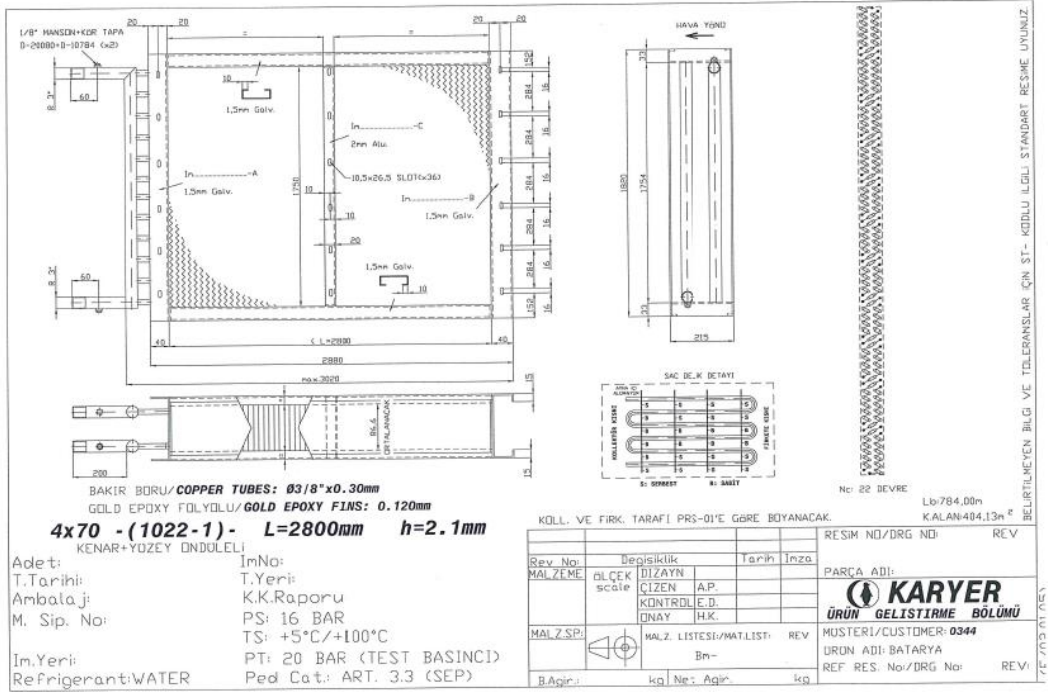
Çizelge A.1. Isı değiştiricisi tasarım değerleri

DEğERLER	
Transfer edilen ısı enerjisi	$Q_T \cong 115000 \text{ W}$
Hava giriş basıncı	$\sim 95000 \text{ Pa}$ (550 m Rakım)
Hava giriş sıcaklığı	$T_{hg}=25^\circ\text{C}$
Hava çıkış sıcaklığı	$T_{hc} = 30,8^\circ\text{C}$
Su giriş sıcaklığı	$T_{sg}=40^\circ\text{C}$
Su çıkış sıcaklığı	$T_{sc}=30^\circ\text{C}$
Hava özgül ısısı	$c_{phava} = 1007 \text{ j/kg.}^\circ\text{C}$ (@28°C)
Su özgül ısısı	$c_{psu} = 4184 \text{ j/kg.}^\circ\text{C}$ (@35°C)
Su kütleel debisi	$\dot{m}_{su} = 2,76 \text{ kg/s}$
Hava kütleel debisi	$\dot{m}_{hava} = 19,5 \text{ kg/s}$
Logaritmik sıcaklık farkı	$\Delta T_M = 6,9^\circ\text{C}$
Su ısıl kapasitesi	$C_{su} = 11548 \text{ W/}^\circ\text{C}$
Hava ısıl kapasitesi	$C_{hava} = 19637 \text{ W/}^\circ\text{C}$
Kritik ısıl kapasitesi	$C_r = 0,59$
Etkinlik	$\epsilon = 0,67$
NTU	$NTU = 1,64$
Toplam kanat alanının tüm alana oranı	$\frac{A_k}{A} = 0,84$
Kanat verimi	$\eta_k = 0,76$
Yüzey verimi	$\eta = 0,80$

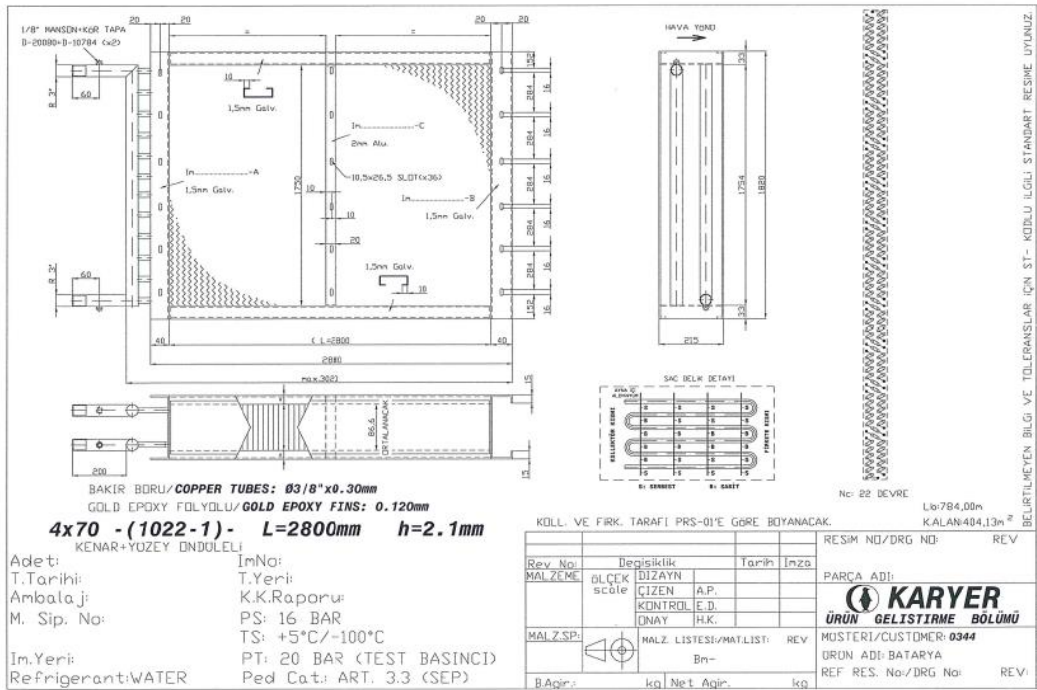
Hava yoğunluğu	$\rho_{\text{hava}} = 1,041 \text{ kg/m}^3 @28^\circ\text{C}$
Hava hızı	$V_{\text{hava}} = 2,5 \text{ m/s}$
Boru dış çapı	$D_o = 0,0095 \text{ m (3/8")}$
Hava dinamik viskozitesi	$\mu_{\text{hava}} = 0,00001859 \text{ kg/(m.s)}$
Dış yüzey için Reynolds Sayısı	$Re_o = 1330$
Hava Prandtl Sayısı	$Pr_h = 0,729 @28^\circ\text{C}$
Dış yüzey Nusselt Sayısı	$Nu_o = 17,45$
Hava ısı iletim katsayısı	$0,0265 \text{ W/m.}^\circ\text{C}$
Boru dışındaki ısı transfer katsayısı	$h_o = 48,7 \text{ W/m}^2.^\circ\text{C}$
Seçilen boru sayısı	$N=600 \text{ adet}$
Bir borudan geçen su kütleli debisi	$\dot{m}_i=4,93. 10^{-3} \text{ kg/s}$
Boru iç çapı	$D_i = 0,0088 \text{ m}$
Su dinamik viskozitesi	$\mu_{\text{su}} = 0,00072 \text{ kg/ m.s } @35^\circ\text{C}$
İç yüzey için Reynolds Sayısı	$Re_i = 990,7$
Su Prandtl Sayısı	$Pr_{\text{su}}=4,83 @35^\circ\text{C}$
İç yüzey Nusselt Sayısı	$Nu_i = 9,64$
Su iletim katsayısı	$k_{\text{su}} = 0,611 \text{ W/m.}^\circ\text{C}$
Boru içindeki ısı transfer katsayısı	$h_i = 669,3 \text{ W/m}^2.^\circ\text{C}$
Kompaktlık sayısı	$\alpha=587 \text{ m}^2/\text{m}^3$
İç alanın dış alana oranı	$A_i/A_h = 0,087$
Dikeyde iki boru merkezi arasındaki mesafe	$25 \text{ mm}$

Yatayda iki boru merkezi arasındaki mesafe	21,65 mm
Toplam ısı transfer katsayısı	$U = 23,3 \text{ W/m}^2\text{°C}$
Toplam yüzey alanı	$A=812,8 \text{ m}^2$
Kanat alanı	$A_k = 682,8 \text{ m}^2$
Isı değiştiricisi yüksekliği	$H=3500\text{mm}$
Isı değiştiricisi genişliği	$W=86,6 \text{ mm}$
Isı değiştiricisi uzunluğu	$L=2800\text{mm}$
Dikeydeki boru sayısı	$N_b=140 \text{ adet}$
Yataydaki boru sayısı	$N_r = 4 \text{ adet}$
Kanat sayısı	$z=1318 \text{ adet}$
Kanat kalınlığı	$t_k=0,12 \text{ mm}$
Kanatlar arası mesafe(hatve)	$b_k = 2,00 \text{ mm}$
Serbest akış alanının ön alana oranı	$\sigma = 0,534$
Sürtünme katsayısı	$f=0,0285$
Hava tarafı basınç kaybı	$\Delta P = 384 \text{ Pa}$
Bir borudan geçen su hızı	$V_{su} =0,33 \text{ m/s}$
Su yoğunluğu	$\rho_{su} = 994 \text{ kg/m}^3 \text{ @}35 \text{ °C}$
Su dinamik viskozitesi	$\mu_{su}=0,00072 \text{ kg/m.s @}35\text{°C}$
Su Reynolds Sayısı	$Re_{su}=40091$
Su tarafı basınç kaybı	222 kPa

## EK-2



Şekil B.1. Isı değiştiricisi-1 teknik resmi



Şekil B.2. Isı değiştiricisi-2 teknik resmi