

**YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**TERS AKIMLI, ISLAK SOĞUTMA KULELERİNİN
PERFORMANS KARAKTERİSTİKLERİNİN
BELİRLENMESİ**

Mak. Müh. Tolga GÖZÜTOK

**FBE Makina Mühendisliği Anabilim Dalı Isı Proses Programında
Hazırlanan**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
154311**

Tez Danışmanı : Prof. Dr. Olcay KINCAI

Prof. Dr. Olcay Kincaı
O. Kincaı

Doç. Dr. Galip Tümer
Galip Tümer

E. Bolat
Prof. Dr. Esen Bolat

İSTANBUL, 2004

İÇİNDEKİLER

Sayfa

SİMGE LİSTESİ	iv
ŞEKİL LİSTESİ	vi
ÇİZELGE LİSTESİ.....	vii
ÖNSÖZ.....	viii
ÖZET.....	ix
ABSTRACT	x
1. GİRİŞ.....	1
2. ISI VE KÜTLE AKTARIMI.....	3
2.1 İdeal Gaz Karışımları	3
2.2 Bir arada Isı ve Kütle Aktarımı	7
2.3 Kütle Aktarım Katsayısı	9
2.4 Lewis Bağıntısı.....	9
3. PSİKROMETRİ	12
3.1 Psikrometrik Diyagram	13
3.2 Bağlı ve Özgül Nem	14
3.3 Adyabatik Doyma ve Yaş Termometre Sıcaklığı.....	16
4. SOĞUTMA KULELERİ.....	19
4.1 Giriş	19
4.2 Çalışma Prensipleri.....	19
4.3 Tasarım Şartları	22
4.4 Soğutma Kulesi Tipleri.....	23
4.5 Kule Yapım Malzemeleri	30
4.6 Seçim Şartları	31
4.7 Yerleşim, Borulama, Kapasite Kontrolü	32
4.8 Kulede Ses Problemi	35
4.9 Kulede Sis Oluşumu.....	35
4.10 Kule Performans Eğrileri.....	37
4.11 Soğutma Kulelerinin Termal Analizi	40
4.12 Soğutma Kulesi Performansını Etkileyen Faktörler.....	45
4.13 Soğutma Kulelerinin Çalışması Hakkında Göz Önünde Tutulan Unsurlar.....	48
5. TERS AKIMLI SOĞUTMA KULELERİNDE ISI VE KÜTLE AKTARIMININ İNCELENMESİ	52
5.1 Isı ve Kütle Aktarım Teorisi.....	52

5.2 Ters Akımlı Bir Soğutma Kulesinde Entalpi Farkının Matematiksel İntegrasyonu	56
5.3 Adım Adım İntegrasyon Yöntemi ve Örnek	57
6. SONUÇLAR VE ÖNERİLER	67
KAYNAKLAR.....	70
EKLER	71
Ek 1.....	72
Ek 2.....	73
Ek 3.....	74
ÖZGEÇMİŞ.....	75



SİMGE LİSTESİ

a	Birim kule hacmine rastlayan su ara yüzeyi, [m^2/m^3]
A	Alan, yüzey, [m^2]
C_{pm}	Özgül ısı, [$kJ/kg \cdot ^\circ C$]
C_h	Hava özgül ısısı, [$kJ/kg \cdot ^\circ C$]
C_w	Suyun özgül ısısı, [$kJ/kg \cdot ^\circ C$]
D_v	Kütle yayılım katsayısı, [m^2/s]
h	Birim kütle için entalpi, [kJ/kg]
\bar{h}	Molar entalpi, [$kJ/kmol$]
h_c	Isı taşınım katsayısı, [$W/m^2 \cdot K$]
h_i	Doymuş hava filmi ile ana hava kütleleri arasındaki film katsayısı, [$W/m^2 \cdot K$]
h_w	Su ile doymuş hava filmi arasındaki film katsayısı, [$W/m^2 \cdot K$]
h_d	Kütle aktarım katsayısı, [m/s]
h_s	Su entalpisi, [kJ/kg]
h_a	Hava entalpisi, [kJ/kg]
h_{jg}	Gizli buharlaşma ısısı, [J/kg]
K	Buharlaşma katsayısı, [$kg/s \cdot m^2$]
H	Kule yüksekliği, [m]
m_a	Hava debisi, [kg/s]
m_t	Bileşen kütle oranı,
m_w, m_s	Su debisi, [kg/s]
n_h	Kuru hava mol sayısı,
n_s	Su buharı mol sayısı,
P_d	Su buharı doyma basıncı, [Pa]
P_h	Kuru hava kısmi basıncı, [Pa]
P_s	Su buharı kısmi basıncı, [Pa]
P_r	Atmosferik basınç, [Pa]
q_L	Gizli ısı, [kJ]
q_d, q_s	Duyulur ısı, [kJ]
r	Buharlaşma ısısı, [J/kg]
R_h	Kuru hava gaz sabiti, [$J/kg \cdot K$]
R_s	Su buharı gaz sabiti, [$J/kg \cdot K$]
\bar{R}	Evrensel gaz sabiti, [$J/kg \cdot K$]
S	Kule kesit alanı, [m^2]
s	Birim kütle için entropi, [$kJ/kg \cdot K$]
\bar{s}	Molar entropi, [$kJ/mol \cdot K$]
t_a	Ana hava kütleleri sıcaklığı, [$^\circ C$]
t_s	Doymuş hava filmi sıcaklığı, [$^\circ C$]
t_w	Su sıcaklığı, [$^\circ C$]
T	Karışımın mutlak sıcaklığı, [K]
U	Hız, [m/s]
V	Kule hacmi, [m^3]
W_a	Doymuş hava filmine ait özgül nem, [$kg su / kg kuru hava$]
W_s	Su yüzeyinden sonsuz uzaklıkta hava özgül nemi, [$kg su / kg kuru hava$]
y	Bileşen mol oranı,
P	Yoğunluk, [kg/m^3]
Φ	Bağıl nem
Le	Lewis sayısı
Nu	Nusselt sayısı

Nu Nusselt sayısı
Pr Prandtl sayısı
Re Reynolds sayısı
Sc Schmidt sayısı
Sh Sherwood sayısı



ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 3.2. Doyma eğrisi	14
Şekil 3.3. Bağlı nem eğrileri.....	15
Şekil 3.4. Adyabatik doyma süreci.....	16
Şekil 4.1. Ters akımlı soğutma kulesinde su ve hava arasındaki sıcaklık ilişkisi	20
Şekil 4.2. Soğutma kulesinden geçen havanın psikrometrik analizi	21
Şekil 4.3. Doğrudan temaslı soğutma kulesi	23
Şekil 4.4. Dolaylı temaslı soğutma kulesi	23
Şekil 4.5. Dolgu tipleri	24
Şekil 4.6. Dikey püskürtmeli kule	25
Şekil 4.7. Yatay püskürtmeli kule	25
Şekil 4.8. Hiperbolik (baca) kuleler	26
Şekil 4.9. Konvansiyonel mekanik çekişli kuleler	28
Şekil 4.10. Adyabatik doyurulmuş hava soğutmalı ısı değiştirici	30
Şekil 4.11. Psikrometrik diyagram üzerinde sis oluşumunun tespiti.....	36
Şekil 4.12. % 100 tasarım debisinde soğutma kulesi performansı	38
Şekil 4.13. % 67 tasarım debisinde soğutma kulesi performansı	38
Şekil 4.14. % 133 tasarım debisinde soğutma kulesi performansı	39
Şekil 4.15. % 167 tasarım debisinde soğutma kulesi performansı	39
Şekil 4.16. Ters akımlı bir soğutma kulesi için olan ısı ve kütle aktarımı prosesi: giriş yapan hava, 26,6 °C kuru termometre ve 20 °C yaş termometre sıcaklıklarında	42
Şekil 4.17. Ters akımlı bir soğutma kulesi için olan ısı ve kütle aktarımı prosesi: giriş yapan hava, 22,2 °C kuru termometre ve 21,1 °C yaş termometre sıcaklıklarında	43
Şekil 5.1. Ters akımlı soğutma kulesinde enerji dengesi	52
Şekil 5.2. Bir soğutma kulesindeki sonsuz küçük hacim elemanındaki enerji dengesi.....	58
Şekil 5.3. Su ve havaya ait entalpi sıcaklık diyagramı	59
Şekil 5.4. Örnekte incelenen kulenin hacimsel olarak bölünmesi.....	61
Şekil 5.5. Kule hacmi – yaş termometre sıcaklığı değişimi	65
Şekil 5.6. Kule hacmi ile mw/ma oranının değişimi	65
Şekil 5.7. Farklı mw/ma oranları ile kule hacminin değişimi	66
Şekil 5.8. Etkinlik ile kule hacminin değişimi	66

ÇİZELGE LİSTESİ

Sayfa

Çizelge 5.1. Adım adım integrasyon.....62



ÖNSÖZ

Bu çalışmada ters akımlı soğutma kulelerinde ısı ve kütle aktarımı incelenmiş ve örnek bir soğutma kulesi üzerinde irdeleme yapılmıştır. Çalışmalarım sırasında gerek literatür taraması, gerekse konunun şekillenmesi ve diğer aşamalarda bana yön gösteren ve yardımcı olan tez danışmanım Sayın Prof. Dr. Olcay Kıncay'a teşekkürü bir borç bilirim.



ÖZET

Hava şartlandırma sistemlerinde ve endüstriyel proseslerde her zaman için sistemden çekilmesi ve uzaklaştırılması gerekli bir ısı bulunmaktadır. Bir başka deyişle bir soğutma işlemine ihtiyaç vardır. Geçmişte bu işlem doğal bir su kaynağından veya şebekeden çekilen soğuk su ile gerçekleştiriliyordu. Bugün ise şebeke suyu ile bunu gerçekleştirmek pahalıya mal olmaktadır. Aynı şekilde soğutma suyunun doğal kaynaklardan çekilmesi de nispeten zor olmakta ve ayrıca ekolojik dengeye zarar vermektedir. İşte bu noktada su soğutma kuleleri sistemdeki atık ısıyı uzaklaştırmak için ideal bir çözüm olmakta ve yukarıda belirtilen sorunların üstesinden gelmektedir. Bu çalışmada soğutma kulelerinden genel olarak bahsedilmekle birlikte, odak noktasını ters akımlı soğutma kuleleri oluşturacaktır.

Ters akımlı soğutma kulelerinde ısı ve kütle aktarımını irdelerken, teoriyi oluşturmak ve konuyu anlamayı kolaylaştırmak için, Bölüm 2 ve 3'de temel bağıntı ve kavramlar açıklanmıştır. Bu bölümlerde hava ve su buharını ideal gaz olarak kabul edeceğimizden karışımlar ve ideal gazlar anlatılmış, soğutma kulesindeki ısı ve kütle aktarımını açıklayabilmek için bir arada ısı ve kütle aktarımı konusuna değinilmiştir. Daha sonra sırasıyla kütle aktarım katsayısı, Lewis bağıntısı, psikrometrik diyagram, bağıl ve özgül nem, adyabatik yaş termometre sıcaklıkları açıklanmıştır. Bölüm 4'de ASHRAE Handbook esas olarak soğutma kulelerinin çalışma prensipleri, tipleri, tasarım esasları ve performans karakteristikleri hakkında bilgi verilmiş ve kulede sis oluşumu açıklanmıştır.

Son bölümde ısı ve kütle aktarım bağıntılarından faydalanarak, ters akımlı su soğutma kuleleri için ısı ve kütle aktarım teorisi çıkarılmış ve Merkel eşitliği elde edilmiştir. Buradan kule hacim hesabı için NTU (Number of Transfer Unit) değerini veren bir integral bağıntısı bulunmuştur. Daha sonra giriş ve çıkış şartları verilen, örnek bir su soğutma kulesi için hacim ve kule yüksekliği hesabı yapılmıştır. Bu hesap yapılırken kule hacmi adım adım integrasyon yöntemi ve Matlab'da hazırlanmış bir bilgisayar programı sayesinde çözülmüştür. Daha sonra örnek kule için, kule hacminin yaş termometre sıcaklığı, su/hava debileri oranı ve etkinlik ile değişimi, grafik olarak sunulmuş ve açıklanmıştır.

Anahtar kelimeler: Ters akımlı soğutma kulesi, Merkel eşitliği, kule hacmi

ABSTRACT

In the air conditioning systems and industrial processes, there is always some heat which should be extracted and removed from the system so-called cooling. In the past this was performed by the cold water drawn from a natural water resource or the network. Today, it is very expensive to use network water. Likewise, drawing the cooling water from natural resources is relatively difficult and impairs the ecological balance. At this point, water cooling towers become the ideal solution to remove the waste heat and overcomes the problems listed above. In this study, we mention the cooling towers generally while the focus is on the counter flow cooling towers.

Section 2 and 3 gives the fundamental equations and concepts in the counter flow cooling towers while evaluating the mass and heat passage through the counter flow cooling towers. In these sections we can assume air and water vapor as ideal gases, and therefore, mixtures and ideal gases were defined and heat and mass transmission was mentioned in order to define the heat and mass transmission. Then, mass transmission coefficient, Lewis equation, psychometric diagram, relative and specific humidity, adiabatic wet thermometer temperatures were defined. In section 4, the operating principles, types and design principles as well as performance characters of the cooling towers based on ASHRAE Handbook were given.

In the final section, heat and mass transmission theory for counter flow water cooling towers was derived and Merkel equation was obtained. From that, an integral equation giving the NTU (Number of Transfer Units) was found. Then volume and tower height calculation for a sample water cooling tower with the given input and output conditions was performed. The sample problem was resolved in Matlab using step by step integration method and was compared with the numerical solution. While doing this account the tower volume was obtained by means of a computer program written in Matlab using step by step integration method. Then the wet thermometer temperature of the tower volume and water/air flow rates and efficiency was presented and explained in a graphic.

Keywords: Counter flow cooling tower, Merkel equation, Tower volume

1. GİRİŞ

Su soğutma kuleleri, suyu soğutmak için ısı ve kütle aktarımı kombinasyonunu kullanan cihazlardır. Soğutulacak olan su kulede hava ile su arasında geniş bir ısı aktarım yüzeyi yaratacak şekilde memelerden püskürtülür. Hava sirkülasyonu ise fanlar ile cebri olarak veya yoğunluk farkı etkisiyle doğal olarak sağlanır. Kulede suyun soğuması esnasında bir miktar su buharlaşarak havaya karışır. Buharlaşma için gerekli olan ısı ise, suyun diğer kısmından çekilir. Yani, atmosfer basıncında buharlaşma ısısı sirküle eden sudan alınır ve hava akımına aktarılır.

Walker, soğutma kulesinin işleyişi hakkında ilk kez temel bir teoriyi ortaya koyan kişidir. Bununla birlikte, temel diferansiyel denklemlerinin pratik kullanımı, ilk kez, Merkel tarafından sunulmuştur. Hem duyulur hem de gizli ısılara izin veren itici bir kuvvet olarak, toplam ısı veya entalpi farkının işe yararlılığını göstermiştir. Merkel'in teorisinin doğasında olan temel varsayımlar ve yaklaşımlar şunlardır:

- Sıvı film içerisindeki ısı aktarımı için olan rezistans göz ardı edilebilir.
- Kulenin birim kesit alanındaki suyun kütle akış hızı sabittir; yani, buharlaşmadan kaynaklanan herhangi bir su kaybı mevcut değildir.
- Sabit basınçta hava-buhar karışımının özgül ısısı, kuru havaninkine aynıdır.
- Nemli hava için Lewis sayısı, bir tam sayıdır (Khan vd., 2003).

Soğutma kulelerinde ısı ve kütle aktarımının incelenmesi ve açıklanması konusunda Merkel'den önce bazı çalışmalar yapılmış olmakla birlikte; ısı ve kütle aktarım teorisini ve ilgili matematiksel denklemleri ilk kez Merkel "Verdunstungskühlung" (1925) adlı çalışmasında ortaya koymuştur (Sutherland, 1983). Bu çalışmalarında Merkel, ancak bazı kabuller yapmak suretiyle sonuca ulaşmıştır. Bu kabullerin ilki buharlaşan suyun (yaklaşık % 2) ihmal edilmesi olmuştur. Ayrıca su ile havanın oluşturdukları sistemin adyabatik olduğu, yani su-hava arasında gerçekleşen ısı aktarımından başka sistemin ısı alışverişi yapmadığı kabul edilmiştir. Yapılan diğer kabulde, hava-su buharı sistemi için Lewis sayısının bir olarak alınmasıdır. Merkel'den sonra gelen araştırmacıların büyük bölümü, yine aynı kabulleri yaparak yola çıkmıştır. Bu kişiler çeşitli parametrelerin kule performansına etkilerini, farklı yaklaşım ve yöntemlerle incelemişler ve Merkel teorisi ile bulunan denklemlerin çözümü için değişik yöntemler denemişlerdir. Bu çözümler hassas (tam) çözüm ve yaklaşık çözüm olarak

literatürde tanımlanmıştır. Yaklaşık çözüm yöntemi olarak adım adım integrasyon bugün halen en çok kullanılan yöntem olmaktadır. Bilgisayar teknolojisinin gelişmesi ile çözümde nümerik analiz yöntemlerinden faydalanılmaya başlanmış ve sayısal çözüm sayesinde zamandan tasarruf sağlanmıştır.

Merkel'in diferansiyel eşitliği Nottage tarafından tekrar geliştirilmiş ve Lichtenstein tarafından bir grafik çözüm yöntemine dönüştürülmüştür. Soğutma kulesindeki havanın işletme doğrusu için bir diğer grafik çözümünde Mickley önermiştir. Simpson ve Sherwood çeşitli küçük ölçekli soğutma kuleleri üzerinde deneysel çalışmalar yapmışlar ve kütle aktarım katsayısının değişen hava ve su özelliklerine bağımlılığını incelemişlerdir. Carey ve Williamson Merkel'in teorisini gaz soğutma ve nem almaya uygulanacak şekilde geliştirmişlerdir. Baker ve Shryock Merkel'in çalışmasına tekrar eğilmişler ve bazı yaklaşım etkilerini incelemişlerdir. Soğutma kuleleri üzerindeki teorik çalışmalar Berman, Hsu, Threlkeld, Yadigaroglu, Pastor, Osterle ve Bernier ile devam etmiştir (Sutherland, 1983). Osterle (1991), gibi bazı araştırmacılar Merkel'in yaptığı ilk kabulü yapmayarak, çalışmaya başlamışlar ve bazı farklı sonuçlar elde etmişlerdir. Yani Osterle (1991), buharlaşma yolu ile sudan olan kayıpları ihmal etmemiş ve Merkel'den farklı bir sonuç elde etmiştir.

Bu çalışmada Merkel teorisini esas almakta ve aynı kabulleri yapmaktadır. Yani buharlaşma ile olan su kaybı ihmal edilmiş ve hava – su buharı sistemi için Lewis sayısı bir olarak alınmıştır. Önce gaz karışımları, psikrometri gibi temel kavramlar anlatılmış, ısı ve kütle aktarımı konusunda bilgi verilmiştir. Daha sonra ısı ve kütle aktarımı denklemleri yazılarak Merkel eşitliği elde edilmiştir. Buradan bir bilgisayar programı yardımı ile kule hacmi ve yüksekliğinin elde edilmesi örnek bir uygulama üzerinde gösterilmiştir.

2. ISI VE KÜTLE AKTARIMI

Bu bölümde ısı ve kütle aktarımının temel bağıntularını görmeden önce, bir ideal gaz karışımı olarak kabul edeceğimiz nemli hava için ideal gaz bağıntıları açıklanacaktır. Daha sonra ısı ve kütle aktarımının bir arada olması hali incelenecek ve kütle aktarım katsayısı açıklanacaktır. Son kısımda ise soğutma kulesi analizinde faydalanacağımız Lewis bağıntısı hakkında bilgi verilecektir.

2.1. İdeal Gaz Karışımları

Tanımlama gereğince ideal gazların moleküllerinin birbirleri üzerine herhangi bir etkisi yoktur. İdeal gazlardan oluşan bir karışım içerisinde her bir bileşene ait moleküller diğer bileşenlere ait moleküllerden etkilenmiyorsa, bir ideal gaz karışımı söz konusu olur. Sadece alçak basınçlarda elde edilebilecek böyle bir karışımda, her bir bileşen karışımın içerisinde bulunduğu kabı diğerleri yokmuş gibi doldurur (Büyüktür, 1985).

P basıncında ve T sıcaklığında bulunan ve n adet molekülden oluşan karışımın hacmi V olsun. i bileşeni V hacmini T sıcaklığında yalnız başına doldurduğu zaman basıncı P_i olsun. P_i bileşen basıncı olarak adlandırılır. Bir ideal gaz karışımı için,

$$PV = n\bar{R}T \quad \text{ve} \quad P_iV = n_i\bar{R}T \quad (\text{Büyüktür, 1985}) \quad (2.1)$$

$$\text{ve} \quad n = n_1 + n_2 + n_3 + \dots + n_k \quad (\text{Büyüktür, 1985}) \quad (2.2)$$

eşitliklerinden,

Merkel'in diferansiyel eşitliği Nottage tarafından tekrar geliştirilmiş ve Lichtenstein tarafından bir grafik çözüm yöntemine dönüştürülmüştür. Soğutma kulesindeki havanın işletme doğrusu için bir diğer grafik çözümünde Mickley önermiştir. Simpson ve Shenwood çeşitli küçük ölçekli soğutma kuleleri üzerinde deneysel çalışmalar yapmışlar ve kütle aktarım katsayısının değişen hava ve su özelliklerine bağımlılığını incelemişlerdir. Carey ve Williamson Merkel'in teorisini gaz soğutma ve nem almaya uygulanacak şekilde geliştirmişlerdir. Baker ve Shryock Merkel'in çalışmasına tekrar eğilmişler ve bazı yaklaşım etkilerini incelemişlerdir. Soğutma kuleleri üzerindeki teorik çalışmalar Berman, Hsu,

Threlkeld, Yadigaroglu, Pastor, Osterle ve Bernier ile devam etmiştir (Altınışık, 1993), Osterle (ASHRAE., 1992) gibi bazı araştırmacılar Merkel'in yaptığı ilk kabulü yapmayarak, çalışmaya başlamışlar ve bazı farklı sonuçlar elde etmişlerdir. Yani Osterle buharlaşma yolu ile suda olan kayıpları ihmal etmemiş ve Merkel'den farklı bir sonuç elde etmiştir. Bu konu ileride daha detaylı incelenecektir.

Bu çalışmada Merkel teorisini esas almakta ve aynı kabulleri yapmaktadır. Yani buharlaşma ile olan su kaybı ihmal edilmiş ve hava – su buharı sistemi için Lewis sayısı bir olarak alınmıştır. Önce gaz karışımları, psikrometri gibi temel kavramlar anlatılmış, ısı ve kütle aktarımı konusunda bilgi verilmiştir. Daha sonra ısı ve kütle aktarımı denklemleri yazılarak Merkel eşitliği elde edilmiştir. Buradan bir bilgisayar programı yardımı ile kule hacmi ve yüksekliğinin elde edilmesi örnek bir uygulama üzerinde gösterilmiştir.

$$\frac{PV}{RT} = \frac{P_1V}{RT} + \frac{P_2V}{RT} + \dots + \frac{P_kV}{RT} \quad (\text{Büyüktür, 1985}) \quad (2.3)$$

$$\text{veya } P = P_1 + P_2 + \dots + P_k = \sum_{k=1}^k P_i \quad (\text{Büyüktür, 1985}) \quad (2.4)$$

yazılabilir.

Görüldüğü gibi ideal bir gaz karışımının basıncı karışımı oluşturan bileşenlerin bileşen basınçlarının (kısmi basınçların) toplamına eşittir. Bu kurala Dalton Yasası adı verilir. İdeal bir gaz karışımı için,

$$\frac{P_i}{P} = \frac{n_i \bar{R}T / V}{n \bar{R}T / V} = \frac{n_i}{n} \quad (\text{Büyüktür, 1985}) \quad (2.5)$$

$$\text{veya } P_i = y_i P \quad (\text{Büyüktür, 1985}) \quad (2.6)$$

eşitliği yazılabilir. Termodinamikte bir karışım için $P_i = y_i P$ eşitliği ile tanımlanan P_i büyüklüğüne i bileşeninin kısmi basıncı adı verilir. Dalton yasası “ bir ideal gaz karışımının basıncı karışımı oluşturan gazların kısmi basınçları toplamına eşittir” şeklinde de ifade edilebilir.

i bileşenin P basıncında ve T sıcaklığında ölçülen hacmi V_i olsun.

$$P_i V_i = n_i \bar{R} T \quad \text{ve} \quad P V_i = n_i \bar{R} T \quad (\text{Büyüktür, 1985}) \quad (2.7)$$

eşitliklerinden,

$$V_i = \frac{P_i}{P} V \quad (\text{Büyüktür, 1985}) \quad (2.8)$$

yazılabilir. Dolayısıyla,

$$V_1 + V_2 + \dots + V_k = (P_1 + P_2 + \dots + P_k) \frac{V}{P} \quad (\text{Büyüktür, 1985}) \quad (2.9)$$

bulunur. Dalton yasası göz önüne alınır,

$$\sum_{i=1}^k V_i = V \quad (\text{Büyüktür, 1985}) \quad (2.10)$$

elde edilir. Görüldüğü gibi bir ideal gaz karışımını oluşturan bileşenlerin karışımın basıncında ve sıcaklığında ölçülen hacimlerinin toplamı, karışımın hacmine eşittir. Bu kurala Amagat - Leduc yasası adı verilir.

Yukarıda belirtildiği gibi bir ideal gaz karışımını oluşturan bileşenlerin her biri karışımın içerisinde bulunduğu kabı diğer bileşenlerden hiç etkilenmeden doldurur. Dolayısıyla karışımın bütün ekstensiv özellikleri bileşenlerin ekstensiv özelliklerinin toplamına eşit olur. Örneğin entalpi ve entropi için,

$$h = m_{f1} h_1 + m_{f2} h_2 + \dots + m_{fk} h_k = \sum_{i=1}^k m_{fi} h_i \quad (\text{Büyüktür, 1985}) \quad (2.11)$$

$$\bar{h} = y_1 \bar{h}_1 + y_2 \bar{h}_2 + \dots + y_k \bar{h}_k = \sum_{i=1}^k y_i \bar{h}_i \quad (\text{Büyüktür, 1985}) \quad (2.12)$$

$$s = m_{f1}s_1 + m_{f2}s_2 + \dots + m_{fk}s_k = \sum_{i=1}^k m_{fi}s_i \quad (\text{Büyüktür, 1985}) \quad (2.13)$$

$$\bar{s} = y_1\bar{s}_1 + y_2\bar{s}_2 + \dots + y_k\bar{s}_k = \sum_{i=1}^k y_i\bar{s}_i \quad (\text{Büyüktür, 1985}) \quad (2.14)$$

eşitlikleri yazılabilir. Burada h ve s birim kütle için entalpi ve entropiyi, \bar{h} ve \bar{s} ise molar entalpi ve entropiyi göstermektedir, m_{fi} bileşenin kütle oranı, y_i bileşenin mol oranıdır.

Nemli Hava

Gaz - buhar karışımlarının en önemli örneğini hava oluşturur. Meteorolojide, klima tekniğinde ve kurutma tekniğinde nemli hava ile ilgili süreçler önemli rol oynar. Bu gibi uygulama alanlarında hava sıcaklığı genellikle -40 °C ile $+50$ °C arasında değişir. Kuru havanın -141 °C olan kritik sıcaklığı söz konusu sıcaklık bölgesinin çok altında kalmaktadır. Dolayısıyla basıncı 1 MPa değerini çok aşmadığı sürece kuru hava bir ideal gaz olarak göz önüne alınabilir. Bizim uygulama alanımızda basınç genellikle atmosfer basıncı dolaylarında kaldığından bu varsayım ile önemli bir hata yapılmış olmaz.

Nemli hava içerisindeki su buharının basıncı doyma basıncı ile sınırlanmıştır. 50 °C'nin altındaki sıcaklıklarda doyma basıncı çok küçük olduğundan karışım içerisindeki su buharına da ideal gaz denklemi uygulanabilir (Büyüktür, 1985).

Nemli havanın içerdiği kuru hava için,

$$P_h V = n_h \bar{R} T \quad (\text{Büyüktür, 1985}) \quad (2.15)$$

su buharı için,

$$P_s V = n_s \bar{R} T \quad (\text{Büyüktür, 1985}) \quad (2.16)$$

ideal gaz bağıntıları yazılabilir. Karışımında ideal gaz olduğu düşünülürse;

$$PV = nRT \quad (\text{Büyüktür, 1985}) \quad (2.17)$$

veya

$$(P_h + P_s)V = (n_h + n_s)RT \quad (\text{Büyüktür, 1985}) \quad (2.18)$$

ideal gaz denklemleri yazılabilir. Son iki denklemden;

$$P = P_h + P_s \quad (\text{Büyüktür, 1985}) \quad (2.19)$$

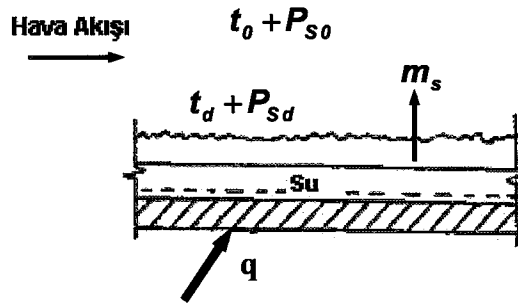
$$n = n_h + n_s \quad (\text{Büyüktür, 1985}) \quad (2.20)$$

olduğu görülür.

(2.15) - (2.18) arasındaki denklemlerden, kuru hava ve su buharının mol oranları bulunabilir.

2.2. Bir arada Isı ve Kütle Aktarımı

İki olayın bir arada olması halindeki durum Şekil 2.1 de görülmektedir. Burada t_0 sıcaklığında içindeki su buharının kısmi basıncı P_{s0} olan havanın bir su yüzeyinden aktığı göz önüne alınmaktadır. Bu bölümde, hava-su buharı karışımı hava olarak adlandırılacaktır. Suyun yüzey sıcaklığı t_d ve bu sıcaklıktaki doymuş buhar basıncı P_{sd} olsun (Stoecker, 1992).



Şekil 2.1 Isı ve kütle aktarımının bir arada olması hali (Stoecker, 1992)

Sisteme bir dış kaynaktan q (W) değerinde ısı verilsin. Bu ısı Şekil 2.1’de gösterilenin ters yönünde de olabilir. Hava ile su arasındaki sıcaklık farkından dolayı olan ısı aktarımı miktarı ile suyun buharlaşması için gerekli ısı miktarının toplamı,

$$q = h_c A (t_d - t_0) + m'_s h_{fg} \quad (\text{Stoecker, 1992}) \quad (2.21)$$

değerindedir. Burada, h_c taşınım ile olan ısı aktarımındaki film katsayısı, $W/m^2 K$, A alan, m^2 , m'_s geçen kütle miktarı, kg/s , h_{fg} gizli buharlaşma ısısı, J/kg , t_0 atmosfer havası sıcaklığı, K , t_d doymuş film sıcaklığı, K anlamlarındandır. (2.21) denkleminin sağ tarafındaki ilk terim taşınım ile ısı aktarımıdır; ikinci terim ise kütle aktarımı ile birlikte geçen ısıdır.

İletim ile ısı aktarımında ki Fourier denkleminin moleküler kütle aktarımındaki karşılığı,

$$m'_s = -AD_v \frac{d\rho_s}{dy} \quad (\text{Stoecker, 1992}) \quad (2.22)$$

şeklinde formüle edilen Fick kanunudur. Burada, D_v kütle yayılım (difüzyon) katsayısı, m^2/s , y kütle aktarımı doğrultusunda ölçülen uzaklık, m , ρ_s karışımdaki su buharı yoğunluğu, kg/m^3 anlamındadır.

ρ_s terimi, su buharı ve hava karışımının birim metre küpündeki su buharı kütlesi veya diğer bir deyişle, su buharının derişikliğidir. İncelemelerde kısmı yoğunluklar yerine kısmi basınçlar ile çalışmak daha uygundur. Bu yüzden, ideal gaz kanunu varsayımı altında ρ_s değeri, P_s kısmi basıncı cinsinden,

$$\rho_s = \frac{P_s}{R_s T} \quad (\text{Stoecker, 1992}) \quad (2.23)$$

şeklinde yazılabilir. Burada, R_s su buharının gaz sabitidir. Sistemin sabit sıcaklıkta olması halinde Denklem (2.22)

$$m'_s = -\frac{AD_v}{R_s T} \frac{dP_s}{dy} \quad (\text{Stoecker, 1992}) \quad (2.24)$$

şekline gelir.

Denklem (2.24)'i çözebilmek için D_v kütle yayılım katsayısının bilinmesi gereklidir. Moleküler varsayımlardan hareket ederek, D_v değerinin toplam basınçla ters olarak, mutlak sıcaklıkla ise 1.5 ile 2.0 arasındaki bir üste sahip olarak doğrusal değiştiği bulunabilir. Hava-su buharı karışımı için Spalding aşağıdaki denklemi önermiştir.

$$D_v = \frac{9.25 \times 10^{-4} T^{2.5}}{P_t (T + 245)} [m^2 / s] \quad (\text{Stoecker, 1992}) \quad (2.25)$$

Burada, P_t atmosferik basınç, (N/m^2), T mutlak sıcaklığı, (K)'dir .

2.3. Kütle Aktarım Katsayısı

Isı aktarımında, h_c gibi bir film katsayısının tanımı, incelemelerde büyük kolaylık sağlamaktadır.

$$\frac{q_D}{A} = h_c (t_d - t_o) \quad (\text{Stoecker, 1992}) \quad (2.26)$$

Burada q_D duyulur ısı aktarımı olup, denklem (2.21) ile ifade edilen toplam ısı aktarımının bir kısmıdır. Kütle aktarımı için benzer şekilde,

$$\frac{m'_s}{A} = h_d \frac{P_{s,d} - P_{s,o}}{R_s T} \quad (\text{Stoecker, 1992}) \quad (2.27)$$

formülü ile ifade edilen bir h_d kütle aktarım katsayısı tanımlanabilir. Burada h_d , m/s veya m/h birimlerindedir.

2.4. Lewis Bağıntısı

Lewis bağıntısı çıkarılırken laminer sınır tabakada ısı ve kütle aktarımının benzerliğinden yola çıkılmıştır. Laminer sınır tabakada sıcaklık dağılımı ile su buharının kısmi basıncının dağılımı birbirine benzerdir ve cidar şartları da aynı ise dağılım birbirinin tamamen aynıdır.

Yapılan boyutsuzlandırma işlemlerinden sonra Re (Reynolds Sayısı) aynı kalmak üzere, ısı aktarımındaki Pr (Prandtl) ve Nu (Nusselt) sayılarının kütle aktarımındaki karşılıkları bulunur (Stoecker, 1992).

$$Re = \frac{u \cdot L}{\nu} \quad \text{Isı aktarımı} \quad (\text{Stoecker, 1992}) \quad (2.28)$$

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha} \quad \text{Isı aktarımı} \quad (\text{Stoecker, 1992}) \quad (2.29)$$

$$Nu = \alpha \cdot Re^n \cdot Pr^m = \frac{h_c \cdot L}{k} \quad \text{Isı aktarımı} \quad (\text{Stoecker, 1992}) \quad (2.30)$$

$$Sc = \frac{\nu}{D_v} \quad \text{Kütle aktarımı} \quad (\text{Stoecker, 1992}) \quad (2.31)$$

$$Sh = a \cdot Re^n \cdot Sc^m = \frac{hd \cdot I_a}{D_v} \quad \text{Kütle aktarımı} \quad (\text{Stoecker, 1992}) \quad (2.32)$$

Yukarıdaki ifadelerden yazacağımız,

$$\frac{Sc}{Pr} = \frac{k \cdot \rho \cdot c_p}{D_v} = \frac{\text{Isıl yayılım}}{\text{Kütlesel yayılım}} \quad (\text{Stoecker, 1992}) \quad (2.33)$$

oranı “Lewis Sayısı” olarak adlandırılır ve

$$Le = \frac{h_c}{h_d \cdot \rho \cdot c_p} \quad (\text{Stoecker, 1992}) \quad (2.34)$$

şeklinde yazılır.

Lewis bağıntısının sayısal değerinin bilinmesi, h_c film katsayısı değerinin hesaplanabilmesi bakımından önemlidir. Normal olarak, h_c film katsayısı hakkındaki bilgiler, h_d kütle aktarım katsayısı hakkındaki bilgilerden çok daha fazladır. İncelemelerde Lewis bağıntısı değeri 1.0 olduğunda, özel bazı sonuçlar elde edilecektir.

Türbülanslı sınır tabakada Lewis bağıntısı laminer haldeki duruma göre daha iyidir. Türbülanslı sınır tabaka da ve özellikle büyük Reynolds sayılarında Lewis bağıntısı 1.0

değerine yaklaşır. Bunun fiziksel açıklaması, türbülanslı sınır tabakada ısı ve kütle aktarımının her ikisine de aynı makroskopik karışım etki etmesi nedeniyle, yapılabilir.

Lewis bağıntısının bire eşit olması durumu, havanın nem alma ve nem verme işlemlerinin olduğu cihazlardaki hesaplarda genellikle göz önüne alınır. Bu tip cihazların etkinliklerinin bulunuşunda Lewis bağıntısı değeri temel bir büyüklüktür. Lewis bağıntısı değerinin bulunabilmesi için yapılan deneylerde özellikle türbülanslı akışta kütle aktarımının küçük olduğu hallerde bu değer 1.0'a yakın olduğu ispat edilmiştir (Stoecker, 1992).



3. PSİKROMETRİ

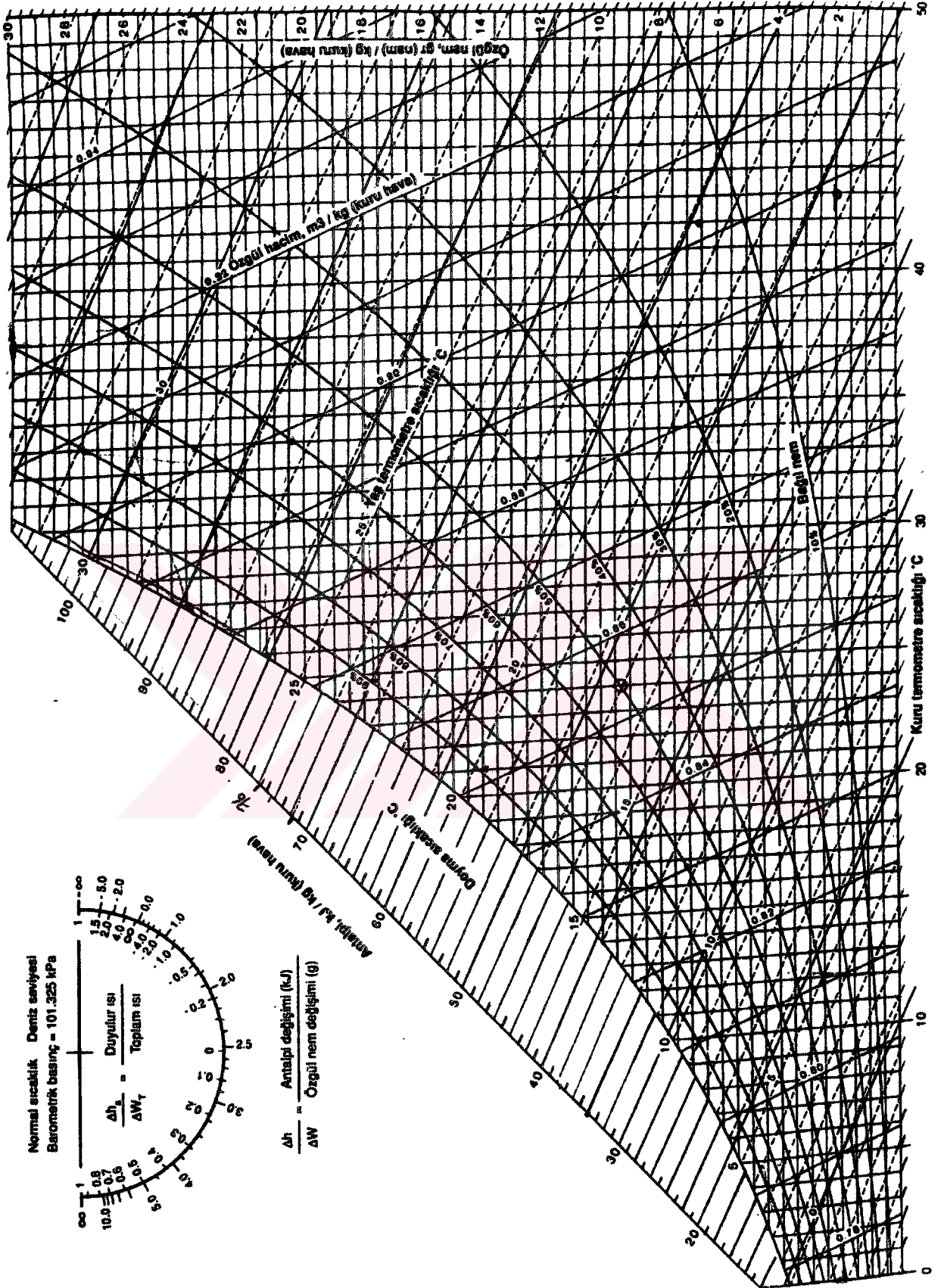
Psikrometri hava ile su buharı karışımının özelliklerini inceleyen bir bilim dalıdır. Atmosferik havanın tamamen kuru olmaması, içinde su buharının bulunması nedeniyle psikrometri önem kazanır. Bütün iklimlendirme işlemlerinde hava içindeki su buharının varlığı göz önüne alınmalıdır. Psikrometri, daha sonra açıklayacağımız entalpi potansiyeli ve soğutma kulelerinin incelenmelerinin temelini meydana getirir (Stoecker, 1992).

3.1. Psikrometrik Diyagram

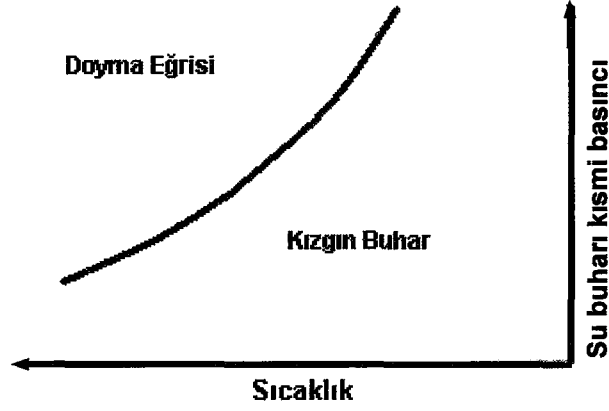
Şekil 3.1’de görülen psikrometrik diyagramda, yatay eksen kuru termometre sıcaklığını, dikey eksen özgül nem oranını ve yay şeklindeki eğrilerde bağıl nemi temsil etmektedir. İncelemeyi basitleştirmek ve adım adım ilerlemek için diyagram Şekil 3.2’ye indirgenmiştir. Burada yatay eksen t sıcaklığı, dikey eksen ise şimdilik P_s su buharının kısmi basıncı seçilmiştir.

İlk olarak diyagramda yalnız suyun belirtildiğini varsayalım. Şekil 3.2’de gösterildiği gibi diyagram üzerinde su buharının doyma eğrisi çizilsin. Doyma eğrisi için gerekli bilgiler doğrudan doğruya buhar tablolarından alınabilir. Doyma eğrisinin sağ tarafı kızgın su buharını belirtir. Kızgın buhar, sabit basınçta soğutulur ise doyma eğrisini yoğuşmanın başladığı noktada kesecektir. Su buharının davranışı içinde hava varken ve hava olmadığı zaman aynıdır. Burada kullanılan su buharının basıncı, karışımındaki kısmi basıncıdır ve su buharının yoğuşması ise yine aynen hava olmadığı sıcaklıkta olacaktır.

Gerçekte, su buharı ve hava moleküllerinin arasındaki iç hareketler buhar tablosunda bir miktar değişikliğe sebep olur. Psikrometrik diyagramda doyma eğrisi üzerindeki herhangi bir nokta “doymuş hava” yı belirler. Hava su buharı karışımının sabit basınçta soğutulması ile elde edilen yoğuşmanın başladığı sıcaklık “çığ noktası sıcaklığı” adını alır (Stoecker, 1992).



Şekil 3.1 Psikrometrik diyagram (Stoecker, 1992)



Şekil 3.2 Doyma eğrisi (Stoecker, 1992)

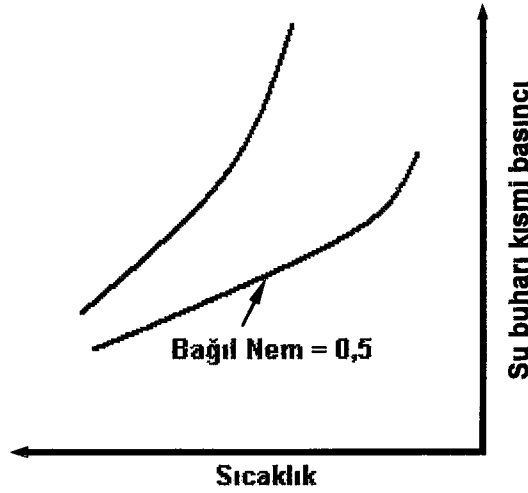
3.2. Bağlı ve Özgül Nem

ϕ bağıl nemi nemli hava içindeki su buharının kısmi basıncının, aynı sıcaklıktaki su buharının doyma basıncına oranı olarak tanımlanır.

$$\phi = P_s / P_d \quad (\text{Stoecker, 1992}) \quad (3.1)$$

Şekil 3.3' de gösterildiği gibi sabit bağıl nem eğrileri doyma eğrisi ile diyagramın yatay eksenini arasındaki dikey uzaklıklar oranlanarak diyagrama ilave edilir. Örnek olarak 0,5 bağıl nemi, aynı sıcaklıklardaki doyma eğrisinin dikey uzunluklarının yarısı alınarak bulunur.

Buraya kadar verilen özellikler atmosferik basınçtan bağımsızdır. Bundan sonra ise verilecek özellikler atmosferik basınca bağlı olacaktır (Stoecker, 1992).



Şekil 3.3 Bağlı nem eğrileri (Stoecker, 1992)

w ile gösterdiğimiz özgül nem, bir kg kuru hava içindeki su buharı ağırlığıdır. Özgül nem ileride incelenecek olan hava entalpisi ve özgül hacme benzer olarak, kuru havaya göre belirlenmektedir.

Özgül nemin bulunması için ideal gaz denklemleri kullanılabilir. İklimlendirme uygulamalarında su buharı ve kuru havanın her ikisi de ideal gaz varsayılabilir. Kuru havanın sıcaklığının izafi olarak kritik sıcaklığından çok büyük olması ve su buharının kritik basıncının ise kritik basınca göre çok küçük olması nedeniyle ideal gaz gibi göz önüne alınabilirler.

$$w = \frac{\text{su buharı miktarı}}{\text{kuru hava miktarı}} = \frac{P_s V / R_s T}{P_h V / R_h T} = \frac{P_s / R_s}{(P_r - P_s) / R_s} \quad (\text{Stoecker, 1992}) \quad (3.2)$$

Burada, V kuru hava – su buharı karışımının hacmi, P_r atmosferik basınç, P_h kuru havanın kısmi basıncı, R_h kuru havanın gaz sabiti, R_s su buharının gaz sabiti, T karışımının mutlak sıcaklığı anlamındadır.

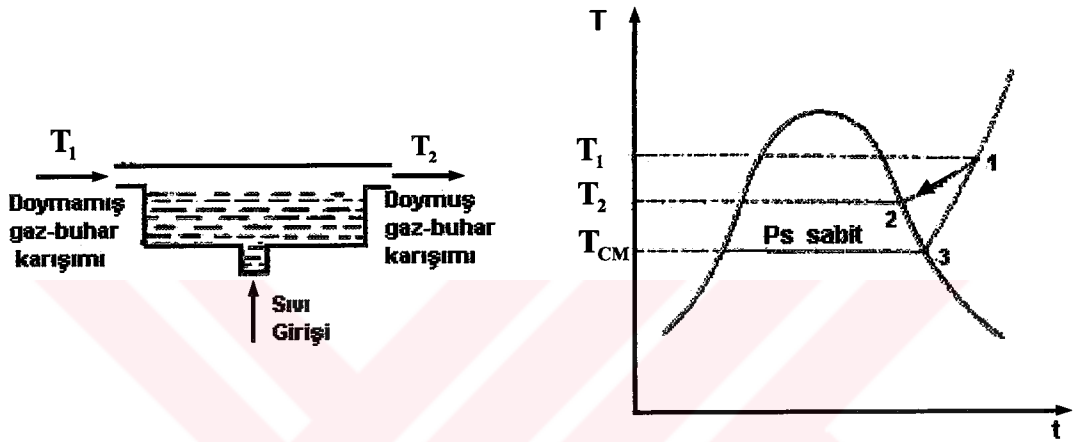
R_a ve R_s değerlerini (3.2) denkleminde taşırsak

$$w = 0.622 \frac{P_s}{P_r + P_s} \quad (\text{Stoecker, 1992}) \quad (3.3)$$

elde edilir.

3.3. Adyabatik Doyma ve Yaş Termometre Sıcaklığı

Bilindiği gibi klima tekniği ve kurutma tekniği gibi uygulama alanlarında ilgilenilen gaz - buhar karışımının bilinmesi gerekmektedir. Bu nedenle söz konusu büyüklüklerin ölçülebilmesi için bazı yöntemlerin geliştirilmesi zorunludur. Bu yöntemlerden bir tanesi karışımın adyabatik olarak doymuş hale getirilmesidir.



Şekil 3.4 Adyabatik doyma süreci (Büyüktür, 1985)

Bu amaçla karışım sürekli olarak iyi bir şekilde izole edilmiş olan uzunca bir kanal içerisinde içerdiği buharın sıvısı ile temas halinde akıtılır. Adyabatik doyurucuya T_1 sıcaklığında ve doymamış halde giren karışım buradan T_2 sıcaklığında ve doymuş halde çıkar. T_2 'ye adyabatik doyma sıcaklığı adı verilir. Buharlaşma nedeniyle sürekli olarak sıvı kaybedildiğinden cihaz içerisine ayrı bir kanaldan sıvı gönderilmesi gerekir. Uygulamada bu suyun sıcaklığının adyabatik doyma sıcaklığına eşit olması sağlanır. Buharlaşma için gerekli enerji bir taraftan gaz-buhar karışımından, diğer taraftan da kanal içerisindeki sıvı kütlesinden karşılanır. Dolayısıyla karışımın T_2 çıkış sıcaklığı her zaman T_1 sıcaklığından daha küçüktür. Buna karşılık adyabatik doyma sıcaklığı çığ noktası sıcaklığından daha büyüktür.

Kinetik ve potansiyel enerjilerde meydana gelen değişimler ihmal edilebileceğinden söz konusu sürekli akışlı sürekli açık sistem için,

$$\sum m_g h_g = \sum m_\varphi h_\varphi \quad \text{ve} \quad \sum m_g = \sum m_\varphi \quad (\text{Büyüktür, 1985}) \quad (3.4)$$

eşitlikleri yazılabilir.

İlgilenilen karışımın nemli hava oluşu varsayılırsa bu eşitlikler,

$$m_{h1} h_{h1} + m_{b1} h_{b1} + m_s h_s = m_{h2} h_{h2} + m_{b2} h_{b2} \quad (\text{Büyüktür, 1985}) \quad (3.5)$$

ve

$$m_{h1} = m_{h2} \quad , \quad m_{b2} = m_{b1} + m_s \quad (\text{Büyüktür, 1985}) \quad (3.6)$$

şeklini alır. Burada 1 indisi giriş şartlarını, 2 indisi çıkış şartlarını göstermekte olup m_h , m_b ve m_s sırasıyla kuru hava, su buharı ve suyun kütlelerini göstermektedir. h_h , h_b ve h_s ise sırasıyla kuru havanın, su buharının ve suyun entalpileridir. Eşitliğin iki tarafı m_h ile bölünür ve

$$m_b = w m_h$$

olduğu hatırlanırsa,

$$h_{h1} + w_1 h_{b1} + (w_2 - w_1) h_{s2} = h_{h2} + w_2 h_{b2} \quad (\text{Büyüktür, 1985}) \quad (3.7)$$

yazılabilir. Su ve su buharının entalpileri buhar tablolarından bulunur. Kuru havanın entalpisinde meydana gelen değişme ise ideal gaz bağıntılarından elde edilir. Dolayısıyla (3.7) eşitliği,

$$w = \frac{c_{ph} (T_2 - T_1) + w_2 h_{sb}}{h_{b1} - h_{s2}} \quad (\text{Büyüktür, 1985}) \quad (3.8)$$

şeklini alır (Büyüktür, 1985).

Yaş Termometre Sıcaklığı

Adyabatik doyurucudan havanın gerçekten doymuş halde çıkabilmesi için boyunun çok uzun olması gerekir. Bu da uygulamada kullanılmasını çok zorlaştırır. (3.8) eşitliğinin sağ tarafında bulunan büyüklükler incelenirse, adyabatik doyurucuya giren suyun entalpisinin suyun buharlaşma entalpisinin yanında çok küçük kaldığı görülür. Dolayısıyla adyabatik doyurucuya giren suyun sıcaklığının adyabatik doyma sıcaklığından farklı olması sonucunda yapılacak

hata ihmal edilebilecek düzeydedir. Diğer bir deyişle atmosfer basıncındaki nemli havanın adyabatik doyma sıcaklığının sadece karışımın sıcaklığına ve içerdiği nem miktarına bağlı olduğu ve adyabatik doyurucunun girişindeki suyun sıcaklığına bağlı olmadığı varsayılabilir. Bu varsayım yeni ölçmeleri için yaş termometre kullanılmasına olanak sağlar.

Bir yaş termometre, haznesi etrafına pamuk sarılmış olan basit bir termometreden oluşur. Pamuğun alt ucu bir kap içerisinde bulunan suyun içerisine daldırılır ve kılcal etki ile suyun bütün pamuk kütesini bu arada termometrenin haznesini ıslatması sağlanır. Nem miktarı ölçülecek hava küçük bir vantilatör yardımıyla termometreye doğru üflenir. Hava doymamış halde ise pamuk lifleri arasında bulunan su buharlaşır, sıcaklığı düşer. Meydana gelen sıcaklık farkı bir taraftan termometreden, diğer taraftan çevreden suya doğru ısı aktarımına neden olur. Sıcaklık belirli bir değere düştüğü zaman buharlaşma yolu ile kaybedilen enerjinin miktarı ısı aktarımı yoluyla kazanılan enerjinin miktarına eşit olur ve denge oluşur. Denge halinde termometrede okunan sıcaklığa “yaş termometre sıcaklığı” adı verilir. Bu aynı zamanda pamuk lifleri arasında doymuş halde bulunan havanın sıcaklığıdır.

Atmosfer basıncında bulunan nemli hava ile yapılan ölçmeler yaş termometre sıcaklığının adyabatik doyma sıcaklığına çok yakın değerler aldığını ve bu nedenle de nem ölçmelerinde adyabatik doyma sıcaklığı yerine kullanılabileceğini göstermektedir (Büyüktür, 1985).

4. SOĞUTMA KULELERİ

4. 1. Giriş

Birçok hava soğutma sisteminde ve endüstriyel proseste üretilen ve daha sonra gereken bir ısı mevcuttur. Soğutucu kondenserlerinden veya endüstriyel proses ısı değiştiricilerinden üretilen ısının taşınmasında genellikle su kullanılır.

Geçmişte bu işlem, doğal bir su kaynağından veya şebekeden sürekli su çekilmesi, bu suyun prosesten geçerken ısıtılması ve ısınan suyunda doğrudan kanalizasyona atılması veya tekrar kaynağına gönderilmesi ile gerçekleştirilirdi. Bugün ise şebeke suyu ile bunu gerçekleştirmek pahalıya mal olmaktadır. Aynı şekilde soğutma suyunun doğal kaynaklardan çekilmesi de göreceli olarak zordur ve ısıtılmış suyun tekrar kaynağına atılması suyun ekolojik dengesine de zarar vermektedir.

Isının doğrudan atmosfere atılmasında suyu soğutmak amacıyla, hava soğutmalı ısı değiştiricileri kullanılabilir; fakat bu cihazların ilk maliyetleri ve fan enerji tüketimleri yüksektir. Bu cihazlar, sadece ortam havası kuru termometre sıcaklığının yaklaşık 11 °C civarında olması durumunda suyu ekonomik olarak soğutabilmektedirler. Birçok soğutma sisteminde ve endüstriyel proseste ise soğutma suyu için bu sıcaklık seviyeleri yüksek kalmaktadır. Soğutma sistemlerindeki atık ısıyı dağıtmak (uzaklaştırmak) için sıkça kullanılan soğutma kuleleri bu problemlerin bir çoğunun üstesinden gelmektedir.

Soğutma kulesi sistemlerinin su tüketim oranları yukarıda bahsedilen tek aktarımlı sistemlerin tüketiminin sadece % 5'i kadardır. Bu nedenle soğutma kuleleri en az pahalı olan sistemlerdir. Ayrıca deşarj edilen ısıtılmış su miktarı çok az olduğundan ekolojik etkisi de az olmaktadır. Su soğutma kuleleri suyu ekonomik olarak ortam havası yaş termometre sıcaklığının 3 - 6°C altına kadar soğutabilmektedir (ASHRAE., 1992).

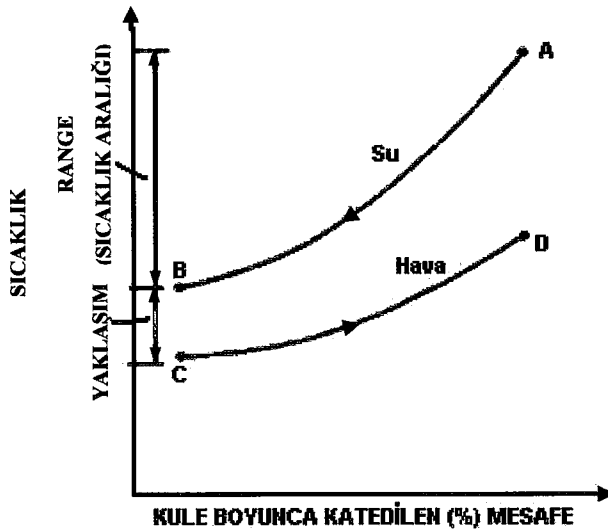
4.2. Çalışma Prensipleri

Soğutma kulesi, suyu soğutmak için ısı ve kütle aktarımı kombinasyonunu kullanan bir cihazdır. Soğutulacak olan su kulede hava ile su arasında geniş bir ısı aktarım yüzeyi yaratacak şekilde memelerden püskürtülür. Atmosfer havasının sirkülasyonu ise aşağıdaki

yöntemlerle sağlanır. Fanlar, konvektif akımlar, doğal rüzgar akımları veya püskürtmenin indüksiyon etkisi ile. Su ile havanın bağıl ısı seviyeleri suyun bir kısmının buharlaşmasına sebep olur. Sabit basınçta sıvı halden, buhar haline geçebilmesi için suyun ısı absorbe etmesi zorunludur. Bu ısı ise sıvı halde bulunmaya devam eden suyun diğer kısmından çekilir. Yani, atmosfer basıncında buharlaşma ısısı sirküle eden sudan alınır ve hava akımına aktarım edilir.

Şekil 4.1’ de, çapraz akımlı bir soğutma kulesinden geçen hava ve su arasındaki sıcaklık ilişkisi görülmektedir. Eğriler su sıcaklığındaki düşüşü (A’ dan B’ ye) ve hava yaş termometre sıcaklığındaki artışı göstermektedir. Suyun soğutma kulesine giriş ve çıkış sıcaklıkları arasındaki fark (A eksi B) “range” (sıcaklık aralığı) olarak tanımlanır. Sürekli hal rejiminde çalışan bir sistem için, dolu bir ısı değiştiricisinden geçen suyun sıcaklığındaki artışta da range (sıcaklık aralığı) aynıdır. Bu range (sıcaklık aralığı) hesaplanırken soğutma kulesi boyutları ve kapasitesi değil ısı yükü ve su debisinden faydalanılır.

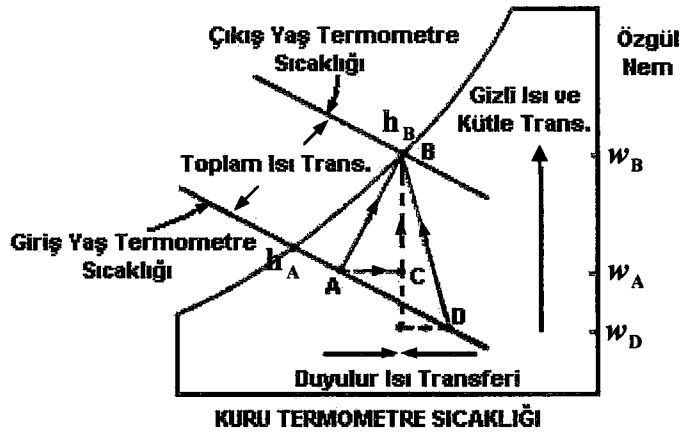
Suyun çıkış sıcaklığı ile giren havanın yaş termometre sıcaklığı arasındaki fark (B eksi C) yaş termometre yaklaşım sıcaklığı olarak Şekil 4.1’de tanımlanmaktadır. Yaklaşım sıcaklığı soğutma kulesi kapasitesinin bir fonksiyonudur ve verilen bir ısı yükü, debi ve hava giriş şartları için; daha büyük bir soğutma kulesi daha küçük bir yaklaşım sıcaklığı (daha soğuk çıkış suyu) doğuracaktır. Bu yüzden, soğutma kulesinden atmosfere atılan ısı miktarı, soğutma kulesi üzerine kabul edilen ısı yüküne eşittir (ısı aktarımının yapıldığı sıcaklık seviyesi soğutma kulesinin ısı kapasitesi ile hesaplandığı sürece).



Şekil 4.1 Ters akımlı soğutma kulesinde su ve hava arasındaki sıcaklık ilişkisi (ASHRAE., 1992)

Soğutma kulesinin ısı performansını giriş havasının yaş termometre sıcaklığı ile değiştirmektedir. Giriş havası kuru termometre sıcaklığı ve bağıl nemin, ısı performans üzerindeki etkileri oldukça azdır, fakat suyun buharlaşma oranına etkimektedir. Şekil 4.2' de soğutma kulesinden geçen havanın psikrometrik bir analizi görülmektedir. Ortam şartlarında A noktasında giren hava sudan ısı ve kütle (nem) absorbe etmekte ve doyma şartlarında B noktasında çıkmaktadır (çok düşük yüklerde, atılan hava doymuş hale gelmeyebilir). Sudan havaya aktarılan ısı miktarı, havanın giriş ve çıkış şartlarındaki entalpileri farkıyla ($h_B - h_A$) orantılıdır. Sabit entalpi doğruları ile yaş termometre sıcaklığı doğruları hemen hemen tam olarak çakıştığından, pratikte havanın entalpisindeki değişimler için, havanın yaş termometre sıcaklığındaki değişimleri eşit olarak kabul edilebilir.

Şekil 4.2' de AB vektörü iki parçaya ayrılmıştır. AC duyulur hava ısıtmasını (duyulur su soğuması), CB ise gizli hava ısıtmasını (gizli su soğuması) temsil etmektedir. Eğer hava giriş şartları aynı yaş termometre sıcaklığında fakat farklı kuru termometre sıcaklığında D noktasına değiştirilirse, toplam ısı aktarımının aynı kaldığı, fakat duyulur ve gizli ısı kısımlarının değiştiği görülür. AB halinin suyun evaporasyonla duyulur soğutulmasını ve havanın duyulur ve gizli ısıtılmasını temsil ettiğine dikkat edilmelidir. BD hali de yine suyun evaporasyon ile soğutulmasını, fakat havanın duyulur soğutulmasını ve gizli ısıtılmasını temsil etmektedir. Bu nedenle rahatlıkla görülebilecektir ki aynı su soğutma yükü için buharlaşma miktarı, havanın duyulur ısıtma ve soğutma miktarına bağlı olmaktadır.



Şekil 4.2 Soğutma kulesinden geçen havanın psikrometrik analizi (ASHRAE., 1992)

Bir soğutma kulesinin su kullanım analizinde gizli ısının duyulur ısıya oranı önemlidir. Kütle aktarımı (buharlaşma) sadece ısı aktarımının duyulur kısmında meydana gelmektedir ve özgül nemin değişimiyle orantılı olmaktadır. Giren havanın kuru termometre sıcaklığı veya bağıl nemi, gizli ısının duyulur ısıya oranına etki etmektedir. Şekil 4. 2' de; AB ($w_B - w_A$) halindeki buharlaşma oranı DB ($w_B - w_D$) halindekienden daha küçüktür; çünkü gizli ısı aktarımı (kütle aktarımı) toplam ısı aktarımının küçük bir ısı kısmını temsil etmektedir.

Tipik tasarım koşullarında buharlaşma oranı, su sıcaklığındaki her 7 °C'lik bölge için, su debisinin yaklaşık %1'i kadardır. Gerçek yıllık buharlaşma oranı, tasarım oranından daha küçüktür; çünkü toplam ısı aktarımının duyulur kısmı giren havanın sıcaklığı azalırken, artmaktadır. Buharlaşmadan kaynaklanan su kaybına ilave olarak, dışarı atılan havayla da bir miktar su kaybı olur (ASHRAE., 1992).

4.3 Tasarım Şartları

Bir soğutma kulesinin ısı kapasitesi aşağıdaki parametreler ile tanımlanabilir:

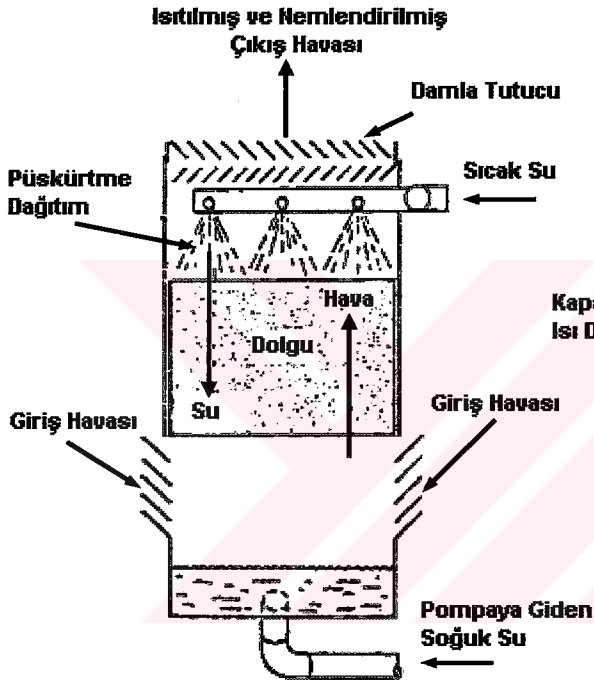
- 1-) Giren ve çıkan suyun sıcaklıkları
- 2-) Giren havanın yaş termometre veya giren havanın hem yaş hem de kuru termometre sıcaklıkları
- 3-) Su debisi

Giren havanın kuru termometre sıcaklığı, evaporatif tip bir soğutma kulesinde soğutulan sudan buharlaştırılacak su miktarına etki etmektedir. Bu, aynı şekilde hiperbolik kulelerden geçen hava akışına etki etmekte ve doğrudan kuru tarzda çalışan dolaylı temaslı soğutma kulesi elemanı dahilinde ısı kapasiteyi tayin etmektedir.

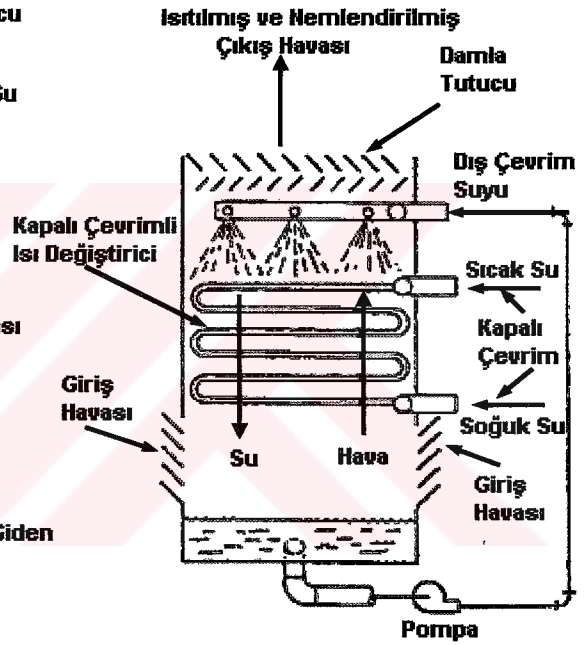
Klima uygulamasında soğutma kulelerinin ısı kapasitesi nominal kapasite olarak tanımlanır. (Bu tanımlama kondenser gücü (kw) başına 1,25 kw ısı dağılımı ve kw başına 25,6°C yaş termometre sıcaklığında 35 °C'den 29,4 °C'ye soğutulan 54 mL/s debisindeki su sirkülasyonuna dayanarak yapılmıştır). Spesifik uygulamalar için bununla beraber nominal tonaj oranları kullanılmaz ve ısı performans kapasitesi genellikle tayin edilmiş işletme koşullarında ki (giren ve çıkan su sıcaklıkları, giren hava kuru ve yaş termometre sıcaklıkları) debilerle tanımlanır (ASHRAE., 1992).

4.4. Soğutma Kulesi Tipleri

İki temel tip evaporatif soğutma cihazı kullanılıyor. Birinci tip, ısınmış su ile atmosfer arasındaki temastan oluşmaktadır (Şekil 4.3). Doğrudan temaslı cihaz (genellikle “soğutma kulesi” denmektedir) suyu doğrudan soğutma atmosferine maruz bırakır, o suretle ısı doğrudan havaya aktarılır. İkinci tip ise ısıtılmış akışkan ile atmosfer arasındaki dolaylı temastan meydana gelmektedir (Şekil 4.4).



Şekil 4.3 Doğrudan temaslı
soğutma kulesi (ASHRAE., 1992)

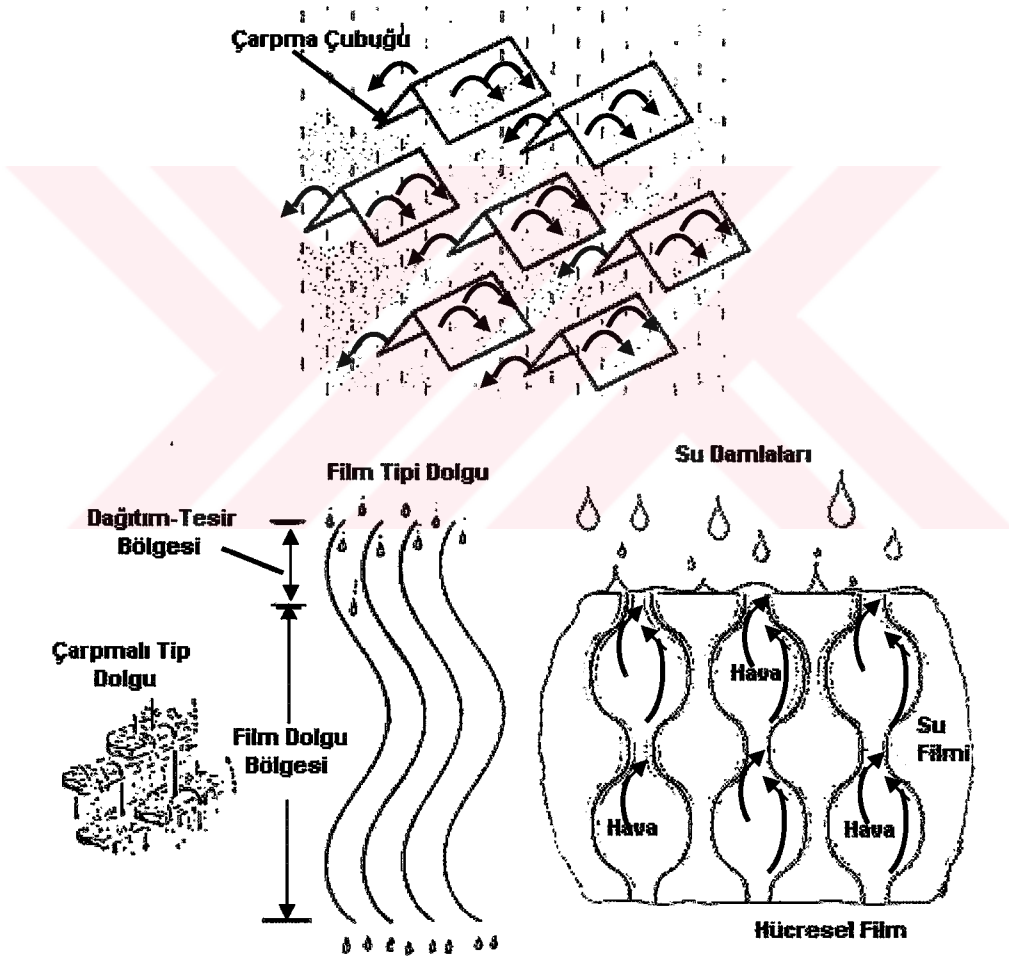


Şekil 4.4 Dolaylı temaslı
soğutma kulesi (ASHRAE., 1992)

Dolaylı temaslı kuleler (genellikle kapalı çevrimli sıvı soğutucular olarak tanımlanır) iki ayrı sıvı çevrimi içerir: suyun atmosfere serpantin boru demeti üzerinden temas ettirildiği dış çevrim ve serpantin boru demeti içinden soğutulan suyun sirküle ettiği iç çevrim. İşletme sırasında ısı, iç çevrimden serpantin boru cidarlarından, evaporatif olarak soğutulan dış su çevrimine akar. İç akışkan çevrimi hiçbir zaman atmosferle doğrudan temas etmediğinden, bu tip üniteler su dışındaki akışkanların soğutulmasında veya havadan gelebilecek kirlilik ve pisliğin birinci soğutma çevrimine bulaşmasını önlemekte de kullanılabilir.

Püskürtmeli kulelerde su havaya bir ısı aktarım aracı olmadan bırakılır. Havaya maruz bırakılan su yüzeyi miktarı spreyleyin etkinliğine (verime) bağlıdır. Su ile havanın temas süresi ise yüksekliğin ve su dağıtım sisteminin basıncının bir fonksiyonudur.

Temas yüzeyini artırmak için dolgu adı verilen ısı aktarım aracı, hava akış yolu üzerinde su dağıtım sistemi altına yerleştirilir. Kullanılan iki tip sıçratmalı tip ve film tipidir (Şekil4.5). Sırayla yerleştirilmiş sıçratma çubukları vasıtasıyla, sıçratmalı tipte temas yüzeyi ve zamanı maksimize edilir. Dikey olarak yerleştirilen, kapalı aralıklara bölünmüş tabakalar (genellikle PVC) içinden suyun akmasını sağlayan film tipinde de benzer verim elde edilir.



Şekil 4.5 Dolgu tipleri (ASHRAE., 1992)

Her iki tipte hem ters akımlı hem de çapraz akımlı kulelerde uygulanabilir ve her ikisinin de kendi avantajları mevcuttur. Klima ve soğutma uygulamalarında film tipi kule boyutlarının

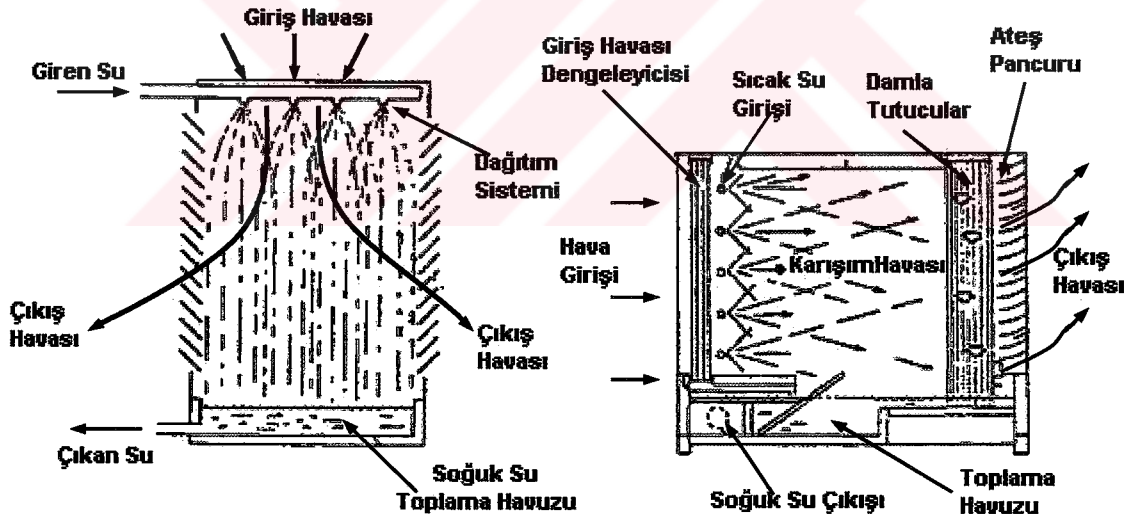
daha kompakt olmasına müsaade etmektedir. Bununla beraber sıçratmalı tip başlangıçtaki hava ve su dağıtımına daha az duyarlıdır.

Dolaylı temaslı kulelerin kapalı çevrimli bir ısı değiştiriciye (genellikle boru demetli serpantin) ihtiyaçı vardır (şekil 4.4). Bazı tipler dış ısı değişim yüzey alanını artırmak amacıyla ilave film içermektedir (ASHRAE., 1992).

Doğrudan Temaslı Soğutma Kulesi Tipleri

• Mekanik Olmayan (Doğal) Çekişli Kuleler

Yoğunluk farkıyla veya püskürtülen su vasıtasıyla hava hareketini sağlayan bu cihazlar, dolgu içermezler ve hava hareketi için mekanik bir cihaz (fan) kullanmazlar. Püskürtülen suyun aspirasyon etkisi dikey veya yatay olarak (şekil 4.6 - 4.7) kule içinden hava akımının geçmesine sebep olur.



şekil 4.6 Dikey püskürtmeli kule
(ASHRAE., 1992)

şekil 4.7 Yatay püskürtmeli kule
(ASHRAE., 1992)

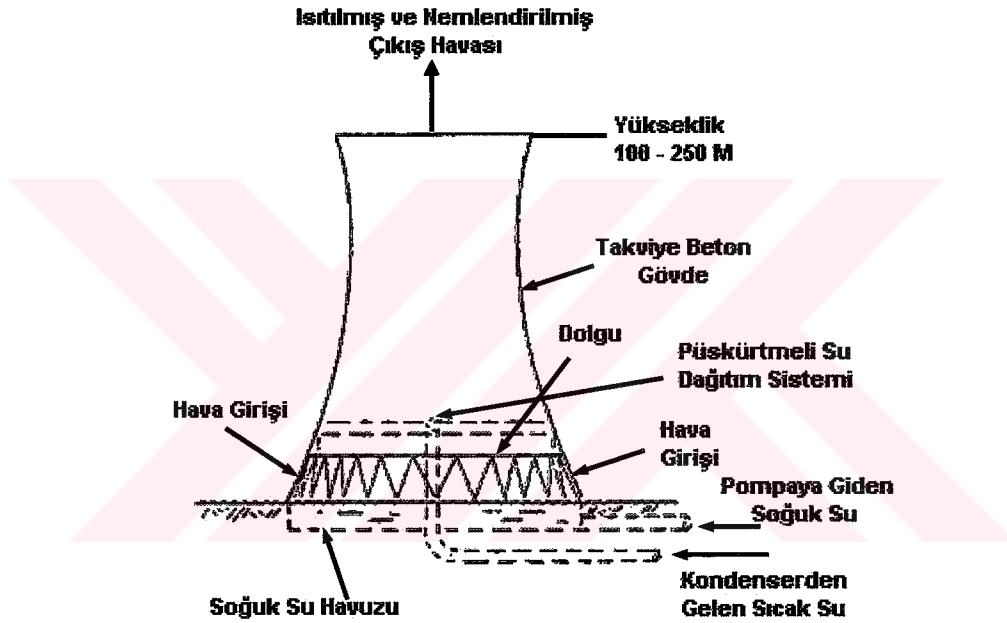
Hava hızları (hem giriş hem çıkış) nispeten düşüktür, böyle kuleler karşı rüzgar etkisine hassastırlar ve bu yüzden normal olarak, sistemdeki işletme sıcaklıklarının kritik olmadığı düşük maliyetli ihtiyaçları karşılamak için kullanılır.

Yüksek performanslı yatay püskürtmeli kulelerde su/hava temas yüzeyini artırmak için yüksek basınçlı püskürtücüler kullanılır. Azalan yük periyotlarında ve ortam şartlarındaki

enerji kullanımını azaltabilmek için normal olarak çok hızlı veya kademeli pompalama sistemleri tavsiye edilmektedir.

- **Baca Kuleler (Hiperbolik)**

Soğutma kulesi endüstrisinin bu dev cihazları öncelikle çok büyük güç tesislerinde kullanılmıştır (Şekil 4.8). Isı aktarımı ters akımlı, çapraz akımlı veya paralel akımlı olabilir. Hava kulenin içine; ısıtılmış nemli baca havası ile dış atmosfer havası arasındaki yoğunluk farkları vasıtasıyla sevk edilir. Dolgular sıçratmalı (çarpmalı) veya film tipinde olabilir.



Şekil 4.8 Hiperbolik (Baca) kuleler (ASHRAE., 1992)

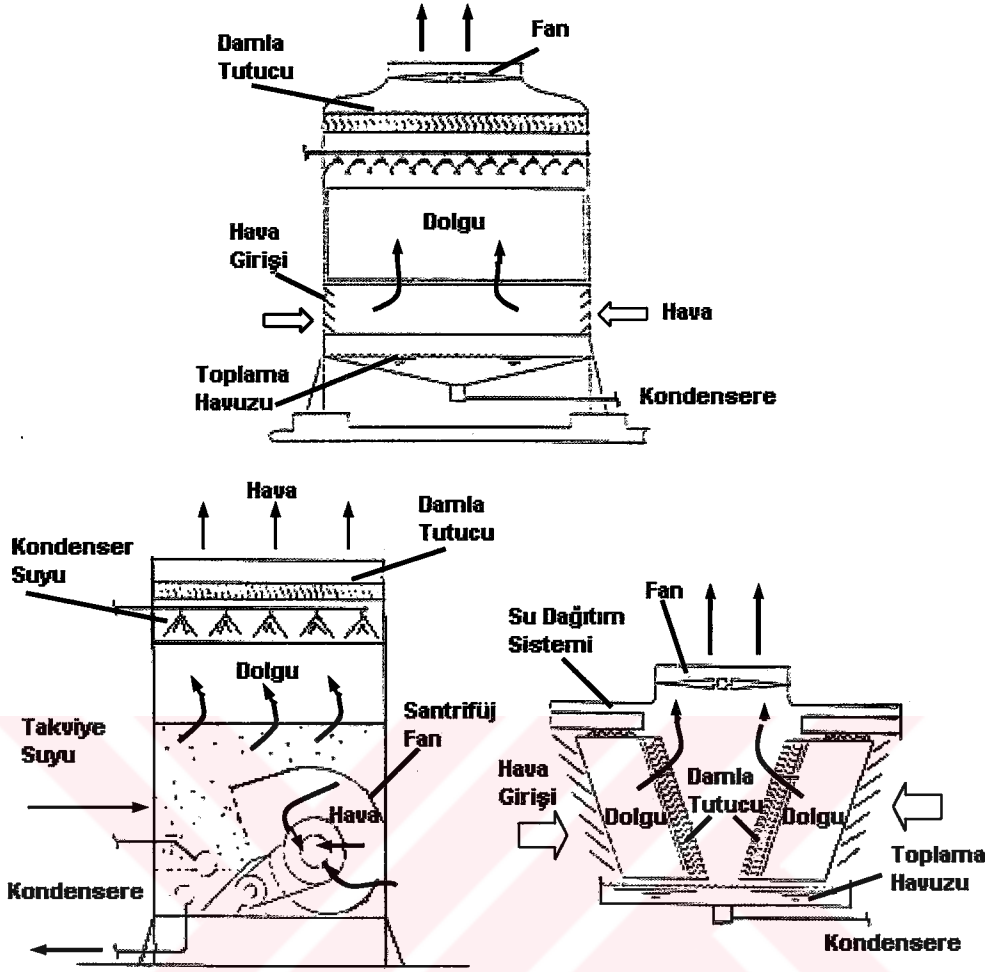
Bu; ilk maliyeti yüksek ürünlerin öncelikli tercih sebebi ilave güç ihtiyaçlarının azalıyor olmasından ileri gelmektedir. (fan enerjisi ortadan kalkar). Baca konstrüksiyonun da kullanılan malzemeler öncelikle çelik takviyeli beton içerirler. Kereste malzeme ile yapılanlarında boyut sınırlamaları söz konusu olmaktadır.

- **Mekanik Çekmeli Kuleler**

Konvansiyonel Kuleler

Mekanik çekmeli kulelerde fanlar, giriş havası tarafında veya çıkış havası tarafında bulunabilir. Dış basınç ihtiyacına, müsaade edilebilir ses seviyelerine ve enerji kullanım ihtiyaçlarına bağlı olarak fanlar genellikle santrifüj veya pervaneli tip olabilir. Hava yukarı akış yaparken, su aşağı doğru akar (ters akımlı ısı aktarımı) veya hava yatay akış yaparken, su yine düşey yönde aşağı doğru akar (çapraz akımlı ısı aktarımı). Hava girişi tek veya çift girişli olabilir.

Kuleler genellikle fabrika montajlıdır veya tesis edileceği yerde montaj için birkaç parçadan oluşmuştur. Fabrika montajlı kulelerin çoğunluğu metal konstrüksiyondur; genellikle de galvanizli çeliktir. Diğer konstrüksiyonlar ise işlenmiş ağaç, paslanmaz çelik ve plastik malzeme kullanılarak yapılmaktadır. Saha da montajı yapılan kuleler genellikle koruyucu kaplanmış kırmızı kereste veya fiber-glas takviyeli plastik ile işlenmiş köknar ağacından imal edilir. Kaplanmış metaller, öncelikle de çelikler bütün bir kule ve parçaları için kullanılırlar. Beton veya seramik malzemelerin kullanılması daha büyük boyutlarda sınırlanmıştır.



Şekil 4.9 Konvansiyonel mekanik çekişli kuleler (ASHRAE., 1992)

Özel Amaçlı Kuleler

Genellikle hava soğutmalı bir ısı değişiricisi (kanatlı borulu) ile kombineli konvansiyonel bir mekanik çekme ünitesi içeren kuleler yağ/kuru kulelerdir (ASHRAE., 1992).

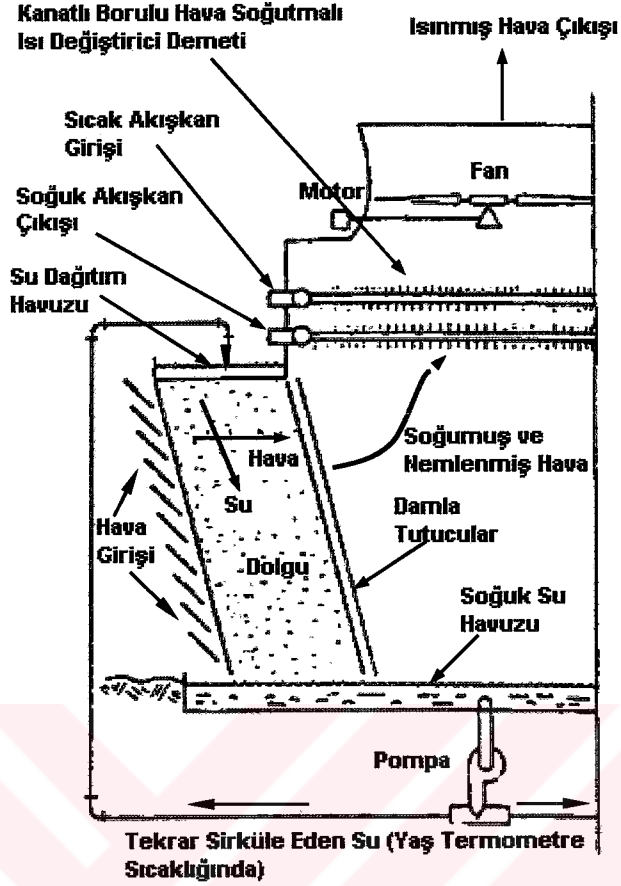
Yağ / kuru kulenin bir başka şekli buharlaştırıcı, ön soğutmalı/hava soğutmalı ısı değişiricisidir. Hava soğutmalı bir ısı değişiricisinin yaz performansını artırmak için, bir adyabatik doyurucu (hava ön soğutucusu/nemlendirici) kullanılır (Şekil 4.10).

Dolaylı Temaslı Soğutma Kulesi Tipleri

- **Kapalı Çevrimli Soğutucular (Mekanik Çekişli)**

Çapraz akımlı ve ters akımlı tiplerin her ikisi de zorlanmış ve doğal fan düzenlerinde kullanılırlar (Şekil 4.4). Boru ısı değiştirciler genellikle serpantin demetidirler ve çoğunlukla serbest - çekimli iç drenaj için tertip edilirler. Pompalar alt toplama havuzundan üst dağıtma havuzuna veya spreylere suyu nakletmek amacıyla sisteme entegre edilmiştir. İçteki bobin şeklindeki boru değişik malzemelerden imal edilebilir; fakat genellikle galvanizli çelik veya bakır malzeme hakim olmaktadır.

Kapalı çevrimli sıvı soğutucuları, bina ısıtma sistemlerinde enerjinin korunumu için tasarlanmış ısı pompası sistemlerinde artan bir şekilde kullanılmaktadır. Bunlar genellikle çok zonlu; orta boy ısı değiştircilerle kapalı su halkasının bağlandığı su kaynaklı ısı pompalandır. Kapalı çevrimli sıvı soğutucu bu halkanın içine bir kazanla arka arkaya yerleştirilir; bu şekilde tanımlanmış limitler içinde su halkasının sıcaklığını koruma ihtiyacı duyulduğunda sistemden ısı atılabilir veya sisteme ısı verilebilir (ASHRAE., 1992).



Şekil 4.10 Adyabatik doyurulmuş hava soğutmalı ısı değiştirici (ASHRAE., 1992)

4.5. Kule Yapım Malzemeleri

Soğutma kulesi inşasında, malzemeler genellikle korozif suya ve atmosferik şartlara dayanıklı olmasına göre seçilirler.

Ağaç

Bütün statik parçalar için (metal donanım hariç) yaygın olarak ağaçlar kullanılır. Kızılağaç ve köknar koruyucu kimyasallarla kaplanırlar. Bu mikrobiosid kimyasallar; beyaz karınca ve mantar gibi ağaca zarar veren organizmaların saldırılarını önlerler.

Metaller

Küçük ve orta boy tesisler için çinko ile galvanize edilmiş çelik ve/veya alüminyum/çinko kaplama kullanılır. Metal donanımlar için sıcak daldırma galvanizleme ve kadmiyum ile

çinko kaplama kullanılır. Büyük sistemler imalattan sonra bazen sıcak daldırma galvanizleme işleminden geçirilirler.

Pirinçler ve bronzlar; özel metal donanımları, fittingler ve boru aksamı malzemeleri için seçilirler. Paslanmaz çelikler, (özellikle 302, 304 ve 316) çoğunlukla metal levhalar, tahrik şaftları ve korozif ortamlardaki metal donanımlar için kullanılırlar. Pik demir ise; fan göbekleri, motor veya dişli redüksiyon yuvaları ve boru açma kapama elemanları için genel bir tercih olmaktadır. Özel amaçlı parçalar için epoksi - kömür bileşiği, poliüretan ve potivinilklorid kaplı metaller kullanılır. Son dönemlerde kulenin tamamı için veya anahtar parçalar için özel polimerize edilmiş korozyon koruyucu sistemler ilave edilmiştir.

Plastikler

Fiber-glas takviyeli polyester malzemeler geniş olarak boru aksamları, fan silindirleri, fan pervaneleri, kaplama ve kanatçıkları ve yapısal bağlantı elemanları için kullanılırlar. Akış orifisleri ve dolgu çubukları gibi enjeksiyonla dökülmüş parçalar için polipropilen ve ABS kullanılır. PVC ise artan bir şekilde dolgu, damlacık tutucu ve panjur malzemesi olarak kullanılıyor. Büyük borulama sistemlerinde plastik takviyeli harç kullanılır.

Beton, Tas -Tuğla ve Kiremit

Beton genellikle sahada montajı yapılırken soğutma kulelerinin soğuk su havuzları için kullanılır ve yaygın olarak borulamada, kaplamada ve büyük kulelerin yapısal sistemlerinde öncelikle de güç endüstrisinde kullanılır. Özel kiremit, tuğla ve taşlar estetik şartlar önemli olduğunda kullanılır (ASHRAE., 1992).

4.6. Seçim Şartları

Spesifik bir uygulama için uygun bir su soğutma ekipmanı seçimi değişik faktörlerin göz önüne alınmasını gerektirir: Soğutma gücü, ekonomi, servis ihtiyacı ve çevresel şartlar. Bu faktörlerin çoğu birbiriyle ilişkilidir, fakat her biri ayrı olarak değerlendirilmelidir.

Çok sayıda farklı su soğutma cihazı soğutma gücü ihtiyacını karşılayabildiğinden, nihai cihaz seçimini etkileyen önemli şartlar yükseklik, uzunluk, genişlik, tasarım alanı, hava debisi,

pompa ve fan enerji tüketimi, kule yapım malzemeleri, su kalitesi ve kullanılabilirlik gibi ayrıntılar olmaktadır.

Optimum seçim genel olarak ekonomik bir değerlendirmeden sonra yapılır. Ekonomik değerlendirmenin iki genel yöntemi ömür süresi fiyatlandırma ve geri ödeme analizidir. Bu prosedürlerin her biri, toplam sahip olma, işletme ve bakım maliyetlerine alternatif cihaz seçimleri arasında karşılaştırma yapma yöntemini temin ederler.

Başlangıç maliyet karşılaştırmaları aşağıdaki faktörlere göre yapılabilir (ASHRAE., 1992).

1-) Cihaz yapım maliyeti

2-) Diğer sistemlerle aşağıdaki ayrıntıları içeren ortak maliyetler :

- a- Havuz temel ızgarası ve işgal edilen hacim değeri
- b- Pompalar ve ana taşıyıcıların maliyeti
- c- Pompa ve fan motorlarının elektrik tesisatı
- d- Elektrik kontrol ve tertibatı
- e- Kuleye kadar ve kuleden dışarı olan borulama maliyeti (Bazı tasarımlar diğerlerinden daha fazla giriş ve çıkış bağlantılarına ihtiyaç gösterir bu da borulama maliyetine etki eder).
- f- Alt birikme havuzu, taşma borusu vs. (Eğer imalatçı tarafından konulmamışsa)
- g- Shutoff ve kontrol valfleri (Eğer imalatçı tarafından konulmamışsa)
- h- Kule üzerinde kullanıcılar için yürüme yolları, merdivenler ve benzeri araçlar.

4.7. Yerleşim, Borulama ve Kapasite Kontrolü

Yerleşim

Bir soğutma kulesi serbest hava hareketine maruz açık bir alana yerleştirilebildiğinde, normal olarak bir problem ile karşılaşmaz. Bununla beraber kuleler çoğunlukla bina içlerine veya etrafı çevrilmiş hacimlere yerleştirilirler. Böyle durumlarda aşağıdaki faktörler göz önüne alınmalıdır:

1-) Sistem etrafında yeterli ve engellenmemiş bir hacim temin edilmeli ve fanlara yeterli hava tedarik edilmelidir.

2-) Kuleden çıkan hava, tekrar sirkülasyon yapacak şekilde yönlendirilmemelidir (çıkan sıcak nemli havanın bir kısmı tekrar kuleye girer). Tekrar sirkülasyon giriş yaş termometre sıcaklığını artırır; sıcak ve soğuk su sıcaklıklarının artmasına neden olur ve soğuk havalardaki operasyon boyunca giriş ağzında buzlanmayı artırabilir. Havanın tekrar sirkülasyonu olasılığı çok kısmı kule tesisatlarında özellikle dikkate alınmalıdır.

Soğutma kulesinin gerçek yerleşimi genellikle aşağıdakilerden bir veya daha fazlasının bir sonucudur : yapısal destek ihtiyaçları, teçhizat ve donanım sınırlamaları, yerel kanun ve yönetmelikler, soğutma kulesine yedek yardımcı hizmet ve servislerinin getirilmesinin maliyeti ve mimari uyumluluk. Planlama kademesi süresince uygun yer seçiminde sis, rüzgar vb. şartlar en iyi şekilde ele alınır.

Borulama

Borular standart ticari uygulamalara uygun olarak boyutlandırılmalıdır. Bütün borular, sistem parçaları arasında bir miktar esneklik temin etmek suretiyle; genişleme ve büzülme müsaade edecek şekilde tasarım edilmelidir. Eğer kulenin birden fazla giriş bağlantısı varsa, her üniteye akışı (debiyi) uygun şekilde dengelemek için dengeleme (balancing) valileri takılmalıdır. Üniteleri bakım onarım için ayırmak gerekcek ise mutlaka shutoff valfieri kullanılmalıdır.

Bir veya daha fazla kule paralel çalıştıklarında, kule alt birikme havuzları arasında; ünitelere giren çıkan borulardaki dengesizlikleri ve tıkalı orifis ve süzgeçler gibi engellerden dolayı ortaya çıkan debi değişimlerini idare etmek için eşitleme hattı (borusu) tesis edilir. Soğutma kulesinin durma esnasında taşmasını önlemek ve ilk çalışma anında yeterli pompa çalışmasını temin etmek için; bütün ısı değiştiricileri ve olabildiğince çok kule borusu soğutma kulesindeki suyun işletme seviyesinin altında tesis edilmelidir. İşletme esnasında su emiş hatuna hava girmesini önlemek için; kule havuzları uygun miktardaki suyu taşıyacak şekilde boyutlandırılır. Kule havuzlarının işletme ve taşma seviyeleri arasında yeterli yedek hacimleri vardır.

Kapasite Kontrolü

Birçok soğutma kulesi sisteminde ortam yaş termometre sıcaklığı ve soğutma yükü, normal çalışma sezonu boyunca önemli değişikliklere uğramaktadır. Bu nedenle öngörülen yoğuşma sıcaklıklarını veya proses şartlarını koruyabilmek için, birtakım kapasite kontrol yöntemlerine ihtiyaç olabilir.

Soğutma kulelerinde kapasite kontrolünün en basit yöntemi fan cycling (devir) kontrolüdür. Çıkış suyu sıcaklığının hassas kontrolünün önemli olmadığı, çok soğuk iklimlerde, fan çevrimi uygun ve pahalı olmayan bir kapasite kontrol yöntemidir. Bununla beraber çok yüksek devirde motora zarar vermemek için dikkatli olmak lazım.

İki hızlı fan motorları, fan çevrimi ile birlikte olduğunda; sadece fan çevrimli duruma göre kapasite kontrol adımlarını iki katına çıkarabilmektedir. Bu olay, fan çevrimli kapasite kontrolün sadece bir adımına sahip olacak tek-fan motorlu ünitelerde kısmen faydalıdır. İki hızlı fan motorları soğutma kulelerinde genellikle birincil kapasite kontrol yöntemi olarak kullanılırlar ve aynı şekilde azalan yük şartlarında, enerji tüketiminin azalması da avantaj olarak ilave edilebilir.

Santrifüj üfleme fanlarında, modülasyon damperleri soğutma kulesi kapasite kontrolü için geniş bir tarihe sahiptirler. Birçok durumda modülasyon damperleri iki hızlı motorlarla birlikte kullanılıyor. Son dönemlerde geliştirilmekte olan ve fan hızlarında çeşitliliğe izin veren frekans modülasyonlu kontrol cihazları ölçülebilir kapasite kontrolü ve enerji yönetimi imkanı verirler.

Soğutma kulesi içinden geçen hava akımını artırmak için, su enjeksiyonu kullanan soğutma kuleleri kapasite kontrolü için değişik pompalama düzenekleri kullanabilirler. Kapasite kontrolü ve aynı şekilde enerji tüketiminde azalma sağlayan pompalama düzenekleri seri olarak bağlanmış çok sayıda pompaları veya iki kademeli pompaları içermektedir. Kapasite kontrolü için suyu by-pass etme modülasyonu yalnızca soğutma kulesi imalatçısına danışıldıktan sonra kullanılmalıdır (ASHRAE., 1992).

4.8 Kulede Ses Problemi

Soğutma kuleleri ve diğer evaporatif soğutma cihazları gibi dış ünitelerin seçimi ve yerleştirilmesinde ses önemli bir kriter olmaktadır. Toplumlar artan bir şekilde dış cihazların izin verilen ses seviyelerini sınırlayan yasal düzenlemeler yapmaktadır. Mevcut bir yasa olmasa bile, bir kule tesisi yakınında oturan veya çalışan insanlar, çevrelerinde istenmeyen bir ses olursa buna karşı çıkabileceklerdir. Ses problemini halletmenin maliyeti orijinal kule maliyetini aşabileceğinden, böyle bir problem daha sistem tasarımının ilk kademesinde göz önüne alınmalıdır.

Verilen bir çevrede kabul edilebilir kule sesini belirleyebilmek için, ilk adım ilgili alanda bir ses kriteri tayin etmektir. Bu mevcut bir yasada belirtilebileceği gibi, oradaki yaşama ve çalışma alanında kabul edilebilecek ses seviyelerinin hesap veya tahminleri de olabilir. İkinci adım kritik alandaki kulenin ürettiği ses seviyesini tespit etmektir. Burada kuleden kritik alana olan mesafe ve kule tesisinin geometrisinin etkileri göz önüne alınır. Çoğunlukla kule imalatçısı kendi ünitesine ait ses bilgilerini tedarik edebilir. Son olarak tesisin kabul edilebilirliğini tayin etmek için, tespit edilen kule ses seviyesi ile gürültü kriteri karşılaştırılır.

Genel olarak kule tesisinin sebep olabileceği ses probleminin çeşitli çözümleri mevcuttur. Kuleyi mümkün mertebe sese duyarlı bölgelerden uzakta tesis etmek, her zaman için iyi bir uygulama olmuştur. Gece gibi sese duyarlı kritik zaman dilimlerinde ve düşük yük periyotlarında kule ses seviyesini düşürmek için, *ik* hızlı fan motorları dikkate alınmalıdır. Bununla beraber, düzensiz değişen bir ses, sabit bir ses seviyesine göre daha az kabul edilebilir olduğundan, fan motor çevrimini minimum seviyede tutmak gerekir.

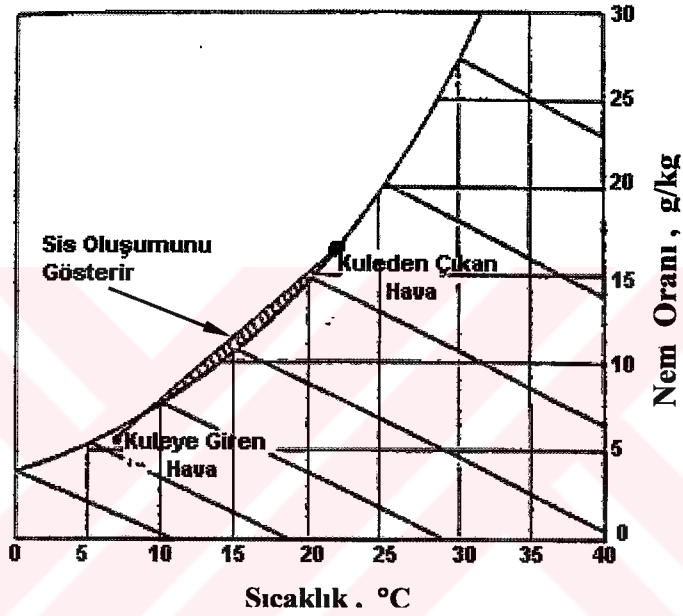
Çok kritik durumlarda, sese duyarlı alan ile kule arasında engelleyici duvarlar olması gibi etkili çözümler bulunabilir. Birçok imalatçıda kule için özel tasarım edilmiş ses düşürücüler temin edilebilir. Bunları kuleye yerleştirmek ise pratiktir (ASHRAE., 1992).

4.9 Kulede Sis Oluşumu

Bir soğutma kulesinden çıkan sıcak hava esas olarak doymuş haldedir. Belirli çalışma şartları altında, kuleyi çevreleyen ortam havası, kuleden deşarj edilen hava akımı içindeki nemin tamamını absorbe edemez ve fazlalık kısmı sis olarak ortaya çıkar.

Sislenme olayı psikrometrik diyagram üzerinde havanın kule giriş şartlarını temsil eden noktadan, kule çıkış şartlarını temsil eden noktaya doğru çizilen düz bir çizgi ile önceden tespit edilebilir (Şekil 4.11).

Doyma eğrisini bu şekilde çapraz kesen bir doğru sis oluşumunu gösterir; doyma eğrisinin solundaki bu kesişme alanı ne kadar büyükse havadaki sis dumanı da o derece yoğun olacaktır. Sisin kalma süresi veya direnci, sisi dağıtan ortam havası ile olan mekanik ve konvektif karışım derecesine ve orijinal yoğunluk derecesine bağlıdır.



Şekil 4.11 Psikrometrik diyagram üzerinde sis oluşumunun tespiti (ASHRAE., 1992)

Sis oluşumunu azaltmanın veya önlemenin yöntemleri değişik şekillerde olabilir. Bunlar kule egzost havasını ısıtan doğalgaz brülörleri veya buhar eşanjörleri olabileceği gibi, kule çıkışında püskürtülen kimyasallarda olabilir. Bununla birlikte bu çözümler genellikle maliyeti artırmakta ve her zaman etkili olmamaktadır.

Sahada monte edilen büyük tesislerde, ıslak-kuru soğutma kulesi kombinasyonları sis duman kontrolünde çok daha pratik araçlar ortaya koymaktadır.

Bu kombinasyonda bir kulenin kanatlı borulu normal buharlaştırıcı kısmı ısı değiştiricisinin kuru yüzeyi ile seri veya paralel olarak bir araya getirilir. Böyle ünitelerde buharlaştırıcı kısmını terk eden doymuş çıkış havası, kule çıkışında ikincil bir doymuş hava karışımı

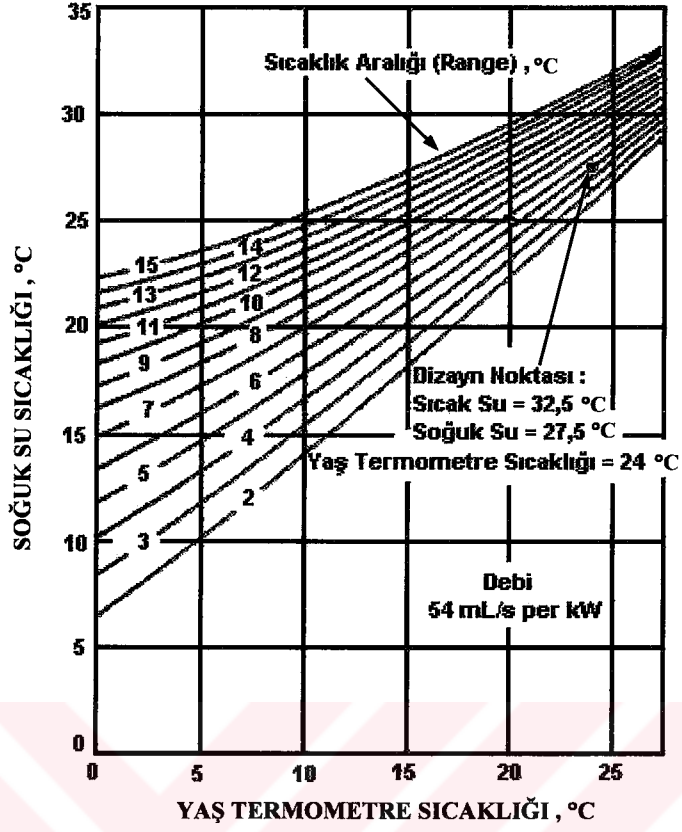
üretmek için, kule içinde kanatlı eşanjör kısmından sıcak ve nispeten kuru bir hava ile karıştırılır.

Bununla beraber, çoğunlukla sis oluşumu için en pratik çözüm, kulenin görünür sis dumanlarının ortaya çıkmasına itiraz edilmeyecek bir yere yerleştirilmesidir. Bu sebepten dolayı soğutma kulesi yerleri seçilirken, potansiyel sis oluşumu ve bunun kule civarındaki çok pencere alanlar veya trafik arterleri gibi alanlar üzerindeki etkileri göz önüne alınmalıdır (ASHRAE., 1992).

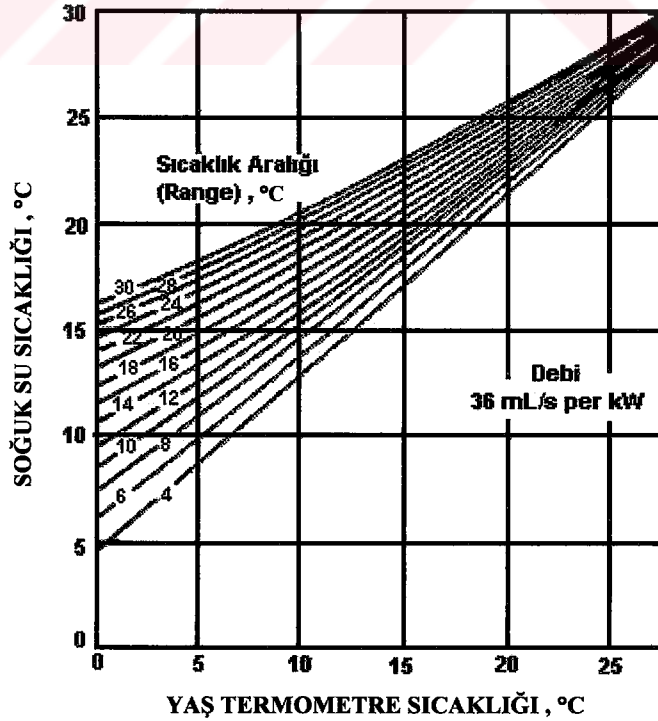
4.10 Kule Performans Eğrileri

Isı yükü ve debi birlikte soğutma kulesinin uyacağı çalışma bölgesini tayin ederler. Giriş yaş termometre sıcaklığı ve gerekli sistem sıcaklık seviyesi; tanımlanmış bir yaklaşım sıcaklığında atılan bir ısıyı dengelemek için, soğutma kulesi büyüklüğünde kesişirler. Bu bölümdeki performans eğrileri tipiktir ve projeden projeye değişmektedir. Soğutma kuleleri, hidrokarbon işleme endüstrilerindeki 65-70 °C su sıcaklıkları kadar yüksek olan geniş ve çeşitli sıcaklık seviyelerine uyum sağlayabilmektedir. Klima ve soğutma endüstrisinde kuleler genellikle 32 °C den 46 °C ye kadar olan su sıcaklığı bölgesinde uygulanır. Böyle kuleler için tipik tasarım şart 35 °C sıcak su, 29,4 °C soğuk su ve 25,6 °C yaş termometre sıcaklıklarıdır.

Tipik bir klima sistemi için kullanılan, bir soğutma kulesinin performansını hesaplama tarzı Şekil 4.12 - 15 de gösterilmektedir. Örnek kule giriş yaş termometre sıcaklığı 25,6 °C ve su 35°C den 29,4 °C' ye soğutulurken kilowatt başına 54 mL/s debi için seçilmiştir. Diğer yaş termometre sıcaklıklarında işlem yapılırken, sistemin sıcaklık seviyesini bulmak için eğriler arasında enterpolasyon yapılabilir. Diğer debi oranlarında 36, 72 ve 90 mL/s (kw başına) aynı kule için elde edilen performans eğrileri gösterilmiştir.



Şekil 4.12 %100 tasarım debisinde soğutma kulesi performansı (ASHRAE., 1992)



Şekil 4.13 %67 tasarım debisinde soğutma kulesi performansı (ASHRAE., 1992)

4.11 Soğutma Kulelerinin Termal Analizi

Bir soğutma kulesinin performansı söz konusu olduğunda aşağıdaki terimler yaygın şekilde kullanılmaktadır.

Yaklaşım (Giriş yolu): Kuleyi terk eden soğutma suyunun sıcaklığı ile kuleye giren havanın yaş termometre sıcaklığı arasındaki sıcaklık farkı.

Aşağıya-akış: Erimiş katı maddelerin bünyeleşmesine engel olmak için, periyodik olarak tasfiye kanalına deşarj edilen su.

Dolgu: Kule içerisinde ısı aktarım yüzeyini oluşturan yapı. Kondenserden veya bobinden gelen soğutma suyu, aşağıya su teknesine gitmek üzere, dolgunun akım pasajları boyunca dağıtılır.

Telafi: Buharlaşmayla, yığıntıyla, aşağı-akış'la kaybedilen suyun karşılanması (telafi edilmesi) için, devir daim yapan suya eklenen su.

Aralık: Soğutma suyunun kuleye giriş sıcaklığı T_{te} ile kuleden çıkış sıcaklığı T_{tl} arasındaki fark. Her ikisi de °C cinsinden.

Kule katsayısı: Tipik bir soğutma kulesinde telafi suyunun devri daim yapan soğutma suyunun yaklaşık %2'si olması nedeniyle, telafi suyu ile aradaki ısı farkı eklenirse, aşağıya akış ile yığıntı kayıpları dikkate alınmazsa ve sıvı suyun eklenmesinden kaynaklanan havanın entalpi artışı dikkate alınmazsa, soğutma suyu ve hava arasındaki enerji dengesi şu şekilde hesaplanabilir:

$$\dot{m}_w c_{pw} dT_w = \dot{m}_a dh_a \quad (\text{Shan, 1994}) \quad (4.1)$$

burada m_w , m_a = suyun ve havanın kütle akış hızı, kg/s

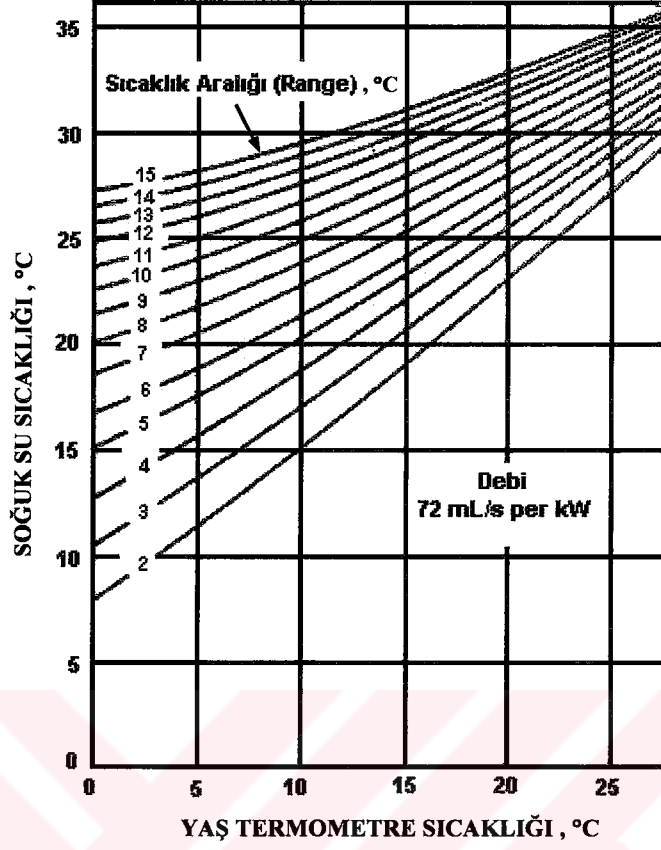
c_{pw} = suyun özgül ısısı, kJ/kg °C

T_w = soğutma suyunun sıcaklığı, °C

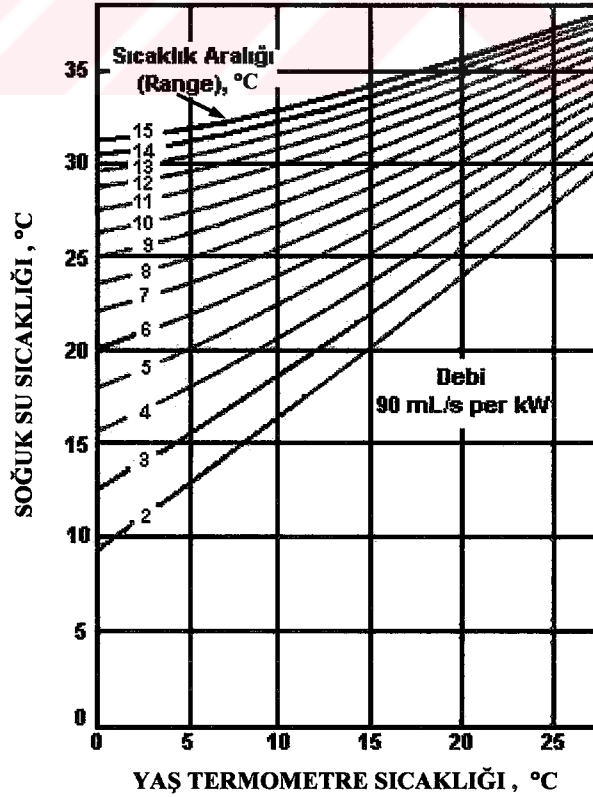
h_a = havanın entalpisi, kJ/kg

Soğutma suyunu ve hava akımını ayıran doygun hava filminin ısı direnci dikkate alınmazsa, hava-su ara yüzeyinden hava akımı gövdesine olan birleştirilmiş ısı ve kütle aktarımı, şu şekilde hesaplanabilir:

$$\dot{m}_a dh_a = K_m (h_s - h_a) dA \quad (\text{Shan, 1994}) \quad (4.2)$$



Şekil 4.14 %133 tasarım debisinde soğutma kulesi performansı (ASHRAE., 1992)



Şekil 4.15 %167 tasarım debisinde soğutma kulesi performansı (ASHRAE., 1992)

Burada, K_m = kütle aktarımı katsayısı, kg/s m^2

h_s = doymuş hava filminin entalpisi, kJ/kg

A = hava-su ara yüzeyinde yüzey alanı, m^2

Denklem (4.2)'de, entalpi değişimi veya havanın toplam ısısı, duyulur ısıdaki ve gizli ısıdaki değişikliklerden meydana gelmektedir. V dolgu hacmine ve $A = aV$ m^2 kontak yüzey alanına sahip bir soğutma kulesi düşünün. Burada, a birim hacme düşen, dolgu yüzey alanıdır. Yine,

$K = K_m/c_{pw}$ olsun. Sonra, Denklemler (4.1) ve (4.2)'i birleştirerek,

$$\frac{KaV}{\dot{m}_w} = \int_{T_{w1}}^{T_{w2}} \frac{dT_w}{h_s - h_a} \quad (\text{Shan, 1994}) \quad (4.3)$$

Denklem (4.3)'ün entegrasyonu alınmış değeri, genellikle, kule katsayısı olarak bilinir; veya soğutma kulesinin aktarım birimleri sayısı, NTU (Shan, 1994).

Ters-akımlı soğutma kuleleri için ısı ve kütle aktarımı prosesi

Şekil 4.16 - 17, su-hava oranı $m_w/m_a = 1,2$ olan bir ters akımlı soğutma kulesi içerisinde, soğutma suyu ve hava arasındaki ısı ve kütle aktarımı proseslerini göstermektedir. Şekil 4.16'da, su, giriş sıcaklığı olan $T_{we} = 29,4$ $^{\circ}\text{C}$ 'dan, ayrılma sıcaklığı olan $T_{wl} = 23,89$ $^{\circ}\text{C}$ 'a soğutulmaktadır. Soğutma suyu sıcaklığına karşılık gelen, doymuş hava filminin sıcaklığı, doyurma eğrisi boyunca düşmektedir ve w_e-w_l doğrusu ile temsil edilebilir.

Kule kapasitesi, Kule büyüklüğü ve Kule katsayısı

Denklem (4.2) şu şekilde de yazılabilir:

$$\dot{m}_w c_{pw} (T_{we} - T_{wi}) = K_m aV (h_s - h_a) \quad (\text{Shan, 1994}) \quad (4.4)$$

Denklem (4.4)'de, soğutma suyundan uzaklaştırılan toplam ısı veya $\dot{m}_w c_{pw} (T_{we} - T_{wi})$ soğutma kulesinin kapasitesini temsil eder. Kule kapasitesi, suyla-soğutulan kondenserde, gerekli toplam ısı serbest bırakımını karşılamalıdır.

Kule büyüklüğü, esas olarak, dolgunun hacmi V ile , gösterilir. V , dolgunun hem kesit alanını hem de derinliğini içermektedir. Doğrusunu söylemek gerekirse, ısı ve kütle aktarımı, dolgu ve püsküren su arasında olduğu gibi, aynı zamanda, dolgu ve su teknesi arasındaki boşlukta da gerçekleşmektedir. Kolaylık açısından, bunlar, dolgunun hacmine dahil olarak düşünülebilir.

Kule katsayısı KaV / \dot{m}_w , $m \text{ kg}^\circ\text{C}/\text{kJ}$ asıl olarak dolgunun ısı aktarımı birimini veya büyüklüğünü gösterir. Bu, soğutma kulesinin verimliliğine etki eden birincil faktördür.

Kule kapasitesindeki bir artış, daha büyük bir kule büyüklüğüne veya daha yüksek bir kule katsayısına veya her ikisine de bağlanabilir. Sabit bir su devir hızı için, kule katsayısındaki bir artış, daha büyük bir kule büyüklüğünden veya daha iyi dolgu biçiminden kaynaklanabilir.

Sayısal entegrasyon yöntemini kullanarak, ters-akımlı bir soğutma kulesi için kule katsayısı, şu formülle hesaplanabilir:

$$\frac{KaV}{\dot{m}_w} = \frac{T_{w2} - T_{w1}}{h_s - h_a} \quad (\text{Shan, 1994}) \quad (4.5)$$

Çapraz-akımlı soğutma kuleleri için, hava ve su sıcaklığındaki varyasyon, sadece dolgunun derinliğinin bir fonksiyonu değil, fakat aynı zamanda, dolgunun enine (çaprazlama) konumunun da bir fonksiyonudur. Çapraz-akımlı kuleler için, bir teorik termal analiz, ters akımlı kuleler için olandan çok daha karmaşıktır.

4.12. Soğutma kulesi performansını etkileyen faktörler

Suyla soğutulan bir kondenser için bir soğutma kulesinin seçilmesindeki kriterler, kondenserde geri çevrilen toplam ısının etkili şekilde uzaklaştırılması ve kompresörlerde, kondenser fanlarında ve kondenser su pompalarında enerji tüketimi toplamının en aza indirilmesidir. Kule aralığının, su-hava oranının, giriş yolunun, dolgu biçiminin ve su dağıtım sisteminin uygun seçimi, bir soğutma kulesinin performansını doğrudan etkiler (Shan, 1994).

Aralık ve su-devir oranı

Birçok soğutma kulesi geleneksel yapıdır. Yani, yapımcı, dolgu biçimini, su-devir oranını ve hava akım hızını, müşteri tarafından istenen işleyiş özelliklerini karşılamak üzere, çeşitli biçimlerde değiştirir. Aralık ve buna karşılık gelen su - devir oranı, tasarım sırasında belirlenen başlıca parametrelerdir. Aralık, suyla-soğutulan kondenserden geri çevrilen ısıya ve kondenser soğutma suyunun devir oranına bağlıdır. İlişkileri şu şekilde gösterilebilir.

$$T_{te} - T_{tl} = \frac{Q_{rej}}{60c_{pw}\dot{m}_w} \quad (\text{Shan, 1994}) \quad (4.6)$$

Su-devir oranı ne kadar büyük ise, aralık o denli küçük olur. Bunun zıttı olarak, daha küçük bir m_w , daha büyük bir aralık sonucunu verir. Tasarım aşamasındaki bir soğutma kulesinin seçimi sırasında, Q_{rej} , T'_o ve T_{tl} genellikle bilinirler ve sabittirler. Bu gibi koşullar altında, daha küçük bir aralık ($T_{te}-T_{tl}$) ve daha büyük bir su-devir oranı m_w , aşağıdaki anlamlara gelmektedir:

- . Daha düşük yoğuşma basıncı ve sıcaklığı
- . Daha büyük m_w nedeniyle, daha büyük miktarda pompalama enerji tüketimi
- . Daha küçük ($h_s - h_a$) nedeniyle daha büyük kule boyutları
- . Sabit bir su - hava oranı için daha yüksek bir hava akım hızı

Daha büyük bir aralık ve daha küçük bir m_w daha yüksek bir yoğuşma basıncı, daha düşük bir pompalama enerjisi, daha küçük bir kule boyutu ve daha düşük bir hava akım hızı sonucunu

verir.

Aralık, çoğunlukla tasarım koşullarında belirlenir; yani, yazın açık hava tasarımı yaş termometre sıcaklığı T_o ve bir Q_{rej} tasarımı. Daha düşük bir T_o 'da ve kısmi-yükle çalışmada, hem aralık hem de T_{tl} daha düşüktür. Son yıllarda, hava iklimlendirme sistemleri için $-12,2$ °C dan daha büyük ($-11,1$ °C ve hatta $-9,4$ °C gibi) bir aralık kullanmaya yönelik bir akım oluşmuştur. Spesifik koşullardaki optimum aralığı belirlemek için, bir hayat-döngüsü maliyet analizi tavsiye edilmektedir (Shan, 1994).

Kule katsayısı ve su-hava oranı

Soğutma kulesi performansı, sıklıkla, alan testleriyle belirlenir ve bir ampirik korelasyon şeklinde takdim edilir:

$$\frac{KaV}{\dot{m}_w} = C \left(\frac{\dot{m}_w}{\dot{m}_a} \right)^n z^{-m} \quad (\text{Shan, 1994}) \quad (4.7)$$

burada;

C= sabit

z = dolgunun derinliği, m

Denklem (4.7)'de, üs değeri n'nin ortalama değeri -0.55 ile -0.65 arasında değişir ve tipik olarak -0.6 'dır. Webb'e göre, üs değeri m, 0.7 ile 1 arasında değişmektedir. Denklem (4.7)'deki korelasyondan, eğer diğer tüm koşullar aynı kalırsa ve sadece su-hava oranı \dot{m}_w/\dot{m}_a , 1 ile 0.5 arasında değişmekte ise, bu durumda, kule katsayısı $K \propto V/\dot{m}_w$, % 52 artar (Shan, 1994).

Giriş yolu (Yaklaşım)

Giriş yolu, lokal açık hava tasarımı yaş termometre T_o 'a karşılık gelen, kuleyi terk eden soğutma suyunun sıcaklığını, T_{tl} belirler. Eğer aralık ve Q_{rej} , sabit değerler ise, daha yakın bir yaklaşım her zaman daha düşük bir T_{tl} ve daha düşük yoğuşma basıncı ve sıcaklığı demektir.

Yaklaşım, kule katsayısı ve kulenin büyüklüğü ile yakından ilgilidir. Daha yakın bir yaklaşım,

her zaman daha büyük bir kule demektir; ve daha büyük bir yaklaşım, daha küçük bir kule ile sonuçlanır. Hava iklimlendirme sistemleri için kullanılan soğutma kuleleri söz konusu olduğunda, yaklaşım, genellikle -15 ile -11,1 °C arasında değişir. -15 °C gibi daha yakın bir yaklaşım, soğutmanın yerini almak üzere daha büyük bir çalışma saati yüzdesinin mümkün olacağı ve böylelikle de enerji maliyetlerinin azalacağı anlamına gelmektedir.

Diğer koşulların sabit kalması durumunda, tipik bir soğutma kulesinin yaklaşımı, 12,22 °C' dan 5 °C'a düştüğünde, kule büyüklüğü % 65 civarı artabilir. -15 °C'nin altında bir yaklaşım, çok büyük bir kule gerektirir; ve bu da ekonomik olmadığı için tavsiye edilmez (Shan, 1994).

Açık hava yaş termometre sıcaklığı

Dolgudaki ısı ve kütle aktarımının, doymuş film ve hava arasındaki entalpi farkına dayalı olması nedeniyle, açık havadaki havanın yaş termometre sıcaklığı, soğutma kulesinin performansını etkileyen birincil parametredir. Projenin gereklerine bağlı olarak, yazınki çalışma periyodunun çoğu esnasında kule performansını garanti etmek için, %1 yahut %2.5'lük yazın açık hava tasarımı yaş termometre sıcaklığı değeri kullanmak en iyisidir.

Eğer iki farklı konumdaki iki farklı soğutma sistemleri aynı aralığa ve yaklaşıma sahip ise, daha yüksek, tasarım açık hava yaş termometre sıcaklığına sahip olan, daha düşük T_o 'a sahip olandan daha küçük bir kule büyüklüğüne sahip olacaktır. Bunun nedeni, doymuş hava filminin entalpisi daha yüksektir; böylece $(h_s - h_a)$ daha yüksek tasarım T_o 'a sahip olan sistem içerisinde daha büyüktür. Bununla birlikte, T_{tt} , daha düşük bir T_o ile daha düşüktür (Shan, 1994).

Dolgu biçimi ve su dağılımı

Kule katsayısı üzerinde dolgu biçiminin doğrudan bir etkisi bulunmaktadır. İyi çalışan bir dolgu, birim hacim a başına, daha büyük yüzey alanına sahiptir; bu ise, daha fazla temas yüzeyleri, daha uzun bir temas süresi ve hava ile su arasında yakın bir temas demektir. Günümüzde, hava iklimlendirme sistemleri için, iki çeşit dolgu, yaygın şekilde kullanılmaktadır. Sıçrama çubukları; ve daha son zamanlarda geliştirilmiş olan, hücresel film. Sıçrama çubukları, suda mevcut olan kir pislik tarafından kolay tıkanmama avantajına sahiptirler; ayrıca, sıçrama fiili aynı zamanda, suyu farklı seviyelerde yeniden

dağıtabilmektedir. Buna karşın, alan pratiği göstermiştir ki; ahşap malzemedен sıçrama çubukları, polivinil klorür (PVC)'den yapılmış hücresel filmden dolgularla değiştirildiğinde, kuleyi terk eden kondenser suyunun sıcaklığı, önceki performans değeriyle mukayese edildiğinde, 16,6 °C düşmüştür. Kontamine olmuş (kirlenmiş) su, bir PVC hücresel film dolguda soğutulmadan önce, süzölmeli yahut kimyasal işleme tabi tutulmalıdır.

Kule performansı konusunda, eşit bir su dağıtım sistemi çok önemlidir; özellikle de ters-akımlı kuleler için. Son zamanlarda geliştirilmiş bir büyük-ağızlı kare plastik fiskiye, ilke olarak tıkanmamaktadır; ve dolgu üzerinde eşit seyirli bir püskürtme sağlayabilmektedir (Shan, 1994). Ayrıca, küçük-ağızlı (küçük-delikli) konik fiskiyelere göre çok daha büyük bir püskürtme kapasitesine sahiptirler; ve yine bu nedenlerden dolayı bakımı ve temizliği kolaydır .

4.13 Soğutma kulelerinin çalışması hakkında göz önünde tutulan unsurlar

Yeniden-dolaşım ve müdahale (Recirculation and interference)

Soğutma kulelerinin çoğu açık havada tesis edilmişlerdir. Soğutma kulelerinin yer seçimi ve yapı planları dikkatle yapılmalıdır. Böylece, yeniden-dolaşım, müdahale ve yetersiz hava akımı minimize edilir.

Sıcak ve nemli egzoz havasının bir kısmının, girişte, aynı soğutma kulesi tarafından yeniden yakalanması, yeniden dolaşım olarak adlandırılır. Yeniden-dolaşım, giren yaş termometre sıcaklığında bir artışa neden olur ve bu nedenle, kule performansını düşürür. Yeniden dolaşım, esas olarak, yetersiz egzoz hava hızından veya giriş ve çıkış arasındaki yetersiz düşey mesafeden kaynaklanır. Bir rüzgar, bir soğutma kulesiyle karşılaştığında, atmosfer basıncından daha düşük bir basınç, kulenin rüzgar altı tarafında oluşur. Bu nedenle, egzoz havası, hava girişine doğru aşağıya doğru çekilir. Eğer egzoz hava hızı yeterince yüksek olmazsa, yeniden-dolaşım meydana gelir.

Eğer bir soğutma kulesinin egzoz havası veya hava akımının yukarı kısmında yer alan diğer ısı kaynaklarından kaynaklanan sıcak hava, akımın aşağısında kalan diğer bir soğutma kulesi tarafından çekilip alınacak olursa, böyle bir fenomene (olağan dışı hadiseye), müdahale adı

verilmektedir. Müdahale, yazın baskın olan rüzgar yönü dikkate alınarak ve soğutma kulelerinin yapı planlarını uygun şekilde yaparak, minimize edilebilir.

İki soğutma kulesinin girişleri arasındaki uzay alanı veya giriş ile duvar arasındaki uzay alanı yetersiz olduğunda, yahut görüntü veya gürültüye siper olmak amacıyla bir engelin kullanılması durumunda, hava akımı sınırlanabilir; ve bu da gerekli olandan daha düşük bir hava akım hızını doğurabilir. Yetersiz hava akımı, ısı ve kütle aktarımının etkinliğine zarar verir ve bu da, daha büyük bir yaklaşım (giriş yolu) ve aralık sonucunu verir; böylelikle de daha yüksek bir yoğunlaşma basıncı elde edilir (Shan, 1994).

Donmadan koruma ve sislenme

Bir soğutma kulesi, açık hava sıcaklığının 0 °C'nin altına düşebileceği yerlerde çalıştırıldığında, soğutma kulesinin parçaları (giriş penceresi gibi) üzerinde, hava akımını ciddi biçimde sınırlayabilecek, buzun oluşmasını önlemek için, donmadan koruma sağlanmalıdır.

Bir elektrikli daldırma ısıtıcısı, donmadan koruma için, çoğunlukla su teknesi içerisine tesis edilir. Boş olan kulelerde, fanlar çalıştırılmamalı ve su akımı tümüyle kapatılmalıdır. Kondenser suyu, dolguya uğramadan yanından geçebilir ve özel bir boru düzenlemesi aracılığıyla, doğrudan, giriş pencerelerinin iç yüzeyleri üzerine dağıtılabilir. Bu fiil, pencerelerin yüzeyleri üzerinde buz toplanmasını elimine eder.

Soğutma kulesinden egzoz edilen daha sıcak ve esas olarak doymuş hava, soğuk havada, çevreleyen daha serin havayla karıştırıldığında, karışım aşırı doymuş hale gelir; ve fazla su buharı sis olarak yoğunlaşır. Buna genellikle sislenme yahut kuş tüyü adı verilir. Sislenme, görüş netliliğini sınırlar ve yakındaki karayollarında buz oluşturabilir. Sislenme, soğutma kulelerini, görülebilir “kuş tüyleri” ve onların yakın çevre üzerindeki etkileri nahoş olmayacak bir şekilde konumlandırmak suretiyle, minimize edilmelidir (Shan, 1994).

Aşağıya-akış ve lejyoner hastalığı (Blow-down and legionnaires' disease)

Suyun içerdiği katışık maddelerin konsantrasyonunun, belirli bir limitin ötesine geçmesini önlemek için, bir soğutma suyu sistemindeki suyun küçük bir yüzdesi, kasten bilerek dışarı

akıtılır yahut atılır. Bu şekilde bir işleme, aşağıya-akış yahut kan-kaybı adı verilir. Aşağıya akış miktarı, genellikle akımla dolaşan toplam suyun %0,8'i ile %1,0'i arasındadır. Bir soğutma kulesindeki yığıntı, %0,1 ile 0,2 arasında değiştiği için, eğer tipik bir yerleşim konumundaki buharlaşma kaybı %1 ise, telafi suyunun miktarı yaklaşık olarak $(0.9+0.1+1.0) = 2$ %'dir. Aşağıya-akış yahut kan-kaybı uygulaması, kondenser soğutma suyu sistemlerindeki geniş şekilde kullanılmaktadır.

Eğer basit aşağıya-akış, tortu oluşumunu kontrol etmekte yetersiz ise, korozyonu durdurmak için ve mikrobiyolojik gelişmeyi sınırlamak için kimyasallar eklenebilir.

Son günlerde, soğutma kulelerindeki kondenser soğutma suyu sistemlerinde Legionella bakterisinin var olması ihtimali, kamuoyunun dikkatini yaygın şekilde çekmiştir. Birçok araştırmacı, soğutma kulelerinin ve soğutma suyu sistemlerinin düzenli bakımının, Legionella'nın gelişmesini önlemede etkili olduğunu bulmuşlardır. Pislik, tortu ve katışık maddelerin birikimini önlemek için soğutma suyunu temiz tutmak ve algler, balçık Legionella ve mikroorganizmaların gelişimini kimyasal maddeler ve diğer su muameleleriyle kontrol altında tutmak önemlidir. Düzenli denetimler, periyodik testler ve planlanmış bir bakım programı çizelgesi gereklidir.

Bir soğutma kulesinin yeri dikkatli şekilde seçilmelidir; böylece, soğutma kulesinden gelen yığıntı, hava-idare birimlerinin veya paket halindeki birimlerin açık hava girişleri içerisine aktarılmayacaktır (Shan, 1994).

Soğutma kulelerinin bakımı

Soğutma kulelerinin bakımı aşağıdakileri içerir:

- Tatmin edici bir çalışmanın garanti altına alınması için, kule fanının, yoğunlaşan-su pompasının, dolgunun, su teknesinin ve yığıntı taşınmasının denetimi
- Tortu ve kirin oluşumu ve aynı zamanda mikroorganizmaların gelişimini önlemek için, periyodik aşağıya-akış işlemi, ıslanan yüzeylerin temizliği ve etkili su muameleleri
- Hareket eden parçaların periyodik olarak yağlanması

İmalatçının bakım program çizelgesi yerine getirilmelidir. Aksi takdirde, bir bakım dokümanı tesis edilmelidir.

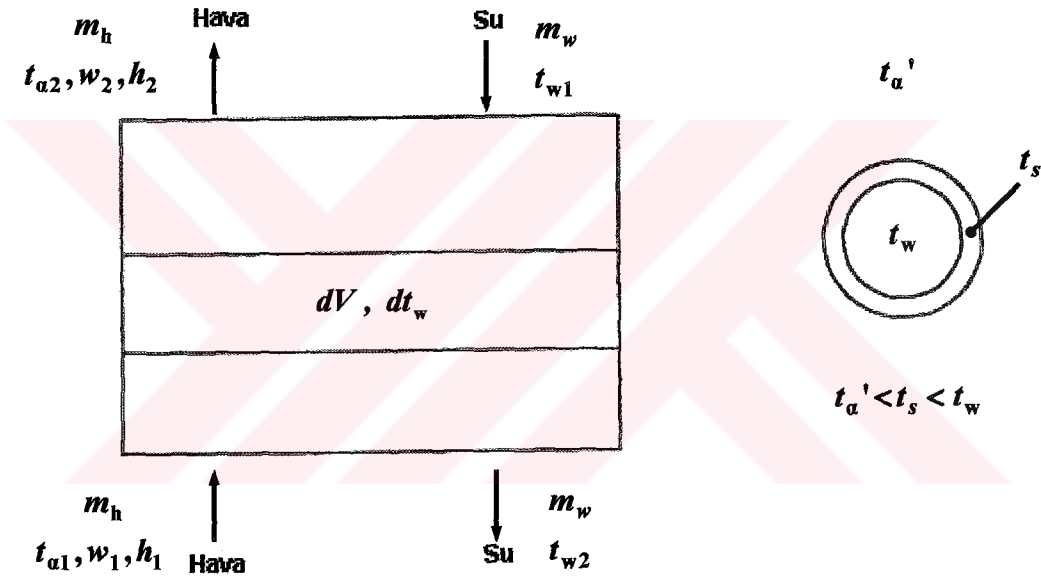
Eğer kule fanından kaynaklanan gürültü yerel kanunlar tarafından açıkça belirtilen limitleri aşacak olursa, fan çıkışında ve giriş penceresinde ses azaltıcılarının tesis edilmesi gerekir (Shan, 1994).



5. TERS AKIMLI SOĞUTMA KULELERİNDE ISI VE KÜTLE AKTARIMININ İNCELENMESİ

5.1 Isı ve kütle aktarım teorisi

Ters akımlı soğutma kulelerinde su yukarıdan aşağıya doğru damlacıklar halinde düşerken, hava ters olarak aşağıdan yukarı doğru akmaktadır. Kulenin tabanından itibaren yukarıya doğru herhangi bir z seviyesinde bir su damlacığı düşünölsün. Bu damlacığın sıcaklığı t_w , etrafındaki doymuş havanın sıcaklığı t_s ve ana hava kütesinin sıcaklığı t_a' ile gösterilsin (Onat, 1971).



Şekil 5.1 Ters akımlı soğutma kulesinde enerji dengesi (Onat, 1971)

Buradaki t_s doymuş hava sıcaklığı daima t_w su sıcaklığı ile havanın t_a' yaş termometre sıcaklığı arasındadır.

Buradaki incelemelerde kullanılan a oranı birim kule hacmine rastlayan su ara yüzeyini belirtmektedir ve birimi m^2/m^3 olarak gösterilmektedir. Z seviyesinden itibaren yukarı doğru d_z mesafesi kat edildiğinde dV sonsuz küçük kule hacmi içinde m_w debisindeki su dt_w kadar soğuyacak ve etrafındaki doymuş hava filmine taşınım yolu ile,

$$dq = h_w a (t_w - t_s) dV = m_w c_w dt_w \quad (\text{Onat, 1971}) \quad (5.1)$$

ısısını verecektir. Burada, q sudan doymuş hava filmine geçen ısı miktarı h_w su ile doymuş hava filmi arasındaki yüzeysel ısı aktarım katsayısı, V soğutma kulesi hacmi, α birim kule hacmine rastlayan su ara yüzey alanı, m_w su debisi anlamındadır.

Bu çalışmada kullanılan diferansiyel denklemler 1925 yılında Merkel tarafından geliştirilmiştir. Merkel ısı ve su buharı aktarımı eşitliklerini birleştirmiş, duyulur ve gizli ısı aktarımına sebep olan güç olarak entalpi farkından faydalanmıştır. Bu teori iki temel kabulüne dayanmakta idi. Birincisi buharlaşma ile olan su kaybı ihmal edilmiş ve ikinci olarak hava/su buharı sistemi için Lewis sayısı bire eşit olarak kabul edilmişti (Sutherland, 1983). Buharlaşma ile olan su debisindeki azalma %2 gibi önemsiz bir orana sahip olduğundan birinci kabulün yapılmasında büyük bir sakınca yoktur ve yapacağımız işlemleri basitleştirmektedir. Ancak bu konuda Osterle'nin (1991), yapmış olduğu çalışmada su debisindeki buharlaşmadan kaynaklanan kayıplar ihmal edilmemiş ve Merkel'e göre bazı farklı sonuçlar elde edilmiştir. İleriki kısımlarda Osterle'nin (1991), çalışması hakkında bilgi verilecektir.

Suyun soğuması suretiyle verdiği ısı kısmen duyulur ısı şeklinde taşınım, kısmen de gizli ısı şeklinde buharlaşma ile ana hava kütesine geçer. Buna göre,

$$dq = dq_s + dq_L = m_h dh \quad (\text{Onat, 1971}) \quad (5.2)$$

olacaktır. Burada, q_s duyulur ısı, q_L gizli ısı, m_h kuleye giren hava debisi h havanın entalpisi anlamına gelmektedir.

Duyulur ısı,

$$dq_s = h_t a (t_s - t_a) dV \quad (\text{Onat, 1971}) \quad (5.3)$$

şeklinde ifade edilebilir. Burada h_t doymuş hava filmi ile ana hava kütesi arasındaki yüzeysel ısı aktarım katsayısını göstermektedir.

Su debisindeki eksilme,

$$dm_w = Ka(w_s - w_a) dV = m_h dw \quad (\text{Onat, 1971}) \quad (5.4)$$

değerindedir. Burada, K buharlaşma katsayısı, w_s doymuş hava filmine ait özgül nem, w_a su yüzeyinden sonsuz uzaklıktaki ana hava kütleğine ait özgül nem anlamındadır.

(5.4) ifadesindeki K buharlaşma katsayısı,

$$K = h_c \rho \quad (\text{Onat, 1971}) \quad (5.5)$$

şeklinde yazılabilir. Burada, h_c kütle aktarım katsayısı, ρ kuru havanın yoğunluğunu ifade etmektedir.

Su debisindeki dm_w azalması buharlaşma sonucunda meydana geldiğinden gizli ısı,

$$dq_L = r dm_w = rKa(w_s - w_a)dV \quad (\text{Onat, 1971}) \quad (5.6)$$

değerindedir.

(5.3) ve (5.6) eşitlikleri (5.2) ifadesinde yerlerine konursa,

$$dq = m_h dh = h_1 a (t_s - t_a) dV + rKa(w_s - w_a)dV \quad (\text{Onat, 1971}) \quad (5.7)$$

ve

$$m_h dh = a[h_1(t_s - t_s)rK(w_s - w_s)]dV \quad (\text{Onat, 1971}) \quad (5.8)$$

elde olunur. Lewis bağıntısından $h_t = Kc_{pm}$ yerine konursa,

$$m_h dh = Ka[(c_{pm} t_s + rw_s) - (c_{pm} t_a + rw_a)]dV \quad (\text{Onat, 1971}) \quad (5.9)$$

ifadesini buluruz.

Nemli havanın entalpisi için,

$$h_a = c_{pm} t_a + rw_a \quad (\text{Onat, 1971}) \quad (5.10)$$

$$h_s = c_{pm} t_s + rw_s \quad (\text{Onat, 1971}) \quad (5.11)$$

olduğu hatırlanırsa (5.9) ifadesi,

$$dq = m_h dh = Ka(h_s - h_a) dV \quad (\text{Onat, 1971}) \quad (5.12)$$

şeklini alır. (5.12) eşitliğine literatürde Merkel eşitliği adı verilmektedir.

Yukarıdaki ifadelerden (5.1) ve (5.12) bağıntıları eşitlenerek,

$$dq = m'_w c_w dt_w = m'_h dh = Ka(h_s - h_a) dV = h_w a(t_w - t_s) dV \quad (\text{Onat, 1971}) \quad (5.13)$$

sonucu elde edilir. Bu işlemlerde c_p özgül ısı değerinin ortalama bir değer alınarak sabit tutulduğu unutulmamalıdır.

Diğer taraftan ana hava kütesine geçen duyulur ısı havanın sıcaklığını yükselteceğinden,

$$dq_s = m_h c_{pm} dt = h_i a(t_s - t_\alpha) dV \quad (\text{Onat, 1971}) \quad (5.14)$$

eşitliği geçerlidir. (5.13) ifadesinden,

$$\frac{Ka dV}{m_w} = \frac{c_w dt_w}{h_s - h_\alpha} \quad (\text{Onat, 1971}) \quad (5.15)$$

yazılıp integrasyonları alınır,

$$\frac{KaV}{m_w} = \int_{tw2}^{tw1} \frac{c_w dt_w}{h_s - h_\alpha} \quad (\text{Onat, 1971}) \quad (5.16)$$

ve yine (5.13) eşitliğinden,

$$\frac{KaV}{m_h} = \int_{h1}^{h2} \frac{dh}{h_s - h_\alpha} \quad (\text{Onat, 1971}) \quad (5.17)$$

bağıntıları elde edilir (Onat, 1971).

(5.16) eşitliği ile tanımlanan büyüklük aktarım birim sayısı NTU olarak bilinmektedir.

5.2. Ters akımlı bir soğutma kulesinde entalpi farkının matematiksel integrasyonu

Denk. 5.27 integrasyonu için h_i ve h_a entalpileri, t sıcaklığının fonksiyonu cinsinden ifade edilmelidir. Enerji dengesi kullanılarak h_a havanın entalpisi, t cinsinden ifade edilebilir.

$$h_a = h_{a,in} + \frac{L}{G} c_w (t - t_{out}) \quad (\text{Stoecker, 1992}) \quad (5.18)$$

Burada $h_{s,in}$ giriş havasının entalpisini, t_{out} ise çıkış suyu sıcaklığını belirlemektedir.

$$h_i = a + bt + ct^2 \quad (\text{Stoecker, 1992}) \quad (5.19)$$

Denklemdaki a,b,c katsayıları belirli sıcaklık aralıklarında sabit alınabilir.

Denk 5-18 ve 5-19 Denk 5-27'e taşınır ise,

$$\frac{h_c A}{c_{pm} L c_w} = \int_{t_{out}}^{t_{in}} \frac{dt}{ct^2 + (b - Lc_w / G)t + \left(a + \frac{Lc_w}{G} t_{out} - h_{a,in} \right)} \quad (\text{Stoecker, 1992}) \quad (5.20)$$

elde edilir.

İntegral tablolarında, Denklem 5.20'nin integrasyonu bulunabilir. Bununla beraber, bazı problemlerde sıcaklık aralığının büyük olması halinde bu integral, sayısal olarak çözülebilir. Bu tip problemlerin bazılarında, Denk 5.20'de $T = t - t_{out}$ alınarak işlem kısaltılabilir (Stoecker,1992).

$$\frac{h_c A}{c_{pm} L c_w} = \int_0^{(t_{in}-t_{out})} \frac{dT}{c(T + t_{out})^2 + \left(b - \frac{Lc_w}{G} \right) (T + t_{out}) + \left(a + \frac{Lc_w}{G} t_{out} - h_{a,in} \right)} \quad (5.21)$$

Paydadaki parantezler açılıp gerekli basitleştirme işlemleri sonunda ve $a+bt_{out}+ct_{out}^2=h_{i,out}$ olmak üzere, kuleden suyun çıkış sıcaklığındaki doymuş havanın entalpisi olarak tanımlanır ise Denk 5.21

$$\frac{h_c A}{c_{pm} L c_w} = \int_0^{(t_{in}-t_{out})} \frac{dT}{cT^2 + \left(2ct_{out} + b - \frac{Lc_w}{G}\right)T + (h_{i,out} - h_{s,in})} \quad (\text{Stoecker,1992}) \quad (5.22)$$

şekline gelir. Denk 5.22 integralinin sonucuna, paydadaki terimlerin izafi büyüklükleri etki etmektedir.

$$\left(2ct_{out} + b - \frac{Lc_w}{G}\right)^2 < 4c(h_{i,out} - h_{a,in})$$

ise, bu integral

$$\frac{h_c A}{C_{pm} L c_w} = \frac{2}{B} \tan^{-1} \left(\frac{2ct_{in} + b - \frac{Lc_w}{G}}{B} \right) \quad (\text{Stoecker,1992}) \quad (5.23)$$

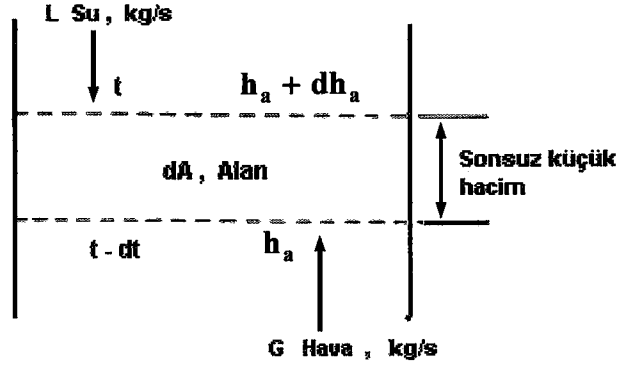
şeklinde. Burada,

$$B = \sqrt{4c(h_{i,out} - h_{a,in}) - \left(2ct_{out} + b - \frac{Lc_w}{G}\right)^2} \quad (\text{Stoecker,1992}) \quad (5.24)$$

anlamındadır.

5.3 Adım adım integrasyon yöntemi ve örnek

Şekil 5.2'de ters akımlı bir soğutma kulesinin sonsuz küçük bir hacim elemanına yukarıdan giren L kg/s debisindeki su, aşağıdan giren G kg/s debisindeki hava ile soğutulmaktadır. İncelemede basitlik sağlamak bakımından buharlaşan su miktarı ihmal edilmekte ve böylece kule boyunca L ve G değerlerinin sabit kaldığı varsayılmaktadır.



Şekil 5.2 Bir soğutma kulesindeki sonsuz küçük hacim elemanındaki enerji dengesi (Stoecker,1992)

Hacim elemanına su t sıcaklığında girmekte, bu değerden küçük bir miktar soğuyarak $(t-dt)$ sıcaklığında çıkmaktadır. Hava ise elemanı h_a entalpisinde girip, h_a+dh_a entalpisinde çıkmaktadır. Islak yüzeyi gösteren dA alanı ise, bu hacim elemanındaki toplam damlacık yüzeyleri ile bütün ıslak parçalayıcı elemanların yüzeyleri toplamını belirlemektedir.

Sudan kaybolan dq ısı, havanın aldığı ısıya eşit olduğundan,

$$dq = -G dh_a = (L) (c_w) dt \quad (\text{Stoecker,1992}) \quad (5.25)$$

yazılabilir. Burada c_w suyun özgül ısısıdır.

dq için diğer bir eşitlik entalpi potansiyeli prensibi yardımı ile aşağıdaki şekildedir.

$$dq = \frac{h_c dA}{c_{pm}} (h_i - h_a) \quad (\text{Stoecker,1992}) \quad (5.26)$$

Burada, h_c = film katsayısı, $W/m^2 K$

h_i = su sıcaklığındaki doymuş havanın entalpisini $J/(kg \text{ kuru hava})$

h_a = havanın entalpisini, $J/(kg \text{ kuru hava})$

c_{pm} = nemli havanın özgül ısısı, $J/(kg \text{ kuru hava}) ^\circ C$,

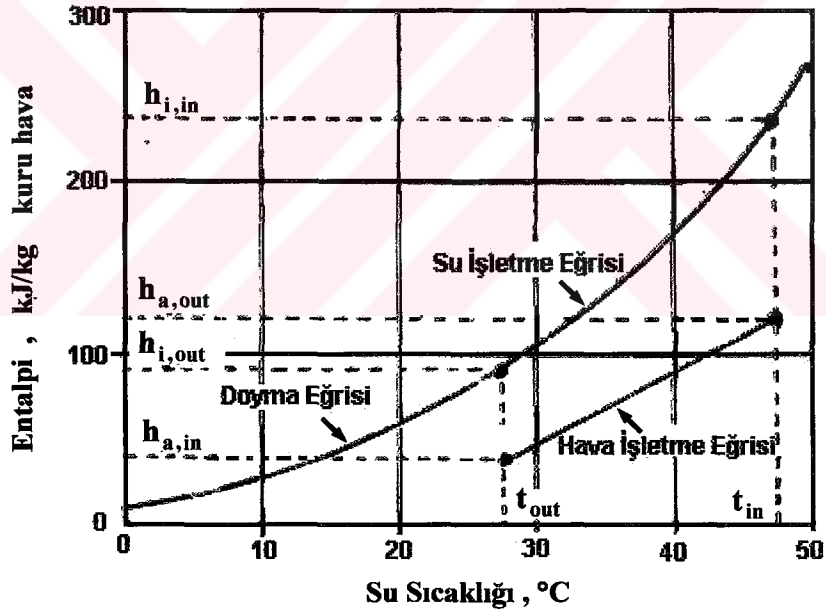
anlamlandırılır.

Kulenin tamamında sudan havaya geçen ısı miktarını bulabilmek için Denklem 5.26 kule boyunca integre edilmelidir. h_i ve h_a entalpilerinin her ikisi de integrasyon değişkeni A alanının bir fonksiyonudur. Denk 5.25 ile 5.26 değerleri birbirine eşitlenip integre edilirse,

$$L(c_w) \int_{t_{out}}^{t_{in}} \frac{dt}{h_i - h_a} = \int_0^A \frac{h_c dA}{C_{pm}} = \frac{h_c A}{C_{pm}} \quad (\text{Stoecker,1992}) \quad (5.27)$$

elde edilir. Burada, t_{in} ve t_{out} suyun soğutma kulesine giriş ve çıkış sıcaklıklarıdır.

Sisteme ait sıcaklıklar ve entalpiler Şek. 5.3'de görüldüğü gibi bir grafik halinde verilebilir. Soğutma kulesinde, t_{in} ve t_{out} su sıcaklıkları ile bu sıcaklıklara karşı gelen doymuş havanın $h_{i,in}$ ve $h_{i,out}$ entalpilerine ait değerler bilinmektedir. Şekilde, havanın giriş entalpisini $h_{a,in}$ ile, çıkış entalpisini ise $h_{a,out}$ ile belirleyelim.



Şekil 5.3. Su veya havaya ait entalpi sıcaklık diyagramı (Stoecker,1992)

Şek. 5.3'deki doyma eğrisi, su sıcaklığındaki doymuş havanın sıcaklığındaki havanın sıcaklığını ve entalpisini göstermektedir. Düşey eksen, sadece havanın işletme doğrusu üzerindeki noktaların entalpi değerleri için uygulanmaktadır. Hava işletme doğrusunun eğimi, Denk. 5.25'den görülebileceği gibi Lc_w/G değerindedir.

Denk 5.27 ifadesinin integrasyonu için kule, her kademesinde eşit sıcaklık düşümleri olacak şekilde sonlu sayıda hacimsel kısma bölünür. Adım adım integrasyonu ile Denk.5.27

$$\frac{h_c A}{C_{pm}} = L c_w \Delta t \sum \frac{1}{(h_i - h_a)_m} \quad (\text{Stoecker, 1992}) \quad (5.28)$$

şekline gelir. Burada, $(h_i - h_a)_m$ bir hacim elemanındaki ortalama aritmetik entalpi farkıdır (Stoecker, 1992).

Kulenin etkinliği:

$$\varepsilon_{kule} = \frac{1 - \exp[-NTU(1 - R)]}{1 - R \cdot \exp[-NTU(1 - R)]} \quad (\text{Stoecker, 1992}) \quad (5.29)$$

Kapasite Oranı:

$$R = \frac{m_{da} \cdot C_{a.sat.}}{m_w \cdot c_w} \quad (\text{Stoecker, 1992}) \quad (5.30)$$

$$C_{a.sat.} = \frac{h_{a.sat.i} - h_{a.sat.o}}{T_{wi} - T_{w0}} \quad (\text{Stoecker, 1992}) \quad (5.31)$$

$h_{a.sat.i}$: kulenin giriş suyu sıcaklığındaki doymuş hava entalpisi

$h_{a.sat.o}$: kulenin çıkış suyu sıcaklığındaki doymuş hava entalpisi

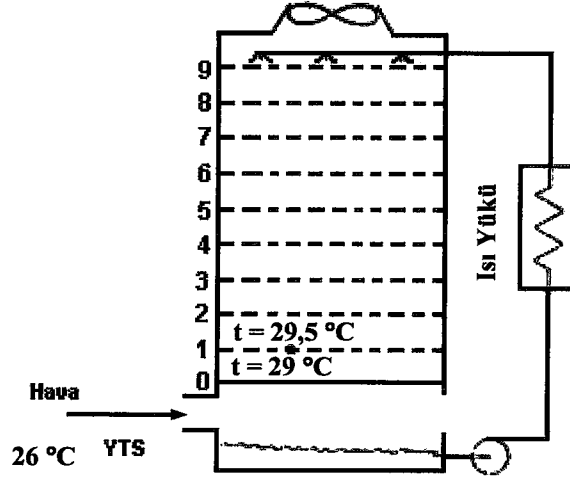
$C_{a.sat.}$: doymuş havanın özgül ısısı

c_w : suyun özgül ısısı

Aşağıda uygulama amaçlı örnek problemin çözümünde Matlab' da bilgisayar programı yazılarak yukarıdaki integrali çözmekte ve kule hacmini, kesitini ve yüksekliğini hesaplamaktadır.

Örnek : Ters akımlı bir soğutma kulesine giren suyun debisi = 6800 kg/h, hava debisi = 5600 kg/h, giriş havasının yaş termometre sıcaklığı = 26 °C, suyun kuleye giriş sıcaklığı = 33,5 °C, suyun kuleden çıkış sıcaklığı = 29 °C değerindedir. Kule içindeki hava hızı 1,1 m/sn. olarak, Ka değeri 0,555 kg/sm³ olarak verilmiştir. Dolgu malzemesi olarak PVC kullanılmıştır. Bu kule için $h_c A / c_{pm}$ büyüklüğünü, kule hacminin ve yüksekliğinin hesaplanması istenmiştir.

Çözüm : Şek. 5.4'de görüldüğü gibi, her bir kademede su sıcaklığı $0,5\text{ }^{\circ}\text{C}$ düşecek şekilde soğutma kulesinin dokuz kısma bölündüğü düşünülürse.



Şekil 5.4 Örnekte incelenen kulenin hacimsel olarak bölünmesi.

Örnek olarak en alt kademede suyun sıcaklığı $29,5\text{ }^{\circ}\text{C}$ değerinden $29\text{ }^{\circ}\text{C}$ değerine gelsin. $26\text{ }^{\circ}\text{C}$ değerindeki yaş termometre sıcaklığı, havanın giriş entalpisini belirler. Nemli havanın özelliklerinden, giriş havasının entalpi $h_{a,0} = 80,4\text{ kJ/kg}$ olarak bulunur.

Alt kısımdaki kademenin ısı dengesi,

$$h_{a,1} - h_{a,0} = \frac{L}{G} c_w (0,5) = 2,5\text{ kJ/kg}$$

değerini verir. Göz önüne alınan bu hacim elemanından hava,

$$h_{a,1} = 80,4 + 2,5 = 82,9\text{ kJ/kg}$$

entalpisinde çıkmaktadır. Buradaki ortalama entalpi ise $81,65\text{ kJ/kg}$ değerindedir.

Alt kademedeki suyun ortalama sıcaklığı $29,25\text{ }^{\circ}\text{C}$ ve bu sıcaklıktaki doymuş havanın entalpi $95,56\text{ kJ/kg}$ olmaktadır. Yine bu kademede $(h_i - h_a)_m = 95,56 - 81,65 = 13,91\text{ kJ/kg}$ değerindedir.

Aşağıdan itibaren ikinci kademeye geçilirse, $(h_i - h_a)_m$ değerinin hesabı için aynı yöntem uygulanır. İkinci kademedeki havanın giriş entalpi, birinci kademeyi terk eden havanın

entalpisi olan 82,9 kJ/kg olacaktır. Toplam $1/(h_i-h_a)_m$ değerini bulmak için yapılan işlemlere ait özet, Çizelge 5.1 de görülmektedir.

Çizelge 5.1 Adım adım integrasyon

Kademe	Ortalama su sıcaklığı (°C)	Ortalama h_a (kJ/kg)	Ortalama h_i (kJ/kg)	$(h_i-h_a)_m$ (kJ/kg)	$1/(h_i-h_a)_m$ (kg/kJ)	NTU= $C_w \cdot \Delta t_w / (h_i-h_a)$
0 1	29.25	81.656	95.564	13.908	0.0719	0.1503
1 2	29.75	84.194	98.285	14.091	0.0710	0.1483
2 3	30.25	86.732	100.902	14.170	0.0706	0.1475
3 4	30.75	89.270	103.414	14.144	0.0707	0.1478
4 5	31.25	91.807	106.031	14.223	0.0703	0.1469
5 6	31.75	94.345	108.752	14.407	0.0694	0.1451
6 7	32.25	96.883	111.578	14.695	0.0680	0.1422
7 8	32.75	99.421	114.509	15.088	0.0663	0.1385
8 9	33.25	101.959	117.544	15.585	0.0642	0.1341
					0.6223	1.3007

$\frac{K_a \cdot V}{m_w} = \sum NTU = 1.3007$ eşitliğinde K_a ve m_w değerlerini yerine koyarsak kule hacmi

$V = 4,4268 \text{ m}^3$ olarak bulunur . Kule kesiti S ve kule yüksekliği H için ise,

$$S = \frac{m_h / 3600 \cdot \rho_h}{V} = 1,08 \text{ m}^2$$

$$H = \frac{V}{S} = 4,098 \text{ m} ,$$

sonuçları bulunur.

Toplam $1/(h_i-h_a)_m$ değeri bulunduktan sonra bu kuleye ait $h_c A/c_{pm}$ büyüklüğü Denk. 5.28 yardımıyla kolaylıkla bulunabilir.

$$\frac{h_c A}{c_{pm}} = \left(\frac{6800}{3600} \text{ kg/s} \right) (4,180 \text{ kJ/kg K})(0,5 \text{ K})(0,6159 \text{ kg/kJ}) = 2,431 \text{ (kg/s)}$$

Adım adım integrasyon yönteminde hesap aralıkları daha da küçültülürse, sonuçların birbirine yaklaştığı görülür. Yani, entalpi farklarını $0,5 \text{ }^\circ\text{C}$ sıcaklık aralığında değil de daha küçük sıcaklık aralığı örneğin $0,1 \text{ }^\circ\text{C}$ için hesaplandığında birbirine daha yakın sonuçlar elde edilir.

Kule hacmini etkileyen en önemli parametrelerden birisi giriş havasının yaş termometre sıcaklığıdır. Örnek problem üzerinde kule hacmi/yaş termometre sıcaklığı değişimi incelenerek bu sonuç görülebilir. Bunun için, problemdeki diğer veriler sabit tutulup yaş termometre sıcaklığı $20 \text{ }^\circ\text{C}$ ile $29 \text{ }^\circ\text{C}$ arasında değiştirilmiştir. Bu sıcaklıklar arasında kule hacminin aldığı değerler bilgisayar programı ile hesaplatılarak, Şekil 5.5 de grafik olarak verilmiştir.

Bu şekilden görüldüğü üzere kule hacmi, giriş havası yaş termometre sıcaklığı ile doğrusal olmayan bir bağıntı ile değişmektedir. Ancak belli bir sıcaklık aralığında değişimin doğrusala yakın bir artışla gerçekleştiği görülür. Yani, kule hacmi bu aralıkta yaş termometre sıcaklığının artmasıyla doğrusala yakın bir şekilde artmaktadır. Fakat bir noktaya gelindiğinde bu artış aniden hızlanmakta ve sonsuza gitmektedir. Öncelikle kule hacminin artmasının sebebi açıklandığında; yaş termometre sıcaklığının artması demek, yaklaşım sıcaklığının azalması veya küçülmesi demektir. Bir başka deyişle kuleye giren havanın yaş termometre sıcaklığı ile kuleden çıkan suyun sıcaklığı arasındaki fark azaltmaktadır. Kule hacmi sabit tutulduğu takdirde, yaklaşım sıcaklığının azalması hava ve soğutulacak su arasındaki ısı aktarımının azalmasına, yani kule soğutma kapasitesinin düşmesine sebep olur. Yukarıdaki grafikte ise kulenin soğutma kapasitesi, yani toplam ısı aktarım miktarı sabit tutulmak istenmiştir. Bu ise bütün diğer veriler sabit tutulduğundan, ancak ısı aktarım alanının artırılması ile mümkündür. Isı aktarım alanının artması ise kule hacminin artışı ile olmaktadır.

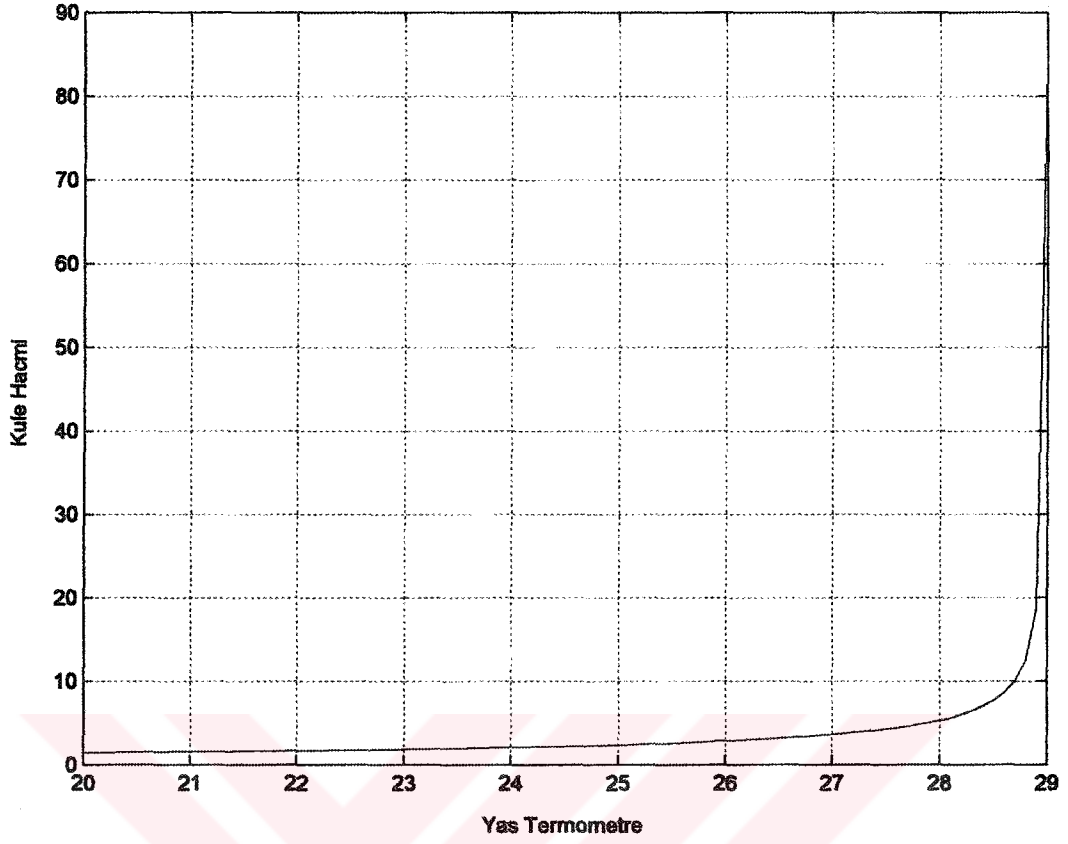
Kule hacminin artışı $26 \text{ }^\circ\text{C}$ den sonra hızlanmakta ve $29 \text{ }^\circ\text{C}$ ye yaklaşırken sonsuza doğru artmaktadır. Örneğimizdeki kule su çıkış sıcaklığının $29 \text{ }^\circ\text{C}$ olduğunu hatırlarsak, bu sıcaklığa yaklaştıkça kule hacminin hızla arttığı görülür. Zaten teorik olarak suyu havanın yaş

termometre sıcaklığından daha düşük bir sıcaklığa soğutmamızda mümkün değil. Pratikte ise 3 °C lik yaklaşım sıcaklığı iyi bir değer olarak kabul edilmektedir.

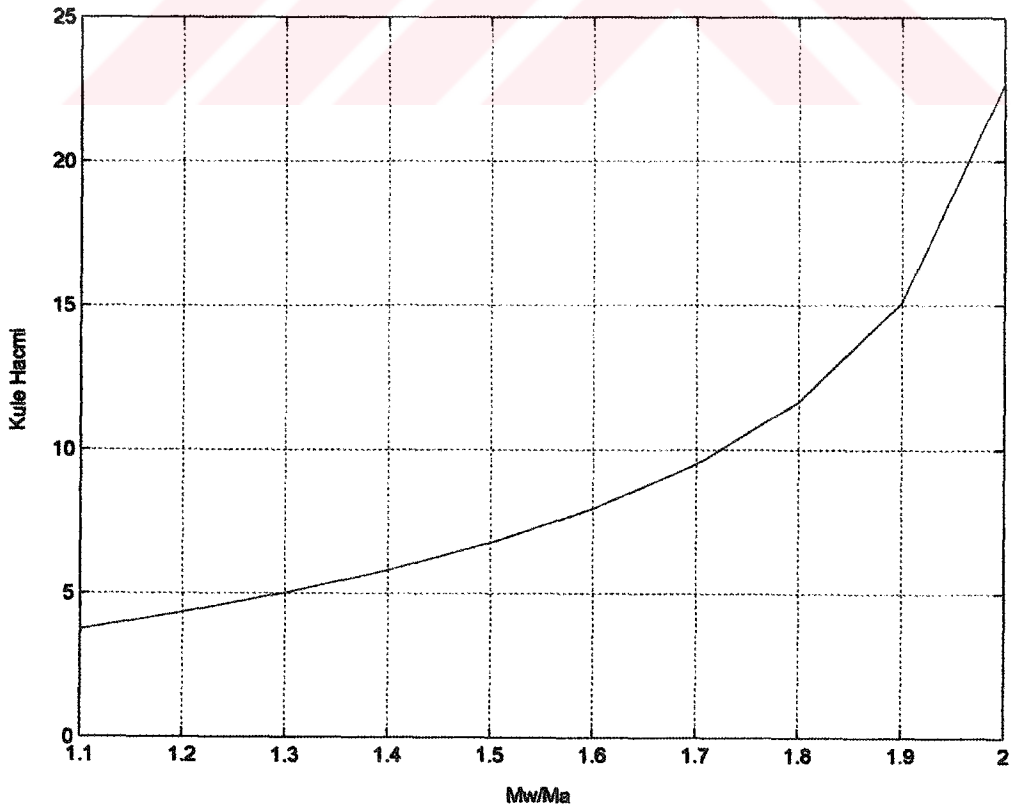
Kule hacmini etkileyen bir diğer etkende su debisi/hava debisi oranı (m_w / m_h) olup, örneğimizdeki veriler için kule hacminin değişimi Şekil 5.6 da verilmiştir. m_w / m_h oranı 1,0 – 2,0 arasında değişmekte olup; bu değişim sırasında kule hacminin aldığı değerler yine bilgisayar programı ile hesaplatılmış ve grafik olarak sunulmuştur. Burada yine önceki şekilde olduğu gibi m_w / m_h oranının artışı ile kule hacmi de artmakta ve 2,0 değerine yaklaştıkça artış hızlanmaktadır.

Şekil 5.7 de ise kule hacminin, farklı m_w / m_h oranları için giriş havası yaş termometre sıcaklığı ile olan değişimi verilmektedir. Görüldüğü gibi her bir eğri Şekil 5.5'deki eğriye benzer bir yörünge çizmekte ve belli noktalarda hızlı bir artış göstermektedir. Örneğin $m_w / m_h = 1,1$ eğrisi 28,78 °C den sonra artışını hızlandırmasına rağmen, $m_w / m_h = 2$ eğrisi 28,5 °C'de benzer bir artışı gerçekleştirmektedir. Aslında bu grafik Şekil 5.5 ve 5.6'yı bir araya getirmektedir. Burada yapabileceğimiz bir diğer yorumda kule için verilen diğer değerler sabit iken, m_w / m_h oranının artması kule hacminin artmasına sebep olmakta, çünkü daha fazla miktarda su soğutulmaktadır.

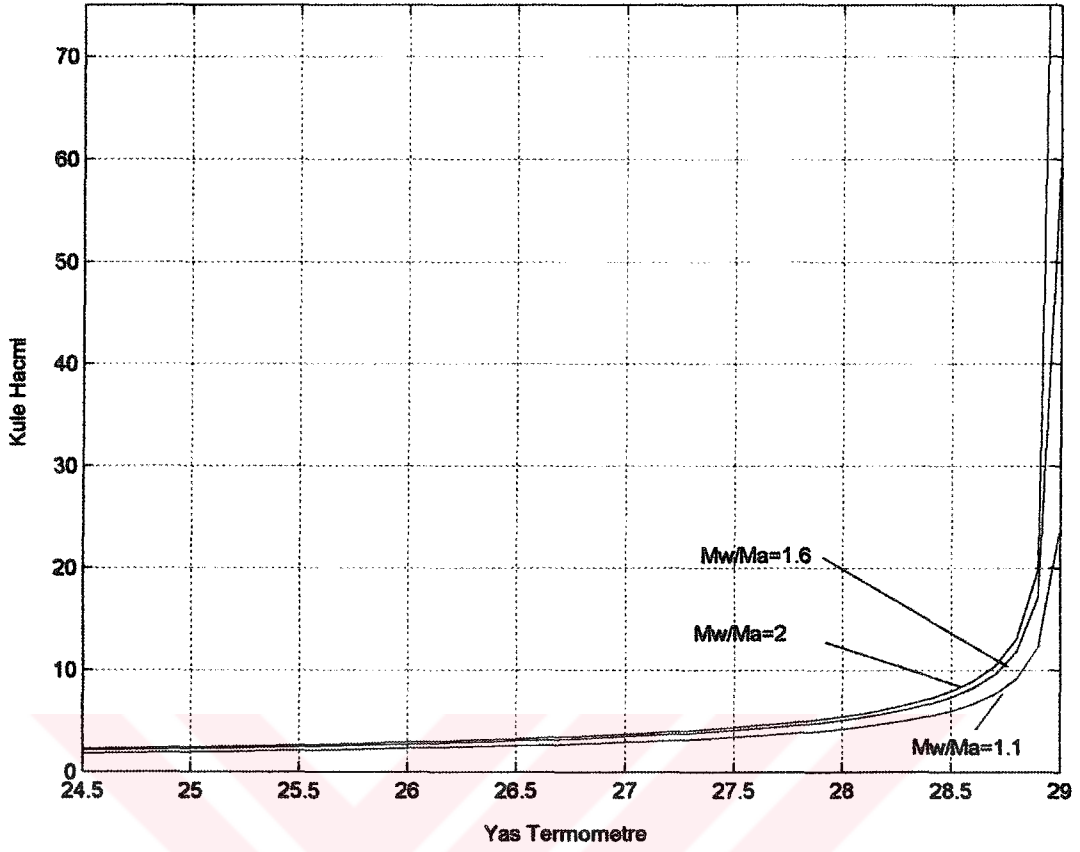
Şekil 5.8' de kule hacminin etkinlik ile değişimi görülmektedir. Kule hacminin 4,8 m³ ≥'e kadar olan kısmında etkinlik ile doğrusal bir artış göstermekte olup, kule hacminin 10 m³ ≥'den itibaren arttırdığımızda etkinliğin bire yaklaştığını görmekteyiz.



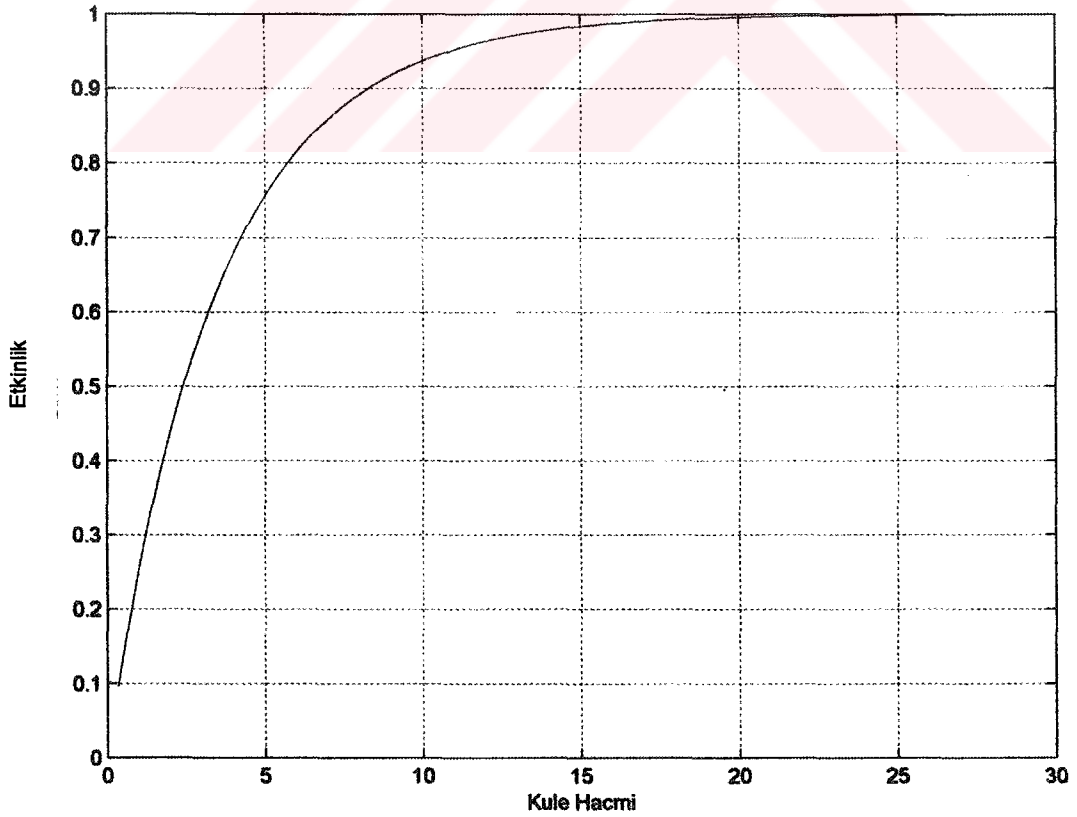
Şekil 5.5 Kule hacmi-yaş termometre sıcaklığı değişimi



Şekil 5.6 Kule hacmi ile M_w/M_a oranının değişimi



Şekil 5.7 Farklı M_w/M_a oranları ile kule hacminin değişimi



Şekil 5.8 Etkinlik ile kule hacmi'nin değişimi

6. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Yapılan incelemelerde, farklı giriş şartlarında aynı kulede farklı proseslerin oluştuğu saptanmıştır. Hava giriş sıcaklığının suyun çıkış sıcaklığından yüksek olduğu durumlarda; hava önce su sıcaklığına yaklaşıncaya kadar evaporatif olarak soğur. Havanın bu soğutucu fenomeni, yani negatif ısı yayım kulenin bazı kısımlarında suyla beraber, kulenin içerisinde suyun buharlaşmasına bağlanarak izah edilmektedir. Kulenin negatif ısı yayım bölgesinde, buharlaşma hızlarının genellikle yüksek olduğu ortaya konmuştur. Bundan sonra hava nemlenir ve su sıcaklığı yüksek olduğundan ısınır (Khan vd., 2003). Prosesin sonunda hava kule çıkışında doymuş hale gelir. Evaporatif soğutma ve ısıtma ile yapılan nemlendirme işleminde soğutma suyundan havaya geçen duyulur ısı miktarının, toplam geçen ısının ancak % 5'i kadar olduğu görülmüştür (Shan, 1994).

Hava giriş sıcaklığının suyun çıkış sıcaklığından daha düşük olduğu bir başka proseste de, hava doyma eğrisine paralel bir eğri boyunca nemlenir ve ısınır. Buradaki enerji potansiyeli de yine doymuş hava filmi ile hava arasındaki entalpi farkıdır. Bu proseste de hava kule çıkışında doymuş hale gelir; ancak bu şartlarda duyulur ısı toplam ısının % 23'ne ulaşır. Bu değer bize yağmurlu günlerde bile, hava doyma şartlarına yakın bir halde kuleye girdiğinde, su ile hava arasında halen gizli ve duyulur ısı aktarımının olduğunu gösterir (Shan, 1994).

Isı aktarımı eşitliklerinde görülen sudan çekilen ısı miktarı kule kapasitesini belirlemektedir. Kule kapasitesi su soğutmalı kondenserde alınan toplam ısıyı karşılamak zorundadır.

Kule performansına etki eden önemli, başlıca faktörler olarak, etkin sıcaklık aralığı, su ve hava debileri, yaklaşım sıcaklığı, dolgu konfigürasyonu ve su dağıtım sistemi sayılabilir.

Soğutma kulelerinin birçoğu sipariş üzerine yapılır. Yani imalatçı firma müşteri tarafından ihtiyaç duyulan işletme karakteristiklerine göre, dolgu şeklini, su debisini ve hava debisini değiştirme imkanına sahiptir. Sıcaklık aralığı (range) ve su debisi tasarım sırasında tanımlanması gereken öncelikli parametrelerdir. Sıcaklık aralığı kondenserden atılan ısı miktarı ve debisine bağlıdır. Bu bağlantı aşağıdaki gibi ifade edilebilir.

$$t_{wi} - t_{w2} = \frac{q_{atılan}}{60c_w m_w} \quad (\text{Shan, 1994}) \quad (6.1)$$

Görüldüğü gibi su debisinin artması sıcaklık aralığının küçülmesine sebep olmaktadır. Bunun tersi durumda ise, su debisi küçüldüğünde sıcaklık aralığı büyümektedir. Soğutma kulesi seçiminde çoğu zaman $q_{atılan}$, t_a (hava) ve t_{w2} değerleri tasarım öncesinde bilinmekte ve sabit olmaktadır. Bu şartlar altında küçük sıcaklık aralığı ve büyük su debisi aşağıdaki sonuçları çıkarmaktadır:

- * Düşük yoğuşma basıncı ve sıcaklığı
- * Büyük su debisinden dolayı pompa enerji tüketimi artar
- * Küçük entalpi farkından dolayı kule boyutu artar
- * Sabit bir su/hava debisi oram için hava debisi artar, dolayısıyla fan yatırım ve işletme maliyeti artar.

Sıcaklık aralığının büyük, su debisinin küçük olduğu tersi durumda ise, yukarıda yazılanlar tersine dönecektir. Sıcaklık aralığı çoğu zaman tasarım şartlarında (yaz dış hava yaş termometre sıcaklığı ve tasarım q ısısı şartlarında) hesaplanır. Düşük dış hava sıcaklığı ve kısmi yük çalışmasında hem sıcaklık aralığı hem de su çıkış sıcaklığı düşer. Son yıllarda hava şartlandırma sistemleri için 5,6 °C den daha büyük sıcaklık aralıkları (6,6 °C ve hatta 8,3 °C) kullanılması yönünde bir trend oluşmuştur. Tanımlanan şartlarda optimum sıcaklık aralığının hesabı için literatürde bir ömür-maliyet analizi yapılması tavsiye edilmektedir.

Eğer sıcaklık aralığı ve $q_{atılan}$ değerleri sabitlenmiş ise daha kapalı, küçük bir yaklaşım sıcaklığı her zaman daha düşük su çıkış sıcaklığı ve daha düşük bir yoğuşma basınç ve sıcaklığı demektir. Yaklaşım sıcaklığı kule katsayısı ve kule boyutlarına bağlıdır. Daha küçük yaklaşım sıcaklığı her zaman daha büyük kule, daha büyük yaklaşım sıcaklığı ile daha küçük kule manasına gelmektedir. Bu sonucu Şekil 5.1 yardımı ile de rahatça çıkarabiliriz. Hava şartlandırma sistemlerinde kullanılan soğutma kuleleri için yaklaşım sıcaklığı 2,8 °C ile 6,7 °C arasında değişmektedir. Bütün diğer şartlar aynı kaldığında, soğutma kulesinin yaklaşım sıcaklığı 5,6 °C den 2,8 °C ye düştüğünde, kule boyutları yaklaşık % 65 artacaktır. 2,8 °C'nin altında bir yaklaşım sıcaklığı çok büyük kule boyutları ortaya çıkaracak ve ekonomik olmayacaktır. Bu nedenle optimizasyon yapılması tavsiye edilir (Shan, 1994).

Dolgu içinde gerçekleşen ısı ve kütle aktarımı doymuş film ile hava arasındaki entalpi farkına dayandığından; dış havanın yaş termometre sıcaklığı kule performansına etki eden öncelikli bir parametredir. Yaklaşım sıcaklıkları ve sıcaklık aralıkları aynı iki sistemden yüksek dış

hava yaş termometre sıcaklığına sahip olan sistem diğerinden daha kúçük kule boyutuna sahip olacaktır.

Ters akımlı soğutma kulelerinde yapılan deneylerde, suyun kuleden çıkış sıcaklığı, havanın giriş yaş termometre sıcaklığına yaklaştırılmaya çalışılmıştır. Teorik olarak bu ancak sonsuz yúzeylerde mümkündür. Deneysel sonuçlardan yaklaşma sıcaklığı ile soğutma yúkü arasındaki ilişkinin doğru orantılı olduğu, 70 °C eğimli ve özel olarak imal edilen ahşap soğutma yúzeyli soğutma kulesinin performansının daha yúksek olduğu görülmüştür. Kule performansını iyileştirmek için soğutma yúzey elemanlarının her iki yúzeyinde buharlaştırma yapılabilir. Kule yúksekliđi ile soğutucu yúzey elemanlarının açıları değiştirilip testler yenilenebilir. Ayrıca su dağıtma işlemi ústten akıtma yerine, uygun damlatma yapılarak difúzyon hızlandırılabilir. Böylece soğutma yúzey elemanlarında aşınmada önlenir (Altınışık, 1993).

Soğutma kulesi için NTU sayısı veya kule katsayısı olarak tanımlanan büyüklüğün m_w / m_h ile değişimini veren ifade için literatürde benzer ifadeler verilmiştir, ASHRAE. (1992),

$$\frac{K.a.V}{m_w} \approx \left(\frac{m_w}{m_h} \right)^n \quad (\text{ASHRAE.}, 1992) \quad (6.2)$$

eşitliğini vermiştir. Burada n ile gösterilen ús için ise yine ASHRAE tarafından -0,35 ile -1,1 arasındaki rakamlar tavsiye edilmiştir. Fakat -0,55 ile -0,65 arasındaki değerin, örneğin -0,6 değerinin ortalama olarak alınabileceğini belirtmiştir.

Bernier (1992), NTU için benzer bir bağıntı önermiştir,

$$\frac{K.a.V}{m_w} = 1,42 \left(\frac{m_w}{m_a} \right)^{-0,430} \quad (\text{Bernier}, 1992) \quad (6.3)$$

KAYNAKLAR

- Altınışık, K., (1993), "Ters Akımlı Soğutma Kulelerinde Yaklaşma Sıcaklığının Kule Performansına Etkisi", TIBTD 9. Ulusal Kongresi, 20-22 Eylül 1993, Elazığ.
- ASHRAE., (1992), Handbook of Systems and Equipment, SI Version, Atlanta.
- Bernier, M. A., (1992), Cooling Tower Performance: Theory and Experiments (Çev., ASHRAE), ASHRAE, Atlanta.
- Büyüktür, A. R., (1985), Termodinamik Uygulama Esasları, Uludağ Üniversitesi Basımevi, Bursa.
- Hoffman, J. D., (1992), Numerical Methods for Engineers and Scientists, McGraw-Hill Inc., New York.
- Khan, J. U. R., Yağub, S. M. ve Zubair, S. M., (2003), "Performance Characteristics of Counter Flow Wet Cooling Towers", Energy Conversion and Management, 44:2073-2091.
- Onat, K., (1971), İklimlendirme Ders Notları, İ.T.Ü., İstanbul.
- Osterle, F., (1991), "The Analysis of Counterflow Cooling Towers", I. Journal of Heat and Mass Transfer, 34:1313-1315.
- Shan, K. W., (1994), Handbook of Air Conditioning and Refrigeration, McGraw-Hill, New York.
- Stoecker, W. F., (1992), İklimlendirme Esasları (Çev., O. F. Genceli), İ.T.Ü. Makina Fakültesi, İstanbul.
- Sutherland, J. W., (1983), "Analysis of Mechanical-Draught Counterflow Cooling Towers (Çev., ASME)", Journal of Heat Transfer, 105:576-583.

EKLER

Ek 1 Matlab'ta, kule hacminin havanın yaş termometre sıcaklığına göre değişiminin hesaplanması

Ek 2 Matlab'ta, kule hacminin M_w/M_a oranı ile değişiminin hesaplanması

Ek 3 Matlab'ta, kule hacminin etkinlik ile değişiminin hesaplanması



EKLER

Ek 1 Matlab'ta, kule hacminin havanın yaş termometre sıcaklığına göre değişiminin hesaplanması

C:\MATLAB6p5\work\TOLGA.m
19 Haziran 2004 Cumartesi

Page 1
19:26:37

```

clc
%Dizilerin girilmesi%
Sicaklik=[20 21 22 23 24 25 26 27 28 29 30 31 32 33 34 35];
Antalpi=[57.778 61.127 64.058 67.826 72.013 75.781 80.387 84.573 89.179 94.203 99.646 104.67 110.113 115.974 122.255 128.953];
%Girişlerin yapılması%
L= input('Su Debisini Giriniz(kg/h).....=' );
G= input('Hava Debisini Giriniz(kg/h).....=' );
Tytga=input('Giriş Havaının Yaş Termometre Sıcaklığı.....=' );
Twg= input('Suyun Giriş Sıcaklığı.....=' );
Twc= input('Suyun Çıkış Sıcaklığı.....=' );
Ka= input('Ka değeri (kg/sm3).....=' );
n= input('Kule Kaç Kademeye Bölünecek.....=' );
cw=4.18;
Tw(1)=Twc;
%Hesapların yapılması%
deltaT=(Twg-Twc)/n;
ha(1)=interp1(Sicaklik,Antalpi,Tytga);
A1=(L/G)*cw*deltaT;
toplamA3=0;
toplamNTU=0;

for i=1:n
    ha(i+1)=ha(i)+A1;
    haort(i)=(ha(i)+ha(i+1))/2;
    Tw(i+1)=Tw(i)+deltaT;
    Twort(i)=(Tw(i)+Tw(i+1))/2;
    hi(i)=interp1(Sicaklik,Antalpi,Twort(i));
    A2(i)=(hi(i)-haort(i));
    A3(i)=1/A2(i);
    NTU(i)=cw*deltaT/A2(i);
    toplamA3=toplamA3+A3(i);
    toplamNTU=toplamNTU+NTU(i);
end
%Çıkışların Yazdırılması%
clc
fprintf('\n\n\n\n\n');
disp('Kademe.....Ort. Su Sic.....Ort. ha.....Ort. hi.....(hi-ha).....1/(hi-ha)
.....NTU');

for i=1:n
    fprintf('%2.0f', (i-1));
    fprintf('%3.0f', i);
    fprintf('%15.2f', Twort(i));
    fprintf('%15.3f', haort(i));
    fprintf('%15.3f', hi(i));
    fprintf('%15.3f', A2(i));
    fprintf('%15.4f', A3(i));
    fprintf('%15.4f\n\n', NTU(i));
end
fprintf('%80.4f', toplamA3);
fprintf('%15.4f', toplamNTU);
%Kule hacminin Hesaplanması%
L1=L/3600;
V=L1*toplamNTU/Ka;
fprintf('\n\n\n');
disp('Kule hacmi (m3) ');
disp(V);

```

Ek 2 Matlab'ta, kule hacminin M_w/M_a oranı ile değişiminin hesaplanması

C:\MATLAB6p5\work\TOLGA1.m
19 Haziran 2004 Cumartesi

Page 1
19:27:46

```

clc
%Dizilerin girilmesi%
Sicaklik=[20 21 22 23 24 25 26 27 28 29 30 31 32 33 34 35];
Antalpi=[57.778 61.127 64.058 67.826 72.013 75.781 80.387 84.573 89.179 94.203 99.646 104.67 110.113 115.974 122.255 128.953];
%Girişlerin yapılması%
L= input('Su Debisini Giriniz(kg/h).....=');
G= input('Hava Debisini Giriniz(kg/h).....=');
Twg= input('Suyun Giriş Sıcaklığı.....=');
Twc= input('Suyun Çıkış Sıcaklığı.....=');
Ka= input('Ka değeri (kg/sm3).....=');
n= input('Kule Kaç Kademeye Bölünecek.....=');
cw=4.18;
Tw(1)=Twc;
TNTU=0;
TYtga=19;
deltaT=(Twg-Twc)/n;
A1=(L/G)*cw*deltaT;
L1=L/3600;
k=0;

for j=1:0.1:10
    TNTU=0;
    k=k+1;
    Tytga(k)=TYtga+j;

    for i=1:n
        ha(i)=interp1(Sicaklik,Antalpi,Tytga(k));
        ha(i+1)=ha(i)+A1;
        haort(i)=(ha(i)+ha(i+1))/2;
        Tw(i+1)=Tw(i)+deltaT;
        Twort(i)=(Tw(i)+Tw(i+1))/2;
        hi(i)=interp1(Sicaklik,Antalpi,Twort(i));
        A2(i)=(hi(i)-haort(i));
        NTU(i)=cw*deltaT/A2(i);
        TNTU=TNTU+NTU(i);
    end
    toplamNTU(k)=TNTU;
    V(k)=L1*toplamNTU(k)/Ka;
end
plot(Tytga,V);

```

Ek 3 Matlab'ta, kule hacminin etkinlik ile değişiminin hesaplanması

C:\MATLAB6p5\work\tt.m
19 Haziran 2004 Cumartesi

Page 1
19:34:33

```
clc
i=0;
R=0.0915;
a=1-R;
for x=0.1:0.1:8
    i=i+1
    y(i)=(1-exp(-x*a))/(1-R*exp(-x*a));
end
x=[0.1:0.1:8];
u=3.4034*x;
plot(u,y)
grid
```



ÖZGEÇMİŞ

Doğum tarihi 20.05.1977
Doğum yeri İstanbul
Lise 1991-1994 Mehmet Âkif Ersoy Lisesi
Lisans 1994-1999 Trakya Üniversitesi Müh.-Mim. Fakültesi
Makina Mühendisliği Bölümü
Çalıştığı kurum 2001-Devam ediyor Türkiye Denizcilik İşletmeleri A.Ş.

