

T.C.
GEBZE YÜKSEK TEKNOLOJİ ENSTİTÜSÜ
MÜHENDİSLİK VE FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

SİS ÖNLEYİCİLİ HİBRİD SOĞUTMA KULESİ
TASARIMI

Alper GÜZEL
Yüksek Lisans Tezi
Makine Mühendisliği

GEBZE

2010

T.C.
GEBZE YÜKSEK TEKNOLOJİ ENSTİTÜSÜ
MÜHENDİSLİK VE FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

SİS ÖNLEYİCİLİ HİBRİD SOĞUTMA KULESİ
TASARIMI

Alper GÜZEL

Yüksek Lisans Tezi

Makine Mühendisliği

Danışman

Yrd. Doç. Dr. İlyas KANDEMİR

GEBZE

2010



YÜKSEK LİSANS TEZİ JÜRİ ONAY SAYFASI

G.Y.T.E. Mühendislik ve Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulu'nun/...../2010 tarih ve/..... sayılı kararıyla oluşturulan jüri tarafından/...../2010 tarihinde tez savunma sınavı yapılan Alper GÜZEL'in tez çalışması Makine Anabilim Dalında YÜKSEK LİSANS tezi olarak kabul edilmiştir.

JÜRİ

ÜYE

(TEZ DANIŞMANI) : Yrd. Doç. Dr. İlyas KANDEMİR

ÜYE

: Doç. Dr. Alp Er KONUKMAN

ÜYE

: Doç. Dr. Hasan SADIKOĞLU

ONAY

G.Y.T.E. Mühendislik ve Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulu'nun/...../20... tarih ve/..... sayılı kararı.

İMZA/MÜHÜR

ÖZET

TEZİN BAŞLIĞI: SIS ÖNLEYİCİLİ HİBRİD SOĞUTMA KULESİ TASARIMI

YAZAR ADI: ALPER GÜZEL

Yapılan bu tez çalışmasında soğutma kulelerinde sis önleyicili sistem tanıtılmıştır. Sis önleyicili soğutma kuleleri melez bir sistemdir. Bu kuleler iki soğutma çevrimini aynı kule içerisinde gerçekleştirmektedirler. Yani kule kuru ve ıslak kısımlardan oluşan soğutma cihazına dönüştürülmüştür. Bundan dolayı tasarımı gerçekleştirilmiş olan soğutma cihazı hem doğrudan temaslı soğutma kulesi, hemde dolaylı temaslı soğutma kulesi özelliklerini göstermektedir.

Tasarım yapılırken etkili parametreler göz önüne alınmış ve soğutma kulelerinin ekonomik açıdan sistem karşılaştırılması yapılmıştır. Soğutma kuleleri tasarımıdaki en önemli parametreler; giren ve çıkan su sıcaklıkları, giriş havasının yaş termometre sıcaklığı, hava ve su debisi olarak belirlenmiştir. Yapılan ekonomik karşılaştırma göstermiştir ki su ve enerji fiyatlarının düşük olduğu yerlerde diğer soğutma kuleleri daha ekonomik olabilmektedirler. Ancak su ve enerji fiyatlarının yüksek olduğu, görülür sise izin verilmeyen yerlerde sis önleyicili hibrid soğutma kulelerinin tercih edilmesi doğru olacaktır. Çünkü hibrid soğutma kuleleri düşük su ve enerji tüketimi ve görülür sisin önüne geçmesiyle bir iki yıl gibi kısa bir sürede kendilerini amorti edebilmektedirler.

Kulelerde sis oluşumunun engellenmesi için çeşitli yöntemler kullanılabilir. Bunlara örnek verecek olursak kuleden çıkan hava bir brülör yardımıyla ısıtılabilir, kuleden çıkan hava üzerine çeşitli kimyasallar püskürtülebilir, kule içerisinde bir ısı değiştiricisi kullanılabilir. Yapılan bu tez çalışmasında ıslak-kuru soğutma kulesi üzerinde çalışılmıştır. Islak- kuru soğutma kuleleri iki kısımdan oluşmaktadır. Kule alt tarafında ıslak kısım bulunmaktadır, üst tarafında ise kuru kısım bulunmaktadır. Kule alt tarafından doymuş olarak gelen hava, kule üst kısmında nispeten daha kuru bir hava ile karşılaştırılarak havanın doymuşluğu azaltılır ve kuledeki sis oluşumu önlenmiş olur.

Anahtar kelimeler: Hibrid soğutma kulesi, ısı transferi, ısı değiştiriciler, psikometri

SUMMARY

NAME OF THE PROJECT: DESIGN OF HYBRID COOLING TOWERS WITH MIST PREVENTION

AUTHOR: ALPER GÜZEL

In this thesis, cooling towers with mist prevention system is presented. Cooling towers with mist prevention system is a hybrid system. In this type of cooling towers, circulation of two separate cooling towers is executed in a single cooling tower. Moreover the single cooling tower includes dry and wet sections and operates as a cooling device. Therefore the designed cooling tower incorporates the properties of both direct-contact and indirect-contact cooling towers.

During the design phase effective parameters are considered and cooling towers are compared economically. The most important parameters determined in a cooling tower design are; inlet and outlet water temperatures, temperature of inlet air in wet thermometer, air and flow rates. It is shown that common cooling towers are more economical in countries where water and energy cost is lower. In the countries where water and energy cost is high, it is recommended to utilize hybrid type of cooling towers. Lower water and energy consumption of hybrid cooling towers which prevent mist, amortize their investment cost in several years.

Various applications can be performed to prevent formation of vapor in cooling towers. Some of these applications are, the air exiting the cooling tower can be heated up by a burner, some chemicals can be sprayed over the vapor or a heat exchanger can be utilized inside the cooling tower. This thesis includes studies about cooling towers which work dry and wet in principle. Wet and dry cooling towers have two sections, the bottom section which has the wet portion and the top section which has the dry portion, the bottom section which has the wet portion and the top section which has the dry portion. The saturated air which enters the bottom of the cooling tower mixes up with the air that is comparatively drier; and this mixture has less saturation point thus the formation of the vapor is prevented.

Key words: Hybrid cooling tower, heat transfer, heat exchanger, psychometric

TEŞEKKÜR

Yüksek lisans tez konusunun seçilmesinde, kaynakların belirlenmesinde ve çalışmanın her aşamasında bilgi birikimini paylaşarak projenin bilimsel bir nitelik kazanmasına destek veren tez danışmanım Sayın Yrd. Doç. Dr. İlyas KANDEMİR' e, bilgi paylaşımında bulunduğum Cenk Endüstri Firmasına ve Yönetim Kurulu Başkanı Sayın Ersan BAKANAY' a teşekkür ederim.

Son olarak, hayatımın tüm dönemlerinde yanımda olduklarını hissettiren, iyi bir eğitim almama katkı sağlayarak başarılarımın temelini oluşturan ailem; Mehtap, Cihat ve Gülşen GÜZEL'e şükran duygularımı sunarım.

İÇİNDEKİLER DİZİNİ

	<u>Sayfa</u>
ÖZET	IV
SUMMARY	V
TEŞEKKÜR	VI
İÇİNDEKİLER DİZİNİ	VII
SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ	X
ŞEKİLLER DİZİNİ	XI
TABLOLAR DİZİNİ	XIV
1. GİRİŞ	1
2. ISI TRANSFERİ	3
2.1. Isı Transferi İçin Genel Kavramlar ve Tanımlar	4
2.1.1. İletim ile Isı Transferi	5
2.1.2. Taşınım ile Isı Transferi	5
2.1.3. Işınım ile Isı Transferi	6
2.2. Hidrodinamik (Hız) Sınır Tabaka	7
2.3. Isıl Sınır Tabaka	9
2.4. Sınır Tabaka Ayrılmaları	10
2.5. Sınır Tabakanın Önemi	11
2.6. Laminer ve Türbülanslı Akış	11
2.7. Isı Transferinin İyileşmesi	12
3. PSİKOMETRİ	14
3.1. Kuru ve Nemli Havanın Bileşimi	14
3.2. Standart Atmosfer	14
3.3. Nemli Havanın Termodinamik Özellikleri	15
3.4. Doymuş Suyun Termodinamik Özellikleri	16
3.5. Nem ile İlgili Tanımlar	16
3.6. Psikometrik Diyagram	17
3.7. Nemli Havanın Soğutulması	20

4. SOĞUTMA KULELERİ	23
4.1. Çalışma Prensipleri	23
4.2. Tasarım Şartları	26
4.3. Soğutma Kulesi Tipleri	26
4.4. Kule Yapım Malzemeleri	32
4.5. Seçim Şartları	34
4.6. Yerleşim, Borulama ve Kapasite Kontrolü	35
4.7. Kulede Ses Problemi	37
4.8. Kulede Sis Oluşumu	37
4.9. Kule Performans Eğrileri	39
4.10. Soğutma Kuleleri Performans Eğrileri	39
4.11. Soğutma Kulelerinin Termal Analizi	40
4.12. Soğutma Kulesi Performansını Etkileyen Faktörler	45
4.13. Soğutma Kulelerinin Çalışmasında Göz önünde Tutulan Unsurlar	48
5. ISI DEĞİŞTİRİCİLERİ	50
5.1. Isı Değiştiricilerinin Sınıflama Türleri	50
5.1.1. Isı Değişim Şekline Göre Sınıflama	52
5.1.2. Isı Geçiş Yüzeyinin Isı Geçiş Hacmine Oranına Göre Sınıflama	53
5.1.3. Akışkan Sayısına Göre Sınıflama	53
5.1.4. Isı Geçiş Mekanizmasına Göre Sınıflama	54
5.1.5. Konstrüksiyon Özelliklerine Göre Sınıflama	54
5.1.6. Akıma Göre Sınıflama	57
6. KANATÇIKLI BORULU ISI DEĞİŞTİRİCİLERİ	61
6.1. Kanatçıklı Borulu Isı Değiştiricileri Bağlıntıları	62
6.2. Kompakt Isı Değiştiricileri Isıl Hesabı	67
6.3. Kompakt Isı Değiştiricilerinde Basınç Kaybı	68
6.4. Akışkan Hareketini Sağlamak İçin Gerekli Güç	68
7. SİS ÖNLEYİCİLİ HİBRİD SOĞUTMA KULELERİ	70
7.1. Özet	70
7.2. Islak Soğutma Kulelerinde Sislenme	70

7.3. Hava Soğutmalı Isı Değiştiriciler	71
7.4. Hibrid Soğutma Kulesi ile Sisin Önüne Geçilmesi	73
7.4.1. Seri Hava Akış Yönlü Hibrid Soğutma Kulesi	73
7.4.2. Paralel Hava Akış Yönlü Hibrid Soğutma Kulesi	74
7.5. Nemli Havanın Duyulur Olarak Isıtılması	75
7.6. İki Nemli Havanın Adyabatik Karışımı	76
7.7. Verilen Tasarım Şartları Altında Hibrid Soğutma Kulesi Analizi	76
7.8. Soğutma Kulelerinin Ekonomik Değerlendirmesi	85
8. SONUÇ ve ÖNERİLER	87
9. KAYNAKLAR DİZİNİ	89
ÖZGEÇMİŞ	91
EKLER	92
Ek.1 Kule hacminin yaş termometre sıcaklığı ile değişiminin Matlab'ta gösterimi	
Ek.2 Kule hacminin yaş termometre sıcaklığı ile değişiminin grafikte gösterimi	
Ek.3 Sıcaklık farkı ile NTU'nun değişimi	

SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ

A	Alan (m^2)
a_H	Havanın ısı yayılım katsayısı (m^2/s)
B_k	Kanatlar arası mesafe (m)
CCN	Cihaz çığ noktası
c_{pw}	Suyun özgül ısısı ($kJ/kg\ ^\circ C$)
D	Boru çapı (m)
d_v	Mutlak nem
H	Ortalama ısı taşınım katsayısı (W/m^2K)
h	Entalpi ($kJ/kg_{kuru\ hava}$)
K	Isı iletim katsayısı (W/mK)
K_m	Kütle aktarım katsayısı ($kg/s.m^2$)
L	Serpantin yüksekliği (m)
m_a	Havanın akış hızı (kg/s)
M_W	Nemli hava içerisindeki nem kütlesi
m_w	Suyun akış hızı (kg/s)
N_{Boru}	Boru sayısı
P	Nemli havanın yoğunluğu
P_r	Prandtl sayısı
Q	Isı miktarı (W)
R	Direnç (ohm)
Re	Reynolds sayısı
R_{kuru}	Kuru havanın ısıl direnci (m^2K/W)
S_t	Stanton sayısı
T^*	Termodinamik yaş termometre sıcaklığı
$T_{\check{c}}$	Çıkış sıcaklığı (K)
T_d	Çığ noktası sıcaklığı
T_g	Giriş sıcaklığı (K)
U	Kanal içindeki kesit ortalama hızı (m/s)
V	Nemli havanın özgül hacmi ($m^3/kg_{kuru\ hava}$)
W	Özgül nem ($g_{nem}/kg_{kuru\ hava}$)
$X_{fd,h}$	Hidrodinamik giriş uzunluğu (m)
$X_{fd,t}$	Isıl giriş uzunluğu (m)
Z	Dolgu derinliği (m)
z	Kanatçık sayısı
β	Yüzey alanı oranı, kompaktlık (m^2/m^3)
ΔT_m	Ortalama logaritmik sıcaklık farkı
η	Pompa veya fanın verimi
λ	Havanın ısı iletim katsayısı (kW/mK)
λ_s	Sürtünme katsayısı
μ_h	Havanın dinamik viskozitesi (kg/ms)
ρ_s	Suyun yoğunluğu (kg/m^3)
ς	Yerel kayıp katsayısı
Φ	Bağıl nem

ŞEKİLLER DİZİNİ

<u>Sekil</u>	<u>Sayfa</u>
2.1. Sabit sıcaklıkta bir düz levha üzerinde akış için hız sınır tabaka kalınlığı ve yerel ısı transfer katsayısının değişimi	7
2.2. Dairesel borular için hidrodinamik sınır tabaka gelişimi	8
2.3. Düzlem levha üzerinde hız sınır tabakasının gelişimi [Incropera and DeWitt., 2001]	8
2.4. Isıtılmış dairesel bir boruda ısı sınır tabaka gelişimi	9
2.5. Sabit sıcaklıktaki düz levha üzerinde ısı sınır tabakanın gelişimi [Incropera and DeWitt., 2001]	10
2.6. Basınç gradyeninin sınır profillerine olan etkisi; (DN: Dönüm noktası)	10
2.7. Düz bir levha üzerinde hız sınır tabakanın gelişimi [Incropera and DeWitt., 2001]	12
2.8. Vorteks oluşumu	13
3.1. Psikometrik diyagram [Stoecker., 1992]	19
3.2. Sistemdeki kütle ve enerji Dengesi	20
3.3. Psikometrik diyagram yardımı ile çözüm	20
3.4. Örneğin psikometrik diyagramda gösterilişi	22
4.1. Ters akımlı soğutma kulesinde su ve hava arasındaki sıcaklık ilişkisi [ASHRAE., 1992]	25
4.2. Soğutma kulesi boyunca geçen havanın psikometrik analizi [ASHARE., 1992]	25
4.3. Doğrudan temaslı soğutma kulesi [ASHRAE., 1992]	27
4.4. Dolaylı temaslı soğutma kulesi [ASHRAE., 1992]	27
4.5. Dolgu tipleri [ASHRAE., 1992]	28
4.6. Dikey püskürtmeli kule [ASHRAE., 1992]	29
4.7. Yatay püskürtmeli kule [ASHRAE., 1992]	29
4.8. Hiperbolik (Baca) Kuleler [ASHRAE., 1992]	30
4.9. Konvansiyonel mekanik çekişli kuleler [ASHRAE., 1992]	31

4.10. Adyabatik doyurulmuş hava soğutmalı ısı değıştirici [ASHRAE., 1992]	32
4.11. Psikometrik diyagram üzerinde sis oluşumunun tespiti [ASHRAE., 1992]	38
4.12. %100 tasarım debisinde soğutma kule performansı [ASHRAE., 1992]	40
4.13. %67 tasarım debisinde soğutma kule performansı [ASHRAE., 1992]	40
4.14. %133 tasarım debisinde soğutma kule performansı [ASHRAE., 1992]	42
4.15. %167 tasarım debisinde soğutma kule performansı [ASHRAE., 1992]	42
4.16. Ters-akımlı bir soğutma kulesi için olan ısı ve kütle aktarım prosesi: (a) giriş yapan hava, 26.6°C kuru termometre ve 20°C yaş termometre sıcaklıklarında [ASHRAE., 1994]	43
4.17. Ters-akımlı bir soğutma kulesi için olan ısı ve kütle aktarım prosesi: (a) giriş yapan hava, 22.1°C kuru termometre ve 21.2°C yaş termometre sıcaklıklarında [ASHRAE., 1994]	44
5.1. Paralel akımlı ısı değıştiricisi	58
5.2. Ters akımlı ısı değıştiricisi	58
5.3. Çapraz akımlı ısı değıştiricisi	59
6.1. Kanatçıklı borulu ısı değıştiricisi	61
7.1. Kış şartları altında ıslak soğutma kulesinin şematik çizimi	71
7.2. Kış şartları altında ıslak soğutma kulesi psikometrik diyagramda gösterimi	71
7.3. Kış şartları altında hava soğutmalı ısı değıştiricinin şematik çizimi	72
7.4. Kış şartları altında ıslak soğutma kulesi psikometrik diyagramda gösterimi	72
7.5. Seri hava akış yönlü hibrid soğutma kulesi şematik çizimi	73
7.6. Seri hava akış yönlü hibrid soğutma kulesi psikometrik diyagram gösterimi	74
7.7. Paralel hava akış yönlü hibrid soğutma kulesi şematik çizimi	74
7.8. Paralel hava akış yönlü hibrid soğutma kulesi psikometrik diyagram gösterimi	75
7.9. Nemli havaya duyulur ısı ilave edilmesi	75
7.10. Farklı şartlarda iki nemli havanın adyabatik karıştırma işlemi	76
7.11. Sis önleyicili hibrid soğutma kulesi şematik gösterimi	77

7.12. Sis önleyicili hibrid soğutma kulesinin psikometrik diyagram üzerinde gösterilmesi	78
7.13. Nem oranının 95% ten fazla olduğu bir gün soğutma kulesi	79
7.14. Kanatçıklı borudan geçen hava ve ısıtıcı akışkanın gösterimi	80
7.15. Isıtıcı serpantinden geçen havanın psikometrik diyagramda gösterilişi	81
7.16. Kule dolgusundan geçen havanın psikometrik diyagramda gösterilişi	82
7.17. Örnek problemin psikometrik diyagram yardımı ile çözümü	84
7.18. Kule verimliliği (NTU) hesaplanması	84
7.19. Soğutma kulelerinde ilk yatırım maliyetlerinin karşılaştırılması	85
7.20. Soğutma kulelerinde işletme giderlerinin karşılaştırılması	85

TABLÖLAR DİZİNİ

<u>Tablo</u>	<u>Sayfa</u>
2.1. Isı transfer katsayısının bazı değerleri	6
3.1. Kuru havanın bileşenleri	14

1. GİRİŞ

Endüstride birçok işlemde su, soğutma amacı ile kullanılmaktadır. Proseslerden geçmiş suyu mevcut kaynakları tüketmeden tekrar kullanabilmek, sudaki istenmeyen ısıyı uzaklaştırmak, bunu zararsız ve ucuz olarak çevreye atabilmek kurulacak bir soğutma kulesi ile mümkün olacaktır.

Günümüzde su soğutma amacıyla birçok soğutma kulesi çeşidi kullanılmaktadır. Soğutma kulelerinin en önemli özellikleri minimum derecede enerji kullanarak doğaya zarar vermeden istenilen seviyede suyu soğutup tekrar kullanıma gönderebilmeleridir. Bir soğutma kulesinin çalışma prensibi; kule altından giren ortam havası dolgu üzerine püskürtülen su ile karşılaştırılarak sudaki istenmeyen ısının hava ile uzaklaştırılmasıdır. Islak bir soğutma kulesinden su soğutulması sırasında suyun bir kısmı havaya nem olarak girer ve hava ile birlikte atmosfere atılır. Bu ise kule üzerinde bir sislenmeye neden olur. Kulede buharlaşan su miktarına eşit su ilavesi gerekir. Bu tez çalışmasının hedefi kuledeki sislenmenin önüne geçmek ve böylece ilave doldurma suyuna ihtiyacı minimuma indirmektedir. Kuledeki sislenmenin önüne geçmenin birden çok çözümü olabilir. Buna örnek verecek olursak; kule içerisine bir ısı değiştiricisi koymak, kule çıkış havasını ısıtabilecek bir doğalgaz brülörü kullanmak, ya da kule çıkış havası üzerine çeşitli kimyasallar püskürtmek olabilir. Bu çalışmada sislenmenin önüne geçmek için kule iki kademedan oluşturulacak olup birinci kademe ıslak, ikinci kademe ise kuru kısımdan oluşacaktır. Islak taraftan şartlandırılmış olarak çıkan hava, kuru taraftan sıcaklığı artmış ancak nem oranı daha düşük olarak çıkan hava ile karşılaştırılarak kule çıkış havası şartlarının doyma eğrisinin altında olması sağlanacaktır. Bu yöntemin diğer yöntemler yerine tercih edilmesinin sebebi kulenin diğerlerine göre kullanımının daha elverişli olmasıdır. Doğalgaz brülörü kullanılması durumunda doğalgaz bulunmayan yerlerde kullanılamayacağı görülmektedir. Ayrıca sislenmenin önüne geçilirken herhangi bir tasarruf sağlamayacağı gibi doğalgaz kullanımı ile enerji kaybına neden olarak işletme maliyetlerini artıracığı görülmektedir. Kule çıkış havası üzerine kimyasalların püskürtülmesi de herhangi bir enerji tasarrufu sağlamayacaktır. Sislenmenin önüne geçerken enerji tasarrufunu da sağlayabileceğimiz ve ilk yatırım maliyetinden sonra kule işletme giderlerinin en düşük olduğu sistemin kule içerisinde bir ısı değiştiricisi kullanılmak olduğu aşikâr görülmektedir.

Bu çalışma bir tasarım ve analiz çalışmasıdır. Mevcut duruma baktığımızda hibrid soğutma kulelerinin değerinin anlaşılamamış olduğu görülmektedir. Yapılan çözümlemede hibrid soğutma kuleleri kullanarak ilave doldurma suyuna ihtiyacın minimuma indirebileceğimiz ve çevreyi olumsuz yönde etkileyen sislenmenin önüne nasıl geçebileceğimiz tartışılmıştır.

2. ISI TRANSFERİ

Günümüzde ısı transferi büyük önem kazanmıştır. Isı transferinin artırılması ve buna bağlı olarak ta enerji tasarrufunun sağlanması konusunda sürekli araştırmalar yapılmaktadır. Endüstride birçok işlemin gerçekleşmesi sırasında bir ısı açığa çıkmaktadır. Bu ısıнын sistemden uzaklaştırılması gerekmektedir aksi takdirde aşırı ısınmaya yol açacaktır.

Soğutma şekilleri kabaca sıvı soğutma ve gaz soğutma olarak sınıflandırılabilir. Yüksek ısı iletim kabiliyeti, yüksek özgül ısı kapasitelerinden dolayı endüstride daha fazla tercih edilmektedir.

Havanın soğutucu ortam olarak kullanıldığı birçok soğutma tekniği vardır. Zorlanmış taşınım ile soğutma en yaygın kullanılanıdır.

Isı transferi aşağıdaki yöntemler ile iyileşebilir:

— Sınır tabaka kalınlığını azaltma: Sınır tabaka kalınlığı ısı transferi yüzeyine tümsekler yerleştirilerek azaltılabilir. Bu tümsekler akımın akışını bozar ve kalın sınır tabaka oluşmaz. Alternatif olarak borunun içinden akan akışkana dönel bir hareket verilerek sınır tabaka kalınlığı azaltılabilir.

— Yüzey alanını artırma: Yüzey alanı, kanat ekleme vs. yöntemler ile artırılabilir.

— Türbülansı artırma: Türbülans, iç ve dış yüzeylere suni pürüzlülük yerleştirilerek artırılabilir.

— Akışı düzensizleştirerek ısı transferinin artırıldığı bilinmektedir.

Isı transferini artırma yöntemleri, pasif ve aktif yöntemler olarak gruplandırılabilir. Pasif iyileştirme yöntemlerinde akışkana dışarıdan bir enerji verilmeksizin sistem içerisindeki geometrik değişikliklerle ısı transferi iyileştirilir. Aktif yöntemlerde ise ısı aktarılan akışkana ek bir enerji verilerek ısı transferinde artış sağlanır.

Pasif teknikler

- İşlem görmüş yüzeyler
- Pürüzlü yüzeyler
- Yerleşik iyileştirme elemanları
- Dönmeli akış cihazları
- İlave katkı maddeleri

Aktif teknikler

- Yüzey titreşimi ve akış titreşimi
- Elektrostatik alanlar
- Enjeksiyon ve emme
- Jet çarpma
- Mekanik yardımcılar

Karışık teknikler

- Akustik titreşimli pürüzlü silindirler
- Kıvrılmış şeritler içeren pürüzlü kanallar
- Pürüzlü yüzeye çarpmalı jetler

2.1. Isı Transferi İçin Genel Kavramlar ve Terimler

Sıcaklık potansiyelinden dolayı oluşan enerji türüne ısı transferi denir. Bir ortam içinde veya ortamlar arasında, bir sıcaklık farkının olduğu her durum ve ortamda ısı transferi mutlaka gerçekleşir. Durgun halde bulunan akışkan veya katı ortam içinde, sıcaklık farkı var ise, burada gerçekleşen ısı transferine, iletim ile ısı transferi denir. Eğer, bir yüzey ile hareket halindeki bir akışkanın sıcaklıkları farkından dolayı, ısı transferi gerçekleşiyorsa buna taşınım ile ısı transferi denir. Farklı sıcaklıklara sahip iki yüzey arasında, birbirlerini görmeye engel bir ortam yoksa belli sıcaklığa sahip tüm yüzeyler elektromanyetik dalgalar şeklinde ısı yayıdıklarından dolayı ısı transferi

meydana gelir. Buna ise ışınlımla ısı transferi denir. Kanatlar kullanılarak hava ısı değiştiricisi yapımı ve analizi yapılırken bu üç ısı transferi göz önünde bulundurulur.

Isı transferi üç farklı şekilde gerçekleşir.

- İletim (kondüksiyon) ile ısı transferi
- Taşınım (konveksiyon) ile ısı transferi
- Işınım (radyasyonla) ile ısı transferi

Bu üç ısı transferinin de gerçekleşmesi içinde mutlaka sıcaklık farkının olması gerekir.

2.1.1. İletim ile Isı Transferi

Ortamdaki sıcaklık farkı nedeniyle enerji transferi meydana gelir. Fiziksel mekanizması rasgele atomik veya moleküler hareketliliklerdir. Termodinamiğin 2.kanununa göre ısı yüksek sıcaklıkta bulunan bir bölgeden düşük sıcaklıktaki bir bölgeye doğru akar. Isı iletimi sabit kesit alanına sahip bir cisimden bir boyutlu, kararlı ısı iletimi aşağıdaki denklem ile ifade edilir ve Fourier yasası olarak adlandırılır.

$$q = -kA_c \frac{dT}{dx} \quad (2.1)$$

- Buna göre ısı iletme oranı
- Malzeme kalınlığı
- Kesit alanı
- Malzemenin ısı iletkenliği
- Malzemenin iki tarafındaki sıcaklık farkı
- Isı akışkanın süresi vb. faktörlere bağlıdır.

2.1.2. Taşınım ile Isı Transferi

Taşınım, sıcak ve soğuk akışkan elemanların makroskopik parçalarının karışması, kitle hareketi, soğutucu ortam içindeki ısı iletimi ve enerji depolamadan oluşan bir bileşimdir. Taşınımla ısı transferi, doğal ve zorlanmış taşınım olarak iki kısma ayrılır. Doğal taşınım; akışkan içindeki sıcaklık değişimlerinin meydana getirdiğı yoğunluk farklarından kaynaklanan kaldırma kuvvetleri sonucu oluşan ısı transferidir. Zorlanmış taşınım ise akışın bir dış etki ile oluştuğı (pompa, fan, atmosferik rüzgâr) ısı transferi şeklindedir. Newton'un soğutma yasası olarak bilinen, sıcak bir nesneden soğuk akışkana olan ısı transferi şu şekilde ifade edilmektedir.

$$q_c = h_c A_s (T_s - T_m) \quad (2.2)$$

Akış yönündeki katı cismin boyu, şekli gibi bir takım fiziksel özellikleri ve cinsi, akışkanın tipi ve çalışma sıcaklığı gibi termofiziksel özelliklerine bağlı olarak konveksiyon katsayısı h değişmektedir. Bununla birlikte kanatlar arasındaki boşluklar soğutma alanını değiştirdiklerinden dolayı ısı transfer katsayısını etkilemektedir. Zorlanmış taşınım ile ısı transferinde ısı transferi katsayısı akışı karıştıran ve vorteksler üreten yüzeyler boyunca akışkanın sahip olduğu lineer hızına oldukça bağlıdır. Konvektif ısı transfer katsayısının bazı değerleri çizelgede görülmektedir.

Tablo 2.1. Isı transfer katsayısının bazı değerleri.

h [$W/m^2 \cdot K$]	Doğal taşınım	Zorlanmış taşınım	Faz değişimi ile taşınım
Gazlar	25–50	25–250	
Sıvılar	50–1000	50–20000	
Kaynama veya yoğuşma			2500–100000

2.1.3. Işınım ile Isı Transferi

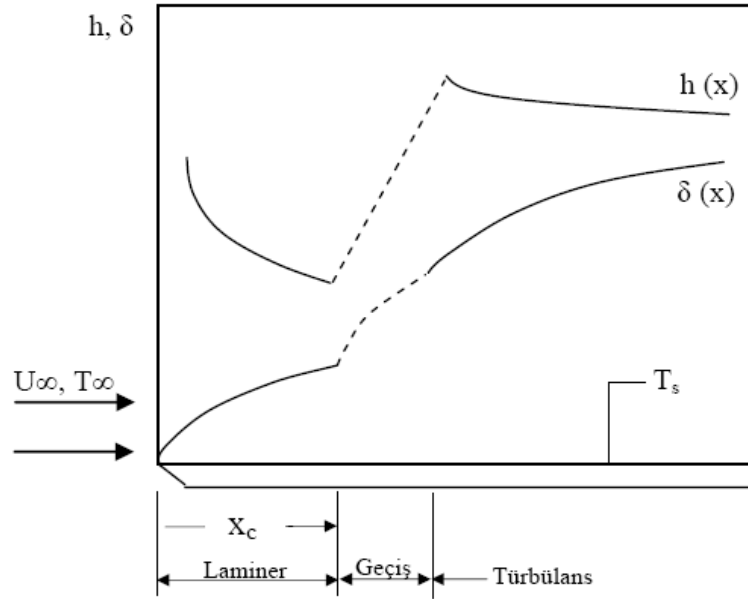
Sonlu sıcaklıktaki malzemeler tarafından elektromanyetik dalgalarla iletilen enerjidir. İletim ve taşınım ile ısı transfer edilirken bir madde ortamına gerek duyulur, ışıınım ile ısı transferinin meydana gelmesi için bir madde ortamına gerek yoktur. Sonlu sıcaklıktaki her bir cisim ya da nesne radyasyon yaydığı gibi aynı zamanda bu cisim ya da nesneler çevresindeki radyasyon yayan cisimlerin yaydığı bu radyasyonlar için alıcı konumundadır. Bu olay radyasyonun soğutulması olarak bilinir. Bu nedenle radyasyon etkisinden bahsedilirken aşağıdaki eşitlikle verilen bir yüzey çevresi arasındaki net radyasyon ısı değişim miktarını dikkate almak gerekmektedir.

$$Q = \varepsilon A_s \sigma (T_{Y4} - T_{Ç4}) \quad (2.3)$$

Radyant ısı, donuk veya koyu renkli maddeler tarafından kolaylıkla soğurulabilir. Fakat açık renkli madde ve yüzeyler radyant ısı dalgalarını yansıtırlar.

Endüstriyel uygulamaların birçoğunda ısı transferinin bu üç şekilde mevcuttur. Bununla birlikte uygulamadaki çalışma şartlarına ve dominant ısı transferi türüne göre biri veya birkaçı ihmal edilebilir.

Isı transferi hızını artırma normal olarak ısı transfer katsayısını artırma ile ilgilidir. Örneğin yüzey alanı artırılmış veya işlem görmüş bir yüzey, düz ve pürüzsüz bir yüzeye göre daha yüksek ısı transferi katsayısı verir (Reay, 1991). Isı taşınım katsayısını artırmak için genellikle boru veya kanal içinde türbülans artırıcı yollar denenir. Zira akışkan ile kanal duvarı arasındaki ısı transferinde ısıl sınır tabaka önem taşımaktadır. Sınır tabaka akış tipi ile ilgili olup laminar akışta daha kalın, türbülanslı akışta daha incedir. Bu nedenle türbülanslı akışta ısı transferi daha iyidir. Sınır tabaka kalınlığı inceldikçe akışkan ile kanal boru arasındaki ısı transferi daha iyi olmaktadır [Incropera., 1996]. Sınır tabaka kalınlığı δ ile konvektif ısı transfer katsayısı arasındaki ilişki şekilde görülmektedir.

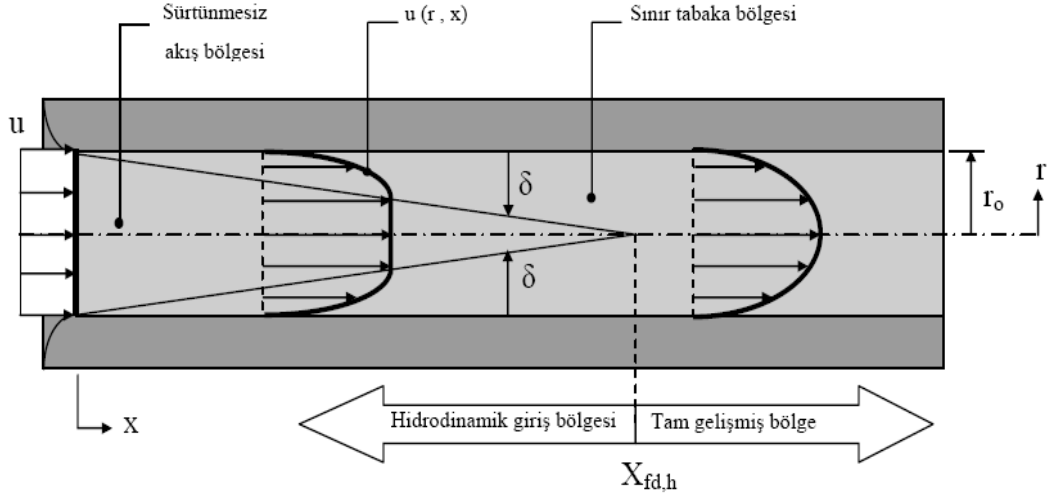


Şekil 2.1. Sabit sıcaklıkta bir düz levha üzerinde akış için hız sınır tabaka kalınlığı ve yerel ısı transfer katsayısının değişimi.

2.2. Hidrodinamik (Hız) Sınır Tabaka Kalınlığı

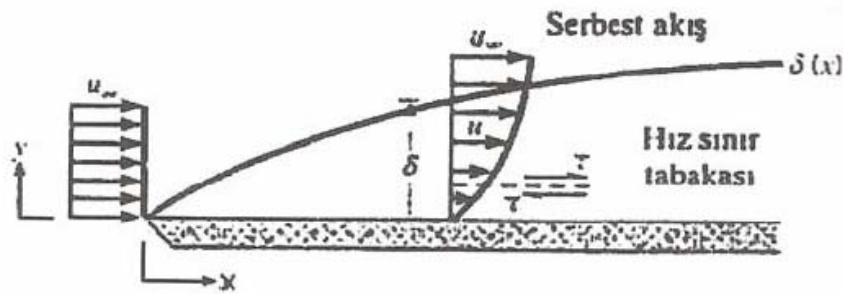
Şekil 2.2'deki gibi r_0 yarıçaplı bir dairesel borudaki akışkan boruya sabit hızla giren laminar akışı göz önüne alalım. Akışkan boru yüzeyine temas ettiğinde, sürtünme etkileri başlamakta ve boru içerisinde ilerledikçe sınır tabaka gelişmektedir. Bu gelişme akış bölgesinin giderek küçülmesi ve boru ekseninde sınır tabakaların birleşmesiyle

sona erer. Bu birleşme noktasından sonra, sürtünme tüm kesit boyunca etkili olur ve hız profili artık x ile değişmez. Bu noktadan sonra akış hidrodinamik olarak tam gelişmiştir. Girişten bu koşulun gerçekleştiği noktaya kadar olan uzaklığa hidrodinamik giriş uzunluğu denir ve $X_{fd,h}$ olarak tanımlanır. Tam gelişmiş hız profili şekilden de görüldüğü gibi laminar akış için paraboliktir. Türbülanslı akış durumunda radyal doğrultudaki türbülanslı karışımından dolayı profil daha düzdür [Incropera., 1996].



Şekil 2.2. Dairesel borular için hidrodinamik sınır tabaka gelişimi.

Hız sınır tabaka gelişiminin gösterildiği Şekil 2.3’de akışkan hızına paralel düzlemlerde akışkan hareketinin bu yavaşlaması yüzeyde etkili olan kayma gerilmesi τ ile ilgilidir. Yüzeyden y uzaklığının artışıyla akışkan hızının x bileşeni v , serbest akış değeri v_{∞} ’a ulaşmaya kadar artar. δ büyüklüğü sınır tabaka kalınlığı olarak adlandırılır ve genellikle $v = 0.99v_{\infty}$ değerine ulaşıldığı y değeri olarak tanımlanır. Sınır tabaka hız profili, sınır tabaka içinde v hızının y ile değişimini gösterir [Incropera and DeWitt., 2001].



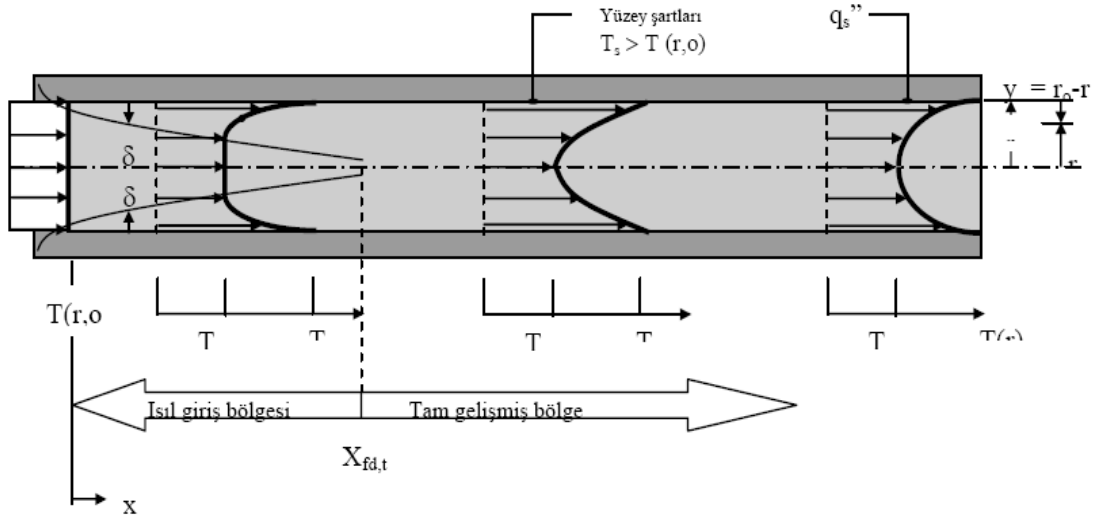
Şekil 2.3. Düzlem levha üzerinde hız sınır tabakasının gelişimi

[Incropera and DeWitt, 2001].

2.3. Isıl Sınır Tabaka

Şekil 2.4’de görüldüğü üzere bir akışkan boruya yüzey sıcaklığından daha düşük sabit bir sıcaklıkta $T_{(r,o)}$ girerse, konveksiyonla ısı transferi gerçekleşir ve ısıl sınır tabaka gelişmeye başlar. Bununla birlikte boru yüzey şartları sabit sıcaklık ($T_s=\text{sabit}$) veya sabit ısı akısı ($q_s=\text{sabit}$) olsun, ısıl olarak tam gelişmiş duruma ulaşılır.

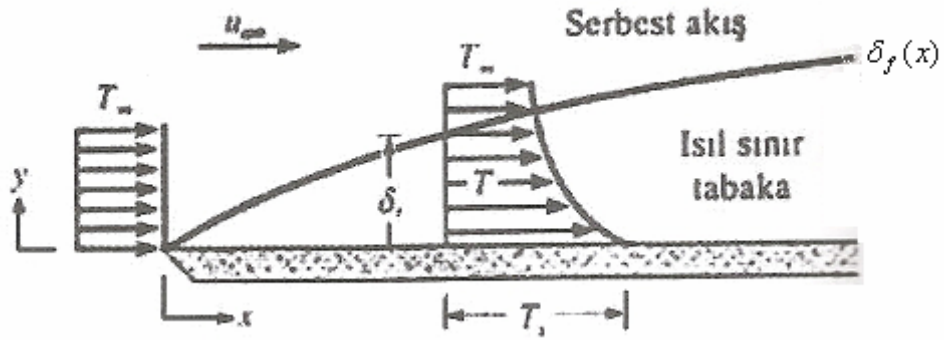
Tam gelişmiş sıcaklık profilinin $T_{(r,x)}$ biçimi, sabit yüzey sıcaklığı veya ısı akısı sınır koşuluna göre değişir. Bununla birlikte her iki yüzey koşulu için, akışkanın sıcaklığı boru boyunca artar. Eğer $P_r > 1$ ise, hidrodinamik sınır tabaka termal sınır tabakadan çok daha hızlı bir şekilde geliştiği, $P_r < 1$ ise tersinin olacağı görülür. Boru kanal girişinde ısıl sınır tabaka kalınlığı sıfır olduğundan, ısı transfer katsayısı (H), tam gelişmiş koşullardaki sabit değerine ulaşana kadar hızla azalır.



Şekil 2.4. Isıtılmış dairesel bir boruda ısıl sınır tabaka gelişimi

[Incropera and DeWitt, 2001].

Şekil 2.5’de düz bir levha üzerinde ısıl sınır tabakanın gelişimi gösterilmiştir. Levha giriş ucunda sıcaklık profili düzgün dağıtımlı $T_y=T_{\text{sonsuz}}$ ’dur. Bununla birlikte akışkan parçacıkları levha ile temas ettiklerinde levha ile aynı sıcaklığa ulaşır. Bu parçacıkların komşu akışkan tabakası ile enerji değişimi akışkan içinde sıcaklık gradyanlarının oluşumuna neden olur. Akışkanın sıcaklık gradyanlarının oluştuğu bu bölge ısıl sınır tabakadır ve bu tabakanın kalınlığı δ_f , genellikle $[(T_s-T)/(T_s-T_{\text{sonsuz}})] = 0.99$ oranını sağlayan y değeri olarak tanımlanır. Giriş ucundan uzaklaştıkça ısı geçişi serbest akışı daha fazla etkiler ve ısıl sınır tabaka büyür [Incropera and DeWitt., 2001].

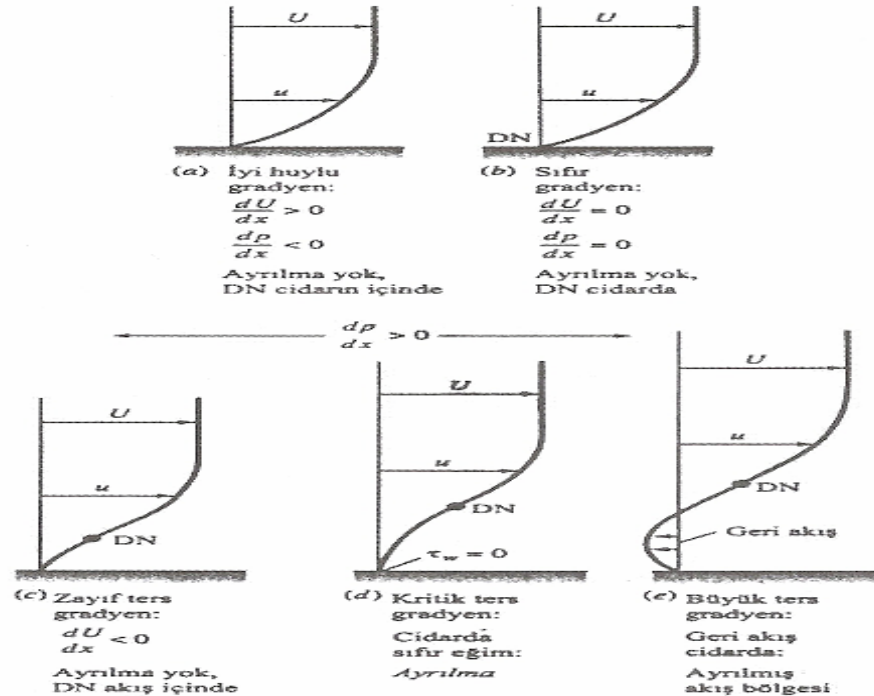


Şekil 2.5. Sabit sıcaklıktaki düz levha üzerinde ısıl sınır tabakanın gelişimi

[Incropera and DeWitt., 2001].

2.4. Sınır Tabaka Ayrılmaları

Artan bir ters basınç gradyenine karşı hareket eden bir sınır tabaka içinde cidar yakınlığında oluşan aşırı momentum kayıpları ayrılmalara sebep olmaktadır. Buna karşın azalan basınç (iyi huylu gradyen) ise ayrılmalara neden olmaz. Basınç gradyenlerinin sınır tabaka profillerine etkisi Şekil 2.6'da aşağıdaki görülmektedir.



Şekil 2.6. Basınç gradyeninin sınır profillerine olan etkisi; (DN: Dönüm noktası).

Şekil 2.6.a'da profile dönüm noktası olmadığından ayrılma olmaz. Bu tür laminar profile sahip akışlar türbülansa karşı çok dirençlidir.

Şekil 2.6.b’de görüldüğü gibi sıfır basınç gradyeninde dönüm noktası cidarın kendi üzerindedir ve ayrılma olmayacaktır. Şekil 2.6.c’den e’ye kadar görüleceği üzere bir ters gradyende cidarın uzaklığı ters gradyen şiddetiyle artan bir dönüm noktası sınır tabakanın içinde oluşmaktadır. Burada zayıf gradyen için akışta gerçekte ayrılma meydana gelmez ama türbülansa geçiş için hazırdır.

2.5. Sınır Tabakanın Önemi

Bir yüzey üzerinde akış olduğu zaman hidrodinamik sınır tabaka gelişir ve bununla beraber taşınım ile ilgili problemlerde önem taşır. Hız sınır tabaka içinde hız gradyanları ve kayma gerilmeleri vardır. Akışkan sıcaklığı yüzey sıcaklığından farklı olduğunda da ısı sınır tabaka gelişir. Isıl sınır tabaka içerisinde sıcaklık gradyanı ve ısı aktarımı vardır. Herhangi bir yüzey üzerinde akışın olduğu durumda, bir hız sınır tabakası ve yüzey sürtünmesi her zaman olacaktır. Ancak, ısı sınır tabaka, dolayısıyla taşınım ile ısı transferi yalnızca yüzey ve serbest akışın sıcaklıkları farklı olduğunda vardır.

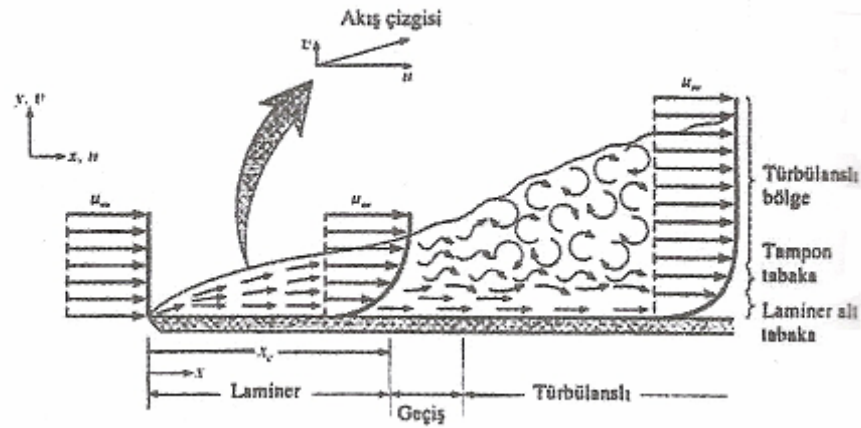
2.6. Laminer ve Türbülanslı Akış

Taşınım problemlerinin çözümünde ilk incelenmesi gereken parametre sınır tabakanın Laminer veya türbülanslı olduğunu belirlemektir. Herhangi bir ortamda akan akış Laminer, geçiş veya türbülanslı akım rejimlerinde bulunur.

Akışın Laminer olduğu durumda akışkan hareketi çok düzenlidir ve parçacıklar akış çizgileri boyunca hareket ederler. Akışkanın hareketi bir akış çizgisi boyunca x ve y doğrultularındaki hız bileşenleri ile tanımlanır. V hız bileşeni yüzeye dik yönde olan bileşendir ve bu bileşen sınır tabakada momentum, enerji veya kütle geçişine önemli etkilerde bulunur. Yüzeye dik yönde akışkan hareketi, sınır tabakanın x yönündeki gelişiminin bir sonucudur [Incropera and DeWitt., 2001].

Akışın türbülanslı sınır tabaka içinde olduğu durumda akış çok düzensizdir. Akış içinde ani hız değişimleri meydana gelir. Bu ani ve düzensiz değişimler momentum, enerji ve kütle geçişini artırmakta ve bunun sonucu olarak taşınım ile geçiş hızı ve yüzey sürtünmesi de artmaktadır. Akışkanın karışması türbülanslı sınır tabaka kalınlığını artırır. Sınır tabaka profilleri (hız, sıcaklık ve derişiklik) laminer akışa oranla daha düzdür [Incropera and DeWitt., 2001].

Şekilde 2.7’de düz bir levha üzerinde hız sınır tabaka gelişirken Laminer, geçiş ve türbülanslı bölgeler görülmektedir. Akışın Laminer olduğu durumda incelenen herhangi bir noktada hız vektörü belirli bir değer etrafında düzensiz değişimler göstermektedir.



Şekil 2.7. Düz bir levha üzerinde hız sınır tabakanın gelişimi

[Incropera and DeWitt, 2001].

Başlangıçta sınır tabaka laminerdir. Giriş ucundan biraz ötede ise küçük çalkantılar başlar. Bu çalkantılar giderek şiddetlenir ve türbülanslı akışa geçiş olur. Tam türbülanslı bölge içerisinde akışkan üç boyutlu gelişigüzel hareketler yapar. Türbülansa geçişte sınır tabaka kalınlığı, yüzey kayma gerilmesi ve taşınım katsayısında önemli artışlar meydana gelir.

Akışın Laminer veya türbülanslı olmasına Reynolds sayısının almış olduğu değerler ile karar verilir. Reynolds sayısı atalet kuvvetlerinin viskoz kuvvetlere oranı olarak tanımlanır ve düz bir levha üzerinde akış için şu şekilde ifade edilir.

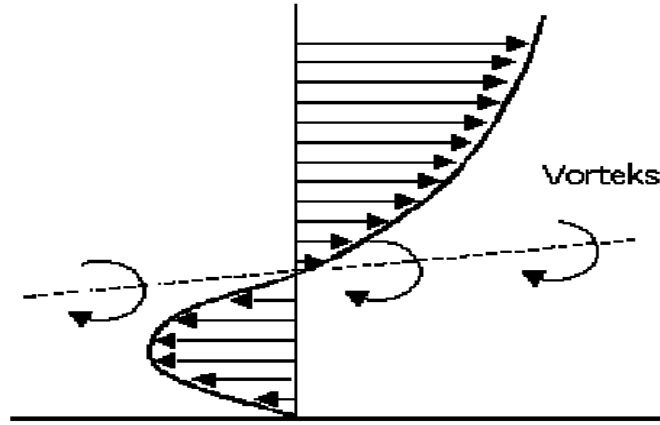
$$Re = \rho v_{\infty} x / \mu \quad (2.4)$$

Reynolds sayısı ($10^5 - 3.10^6$) arasında değerler alıp, kritik değer yani laminerden türbülansa geçiş değeri (5.10^5) olarak alınmaktadır. İç akış sistemlerinde Reynolds sayısı 2300’den küçük ise akış Laminer olarak kabul edilmekte, 2300’den sonra türbülansa geçiş başlamakta ve daha büyük değerlerde türbülanslı akış oluşmaktadır.

2.7. Isı Transferinin İyileşmesi

Özellikle taşınım ile ısı transferi işlemlerinde sınır tabaka kalınlığının önemi daha da artmaktadır. Sınır tabakanın sürekli yenilenmesini sağlamak ve kalınlığını

azaltmak taşınımıyla ısı transferi işlemini iyileştirecektir. Bu nedenle akışın söz konusu olduğu yüzeyler üzerinde yapılan değişik geometrik uygulamalar sınır tabaka gelişimini etkiler. Özellikle akış sisteminde ani kesit değişimleri varsa, bu ani kesit değişimleri akış sisteminde sınır tabaka ayrılmalarına neden olacaktır. Sınır tabaka ayrılmalarının gerçekleşeceği bölgelerde vorteks (girdap) oluşur (Şekil 2.8). Vorteks oluşumu sırasında sistemde enerji kaybı meydana geleceği için bu işlemin kontrollü olarak gerçekleştirilmesi istenmektedir.



Şekil 2.8. Vorteks oluşumu.

Aslında vorteks bir dönme eksenini etrafında dönen akıştır. Vorteksler yukarıda bahsedildiği gibi akışkan sürtünmesi ve ayrılmalarla üretilirler. Temel olarak boyuna ve enine vorteksler olarak ikiye ayrılabilirler. Enine vortekslerin eksenleri akış yönüne diktir [Fiebeg., 1995].

Çapraz akışta sonsuz dairesel bir silindirin arkasındaki karman vorteks kolu enine bir vorteks sisteminin tipik bir örneğidir. Enine vortekslerde ikincil akışlar ana akışa zıt yöndedir ve eğer silindir cidara yakın yerleştirilmişse akışın silindirin arkasına dönmesine neden olur [Fiebeg., 1995].

Boyuna vortekslerin eksenleri ana akışa paralel yöndedir. Akış, ana akış yönünde spiral hareketi yapar ve daima üç boyutludur. İkincil akışlar ana akışla aynı büyüklükte olabilir. Herhangi bir hücum açısına sahip delta kanatlar vorteks üreteçleri için tipik bir örnektir [Fiebeg., 1995].

3. PSİKOMETRİ

Verilen bir basınçta atmosferik havanın hali, iki bağımsız yeğin özellik tarafından kesin olarak belirlenebilir. Psikometri, nemli havanın termodinamik özellikleri ve bu özellikleri kullanarak nemli havadaki işlemler ile ilgilenen termodinamiğin bir dalıdır.

3.1. Kuru ve Nemli Havanın Bileşimi

Atmosferik hava çok sayıdaki gaz, çiçek tozları (polen) ve dumandan oluşur. Genelde kirletici gazlardan uzakta atmosferik havada kirli gaz bulunmamaktadır.

Kuru hava ise içindeki su buharı tamamen alınmış atmosferik havadır. Hassas ölçümler ile kuru havanın karışımının izafi olarak sabit olduğu görülmüştür. İçindeki bileşenler, coğrafi bölgelere, yüksekliğe ve zamana bağlı olarak çok az değişebilmektedir. Hacimsel olarak kuru hava yaklaşık olarak aşağıdaki (Tablo 3.1)

Tablo 3.1. Kuru havanın bileşenleri.

Azot	78,08400%
Oksijen	20,94760%
Argon	0,93400%
Karbondioksit	0,03140%
Neon	0,00181%
Helyum	0,00052%
Metan	0,00020%
Kükürtdioksit	0,00010%
Hidrojen	0,00050%
Kripton, Ksenon, Ozon	0,00002%

gazlardan oluşmaktadır.

Nemli havanın, su buharı ile kuru hava su buharının karışımı olarak meydana geldiği kabul edilir. Hava içindeki su buharının miktarı, sıfırdan (kuru hava), sıcaklığa ve basınca bağlı olarak bir maksimum değere kadar değişir. Hava içindeki su buharının maksimum olma durumu, doymuş olarak adlandırılır ve nemli hava ile yoğuşmuş suyun (sıvı veya katı) doğal denge halidir.

3.2. Standart Atmosfer

Atmosferik havanın barometrik basıncı ve sıcaklığı esas olarak deniz seviyesinden olan yükseklikle değiştiği gibi, coğrafi durumla ve hava şartları ile de değişir. Deniz

seviyesinde standart havanın sıcaklığı 15°C , standart barometrik basıncı ise 101.325 kpa değerindedir. Tropesfere (atmosferin alt katmanına) kadar havanın sıcaklığının, yükseklikle doğrusal değiştiği ve stratosferde sabit değere ulaştığı kabul edilir. Atmosferin alt kısmında kuru havanın bileşiminin sabit olduğu ve ideal gaz davranışı gösterdiği kabul edilir. Standart yerçekimi 9.807 m/s^2 değerindedir [Yunus A. Çengel and Michael A. Boles., 1996].

3.3. Nemli Havanın Termodinamik Özellikleri

$t(^{\circ}\text{C})$:Celsius sıcaklığı; Deniz seviyesinde suyun donma sıcaklığını 0 , kaynama sıcaklığını 100 birim kabul eden sıcaklık ölçümleme birimidir. $T(\text{K})$ mutlak sıcaklığı ile arasında $T(\text{K})=t(^{\circ}\text{C})+273,15$ bağıntısı vardır.

W_s :Kuru havanın kütesine göre tanımlanmış doymuş havanın özgül nemi

$$K_{g_{nem}}/K_{g_{kuru\ hava}}$$

Belirli sıcaklık ve basınçta nemli havanın özgül nemi sıfır ile W_s arasında değişir.

V_a :Kuru havanın özgül hacmi, m^3/kg

V_{as} : V_s-V_a , aynı sıcaklık ve basınçta kuru havanın kütesine göre tanımlanmış doymuş havanın özgül hacmi ile kuru havanın özgül hacminin farkı $\text{m}^3/\text{kg}_{kuru\ hava}$

V_s :Kuru havanın kütesine göre tanımlanmış nemli havanın özgül hacmi

$$\text{m}^3/\text{kg}_{kuru\ hava}$$

h_a :Kuru havanın kütesine göre tanımlanmış kuru havanın entalpisi, $\text{kJ}/\text{kg}_{kuru\ hava}$ standart atmosferik basınçta ve 0°C sıcaklıkta kuru havanın entalpisi

h_{as} : h_s-h_a , aynı atmosferik basınç ve sıcaklıkta kuru havanın kütesine göre tanımlanmış olan doymuş havanın entalpisi ile kuru havanın entalpisi arasındaki fark, $\text{kJ}/\text{kg}_{kuru\ hava}$

h_s :Kuru havanın kütesine göre tanımlanmış olan doymuş havanın entalpisi $\text{kJ}/\text{kg}_{kuru\ hava}$

S_a :Kuru havanın kütesine göre tanımlanmış olan nemli havanın antropisi

$(\text{kJ}/\text{kg}_{kuru\ hava})$ standart atmosferik basınçta ve 0°C sıcaklıkta kuru havanın antropisi

S_{as} : Aynı atmosferik basınçta ve sıcaklıkta kuru havanın kütlesine göre tanımlanmış olan doymuş havanın antropisi ile kuru havanın antropisi arasındaki fark

S_S : Kuru havanın kütlesine göre tanımlanmış olan doymuş havanın antropisi ($\text{kJ/kg}_{\text{kuru hava K}}$)

h_w : Belirli basınç ve sıcaklıkta doymuş hava içindeki yoğuşmuş suyun denge halindeki antropisi, kJ/kg_{su} Doyma basıncında ve üçlü noktadaki (0.01°C) sıvı fazındaki suyun antropisi

S_w : Doymuş hava içindeki yoğuşmuş suyun antropisi ($\text{kJ/kg}_{\text{su K}}$)

P_S : Doymuş hava içindeki su buharının kısmi basıncı, kpa. Bu P_S basıncı saf suyun doyma basıncı olan P_{ws} değerinden çok az fark etmektedir. Sıcaklığı t , basıncı p olan doymuş havadaki su buharının mol oranı X_{ws} ise bu ortamda bu basınç, $P_{ws}=X_{ws} \cdot p$ bağıntısı ile verilir. Burada p ortamın toplam basıncıdır.

3.4. Doymuş Suyun Termodinamik Özellikleri

Nemli havanın özelliklerinin hesabında, doymuş su buharının basıncının belirlenmesi gereklidir.

3.5. Nem ile İlgili Tanımlar

Özgül nem (W), göz önüne alınan nemli hava içindeki nem kütlesinin kuru hava kütlesine oranı olup

$$W = M_w / M_a \text{ şeklinde formüle edilir.}$$

Mol oranı (X_i) karışım içindeki i bileşeninin mol sayısının oranıdır. Kuru havanın mol oranı ise X_{ws} değerindedir. Mol oranı tanımına göre $X_a + X_w = 1$ değerine eşittir.

Mutlak nem (d_v) su buharı kütlesinin karışımın toplam hacmine oranı olarak tanımlanır.

$$D_v = M_w / V$$

Nemli havanın yoğunluğu

$$P = (M_a + M_w) / V = (1 + W) / V \text{ şeklinde yazılabilir.}$$

$$V = \text{Nemli havanın özgül hacmi } m^3/kg_{\text{kuru hava}}$$

Doymuş havanın özgül nemi $W_s(t,p)$ t sıcaklığında ve p basıncındaki havanın özgül nemidir.

$$\text{Bağıl nem } \phi = X_w / (X_{ws})_{t,p}$$

Çiğ noktası sıcaklığı (t_d), özgül nemi W olan nemli havanın aynı P basıncında, W_s doymuş havanın özgül nemine eşit olması durumunda, doymuş havanın sahip olduğu sıcaklık olarak tanımlanır [Yunus A. Çengel and Michael A. Boles., 1996].

$$T_d(p, t_d) = W \text{ eşitliğinden bulunur.}$$

Termodinamik yaş termometre sıcaklığı (t^*) adyabatik doyma işleminde havayı doymuş hale getiren su ile çıkıştaki hava aynı sıcaklıktadır. Bu doyma sıcaklığına termodinamik yaş termometre sıcaklığı denir. Olaydaki basıncın sabit kalması durumunda t^* doyma sıcaklığına bağlı olarak, havanın başlangıçtaki W olan özgül nemi işlem sonunda W_s , başlangıçtaki h entalpisi işlem sonunda h_s^* değerine ulaşmaktadır. Bu esnada kuru havanın birim kütlesine göre tanımlanmış, havaya ilave edilen nem kütlesi ($W_s^* - W$), bu nem havaya ilave ettiği enerji miktarı, $(W_s^* - W)h_w$ değerindedir. Burada h_w^*, t^* sıcaklığında ilave edilen suyun entalpisi anlamındadır. İşlemin adyabatik olması nedeniyle, sabit basınçta enerjinin korunumu için;

$$h + (W_s^* - W)h_w^*$$

Bağıntısı yazılabilir.

W_s^*, h_w^* ve h_s^* özellikleri belirli bir basınç için sadece t^* (Termodinamik yaş termometre sıcaklığı) olarak adlandırılır.

3.6. Psikometrik Diyagram

Psikometrik diyagram, nemli havanın fiziksel özelliklerini grafik halinde veren bir diyagramdır. Moiler tarafından hazırlanan ilk diyagramda eksenler entalpi ve özgül nem olarak alınmıştır.

Verilen bir yaş ve kuru termometre sıcaklık çifti için özgül nem ve entalpi deniz seviyesinden olan yükseklikle artarken bağıl nem çok az değişir.

Verilen bir yaş ve kuru termometre sıcaklık çifti için atmosferik basınçla özgül hacim çok fazla değişir. Pratik olarak özgül hacmin atmosferik basınçla ters orantılı değiştiği kabul edilir.

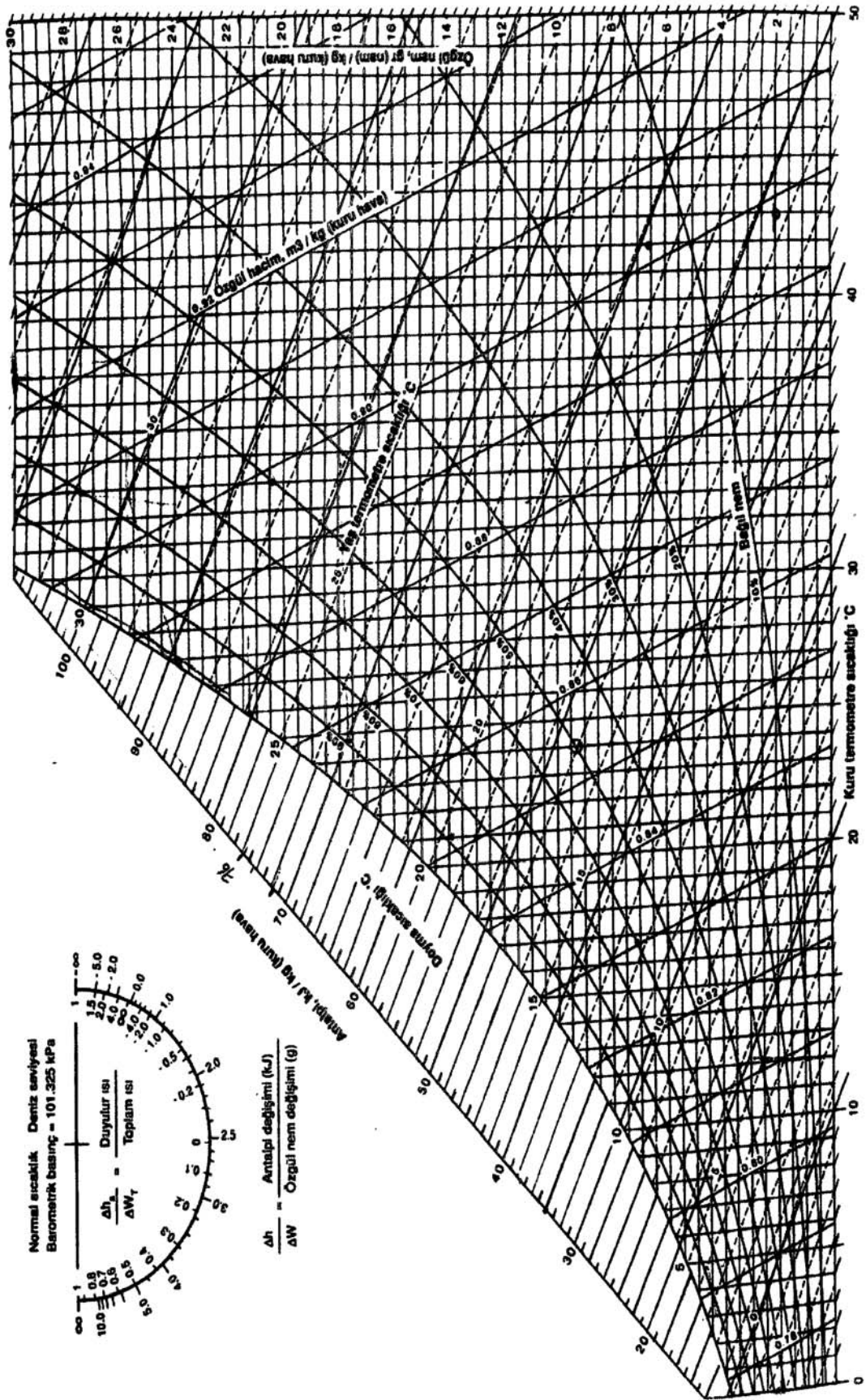
Bu diyagram üzerindeki nemli havaya ait entalpi, özgül nem, kuru termometre sıcaklıkları, bağıl nem ve özgül hacim fiziksel değişkenleri bulunmaktadır.

Bu diyagramda kuru termometre sıcaklığı 0°C ile 50°C arasında, bağıl nem 0 (kuru hava) ile $30\text{g}_{\text{nem}}/\text{kg}_{\text{kuru hava}}$ arasında değişmektedir. Sabit entalpi değişimleri ise eğik olarak birbirine paralel doğrular şeklinde $1\text{ kJ}/\text{kg}_{\text{kuru hava}}$ aralıklarla belirtilmiş olarak görülmektedir. Kuru termometre sıcaklıkları düz doğrular halinde olmasına rağmen birbirine tam olarak paralel değildir ve dik durumdan hafifçe sapmaktadır. Termodinamik yaş termometre sıcaklıkları ise entalpi doğrularından biraz farklı olarak eğik doğrular halinde görülmektedir.

Kuru termometre sıcaklıkları ile termodinamik yaş termodinamik sıcaklıkları, doyma eğrisi ($\phi=1$) üzerinde aynı değere sahiptir. Yaş termometre değişimleri de tam olarak doğru olmasına rağmen birbirine paralel değildir. Diyagramda hem yaş hem de kuru termometre sıcaklıkları 1°C aralıklarla belirtilmiştir.

Bağıl nem (ϕ) eğrileri bu diyagramda %10 Aralıklarla çizilmiştir. Doyma eğrisi %100 bağıl neme karşı gelirken, $W=0$ yatay doğrusu %100 kuru havaya karşı gelmektedir. Özgül hacim doğruları düz olmalarına rağmen bunlarda birbirine tam olarak paralel değildir. Bu diyagramlar $0,01\text{ m}^3/\text{kg}_{\text{kuru hava}}$ hassasiyetinde belirtilmiştir.

Doyma eğrisinin üstünde kalan dar bir bölge, nemli havanın sisli bölgesi olarak tanımlanır. İki fazı temsil eden bu bölgede, sıvı su zerrecikleri ile doymuş nemli havanın bir karışımı görülmekte olup bunlar ısı dengededir. Sisli bölgedeki sabit sıcaklık doğruları, nemli hava bölgesindeki termodinamik yaş termometre sıcaklıklarının uzantısı ile uyum içindedir. Diyagramın sol üst köşesinde görülen yarım dairede iki ölçek vardır. Birinci ölçek duyulur ısıнын toplam ısıya oranını gösterirken, ikinci ölçek entalpi farkının özgül nem farkına oranını göstermektedir. Bu yarım dairedeki ölçekler, psikometrik diyagramdaki değişimlerin doğrultusunu tespit etmek için kullanılır.



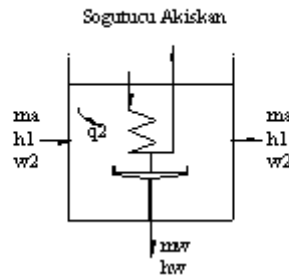
Şekil 3.1. Psikometrik diyagram [Stoecker., 1992].

3.7. Nemli Havanın Soğutulması

Nemli hava, başlangıçtaki çiğ noktasının altındaki bir sıcaklığa soğutulduğunda, içindeki nem sıvı fazında bu havadan ayrılır. Sistemdeki kütle ve enerji dengesinden aşağıdaki bağıntılar bulunabilir [Yunus A. Çengel and Michael A. Boles., 1996].

$$m_w = m_a(W_1 - W_2) \quad (3.1)$$

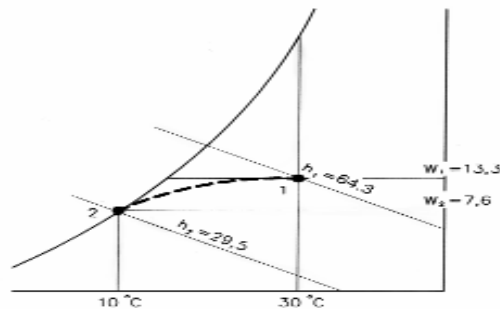
$$q_{1-2} = m_a(h_1 - h_2) \quad (3.2)$$



Şekil 3.2. Sistemdeki kütle ve enerji dengesi.

Örnek 1: 17.000 m³/h debisinde, %50 bağıl neminde ve 30°C kuru termometre sıcaklığındaki nemli hava, 10°C sıcaklığında doymuş hale getirilene kadar bir soğutucu serpantin üzerinden geçiriliyor. Bu işlemin gerçekleşmesi için gerekli olan soğutma kapasitesini bulunuz.

Çözüm 1:



Şekil 3.3. Psikometrik diyagram yardımı ile çözüm.

Bu şekilde görüldüğü gibi 1 ve 2 arasındaki gerçek değişim bir eğridir. Ancak bu eğrinin çizimi çok güç olduğundan ve sonucu fazla etkilemediğinden 1 ile 2'yi birleştiren doğru boyunca kabul edilir.

1 şartlarında 30°C sıcaklıkta ve $\phi=\%50$ bağıl nemimde, soğutucu serpantine giren havanın

Entalpisi : $h_1=64,3 \text{ kJ/kg}_{\text{kuru hava}}$

Özgül nemi : $W_1=13,3 \text{ g}_{\text{nem}}/\text{kg}_{\text{kuru hava}}$

Özgül hacmi : $V_1=0,877 \text{ m}^3/\text{kg}_{\text{kuru hava}}$

Değerindedir.

2 şartlarında 10°C sıcaklıkta soğutucu serpantinden çıkan doymuş havanın,

Entalpisi : $h_2=29,5 \text{ kJ/kg}_{\text{kuru hava}}$

Özgül nemi : $W_2=7,69 \text{ g}_{\text{nem}}/\text{kg}_{\text{kuru hava}}$

değerindedir.

Sistemdeki kuru hava miktarı

$$m_a=17000/0,877=19384 \text{ kg}_{\text{kuru hava}}/\text{h}$$

Olduğundan,

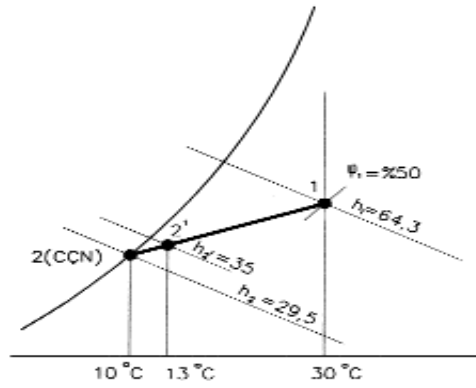
$$q_{1-2}=m_a(h_1-h_2)$$

$$q_{1-2}=19384(64,3-29,5)=675 \text{ MJ/h}=187 \text{ W}$$

elde edilir. Soğutucu serpantin çıkışında hava, bu problemde olduğu gibi doymuş hale getirilebiliyorsa; 2 noktasındaki sıcaklığa cihaz çığ noktası (CÇN) sıcaklığı adı verilir. 2 noktası ideal bir noktadır. Sonsuz büyüklükte serpantin kullanıldığında hava 2 şartlarında doymuş halde serpantini terk eder. CÇN sıcaklığı kullanılan cihaz konstrüksiyonuna, havanın serpantin boyunca akış birimine ve soğutucu akışkanın cins ve sıcaklığına bağlıdır. Bu değer serpantin üreticileri tarafından tablo halinde verilir. Ters akışlı bir serpantinde CÇN soğutucu akışkan giriş sıcaklığına çok yakındır. Pratikte serpantinlerde 2 noktasına ulaşamaz. Bir serpantin verimi tarif edildiğinde 2 noktasına ulaşılması durumu % 100 değerindedir. Pratikte serpantinlerde ise verim % 85–90 mertebelerine ulaşabilir. Serpantinlerde verim tarifi yerine by-pass oranı tarifi daha yaygındır. Verimi % 85 olan serpantin by-pass oranı % 15 değerindedir. Yani bu orandaki hava şartlanmadan serpantini terk etmektedir.

Örnek 2: 17.000 m³/h debisinde, % 50 bağıl neminde ve 30°C kuru termometre sıcaklığındaki nemli hava, CÇN sıcaklığı 10°C ve by-pass oranı % 15 olan bir serpantinde soğutulduğunda gerçekleştirilebilecek soğutmanın bulunması.

Çözüm 2:



Şekil 3.4. Örneğin psikometrik diyagramda gösterilişi.

$$20 \times (15/100) = 3, \quad 10^\circ\text{C} + 3^\circ\text{C} = 13^\circ\text{C}, \quad t_2' = 13^\circ\text{C}$$

1 noktasında

$$H_1 = 64,3 \text{ kJ/kg}_{\text{kuru hava}}$$

$$W_1 = 13,3 \text{ g}_{\text{nem}}/\text{kg}_{\text{kuru hava}}$$

$$V_1 = 0,877 \text{ m}^3/\text{kg}_{\text{kuru hava}}$$

2' noktasında

$$T_2' = 13^\circ\text{C}$$

$$H_2' = 35 \text{ kJ/kg}_{\text{kuru hava}}$$

$$W_2' = 8,5 \text{ g}_{\text{nem}}/\text{kg}_{\text{kuru hava}}$$

Değerindedir. Sistemdeki kuru hava

$$m_a = 17,000/0,877 = 19.334 \text{ kg}_{\text{kuru hava}}/\text{h}$$

Gerçekleşen soğutma

$$q_{1-2} = 19.384(64,3 - 35) = 568 \text{ MJ/h} = 158 \text{ kw}$$

4. SOĞUTMA KULELERİ

Birçok hava soğutma sisteminde ve endüstriyel proseste üretilen ve daha sonra gerekmeyen bir ısı mevcuttur. Soğutucu kondenselerinden veya endüstriyel proses ısı değiştiricilerinden üretilen ısıнын taşınmasında genellikle su kullanılır [ASHRAE., 1992].

Geçmişte bu işlem, doğal bir su kaynağından veya şebekeden sürekli su kullanarak, bu suyun prosesten geçerken ısıtılması ve ısınan suyun doğrudan kanalizasyon giderlerine atılması veya tekrar kaynağına gönderilmesi ile gerçekleştirilirdi. Bugün ise şebeke suyu ile bunu gerçekleştirmek çok pahalı olmaktadır. Aynı şekilde soğutma suyunun doğal kaynaklardan çekilmesi de oldukça zordur ve ısıtılmış suyun tekrar kaynağına gönderilmesi de suyun ekolojik dengesine zarar vermektedir [ASHRAE., 1992].

Isının doğrudan atmosfere atılmasında suyu soğutma 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 soğutabilmektedir. Birçok soğutma sisteminde ve endüstriyel proseste ise soğutma suyu için bu sıcaklık seviyeleri yüksek kalmaktadır. Soğutma sistemlerindeki atık ısıyı dağıtmak için sıkça kullanılan soğutma kuleleri bu problemlerinin birçoğunun üstesinden gelebilmektedir.

Soğutma kulesi sistemlerinin su tüketim oranları yukarıda bahsedilen tek aktarımlı sistemlerin tüketiminin sadece %5 i kadardır. Bu nedenle soğutma kuleleri pahalı olmayan 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 $3-6^{\circ}\text{C}$ üzerine kadar soğutabilirler [ASHRAE., 1992].

4.1. Çalışma Prensipleri

Soğutma kulesi, suyu soğutmak için ısı kütle transferi kombinasyonunu kullanan bir ekipmandır. Soğutulacak olan su kulede hava ile su arasında geniş bir ısı aktarım yüzeyi yaratacak şekilde nozullardan püskürtülür. Atmosfer havasının dolaşımı ise aşağıdaki yöntemle sağlanır. Fanlar, konvektif akımlar, doğal rüzgâr 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 soğurması zorunludur. Bu ısı ise sıvı halde bulunmaya devam eden suyun diğer kısmından çekilir. Yani, atmosfer basıncından buharlaşma ısısı dolaşan sudan alınır ve hava akımına iletilir [ASHRAE., 1992].

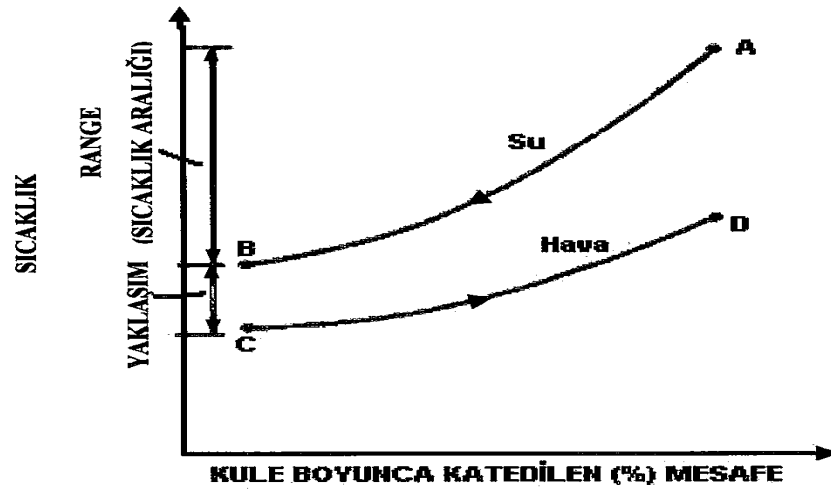
Şekil 4.1’de, çapraz akımlı bir soğutma kulesinden geçen hava ve su arasındaki sıcaklık ilişkisini göstermektedir. Eğriler su sıcaklığındaki düşüşü (A’dan B’ye) ve hava yaş termometre sıcaklığındaki artışı göstermektedir. Suyun soğutma kulesine giriş ve çıkış sıcaklıkları arasındaki fark (A-B) sıcaklık aralığı olarak tanımlanır. Sürekli rejimde çalışan bir sistem seçiminde, içerisi dolu ısı değiştiricisinden geçen suyun sıcaklığındaki artışta aynıdır. Bu 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-C) yaş termometre yaklaşım sıcaklığı Şekil 4.1’de gösterilmiştir. Yaklaşım sıcaklığı soğutma kulesi kapasitesinin bir fonksiyonudur ve verilen bir ısı yükü, debi ve hava giriş şartları için; daha büyük bir soğutma kulesi daha soğuk çıkış suyu doğuracaktır. Bu yüzden, soğutma kulesinden atmosfere atılan ısı miktarı, soğutma kulesi üzerine kabul edilen ısı yüküne eşittir.

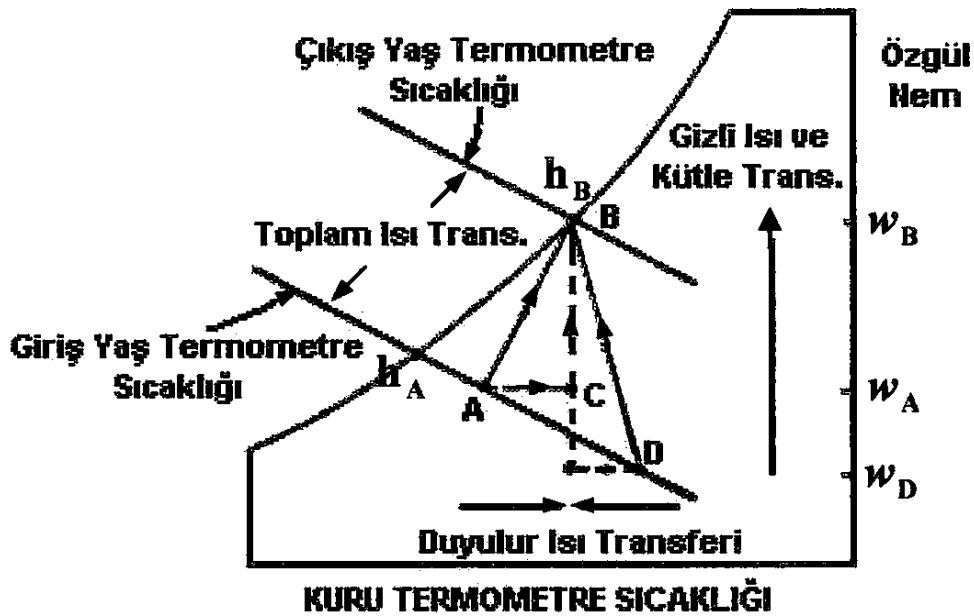
Soğutma kulesinin ısıl performansı giriş havasının yaş termometre sıcaklığı ile değişmektedir. Giriş havası kuru termometre sıcaklığı ve bağıl nemin, ısıl performans üzerindeki etkileri oldukça azdır, fakat suyun buharlaşma oranını etkilemektedir. Şekil 4.2’de soğutma kulesinden geçen havanın psikometrik bir analizi görülmektedir. Ortam şartlarında A noktasına giren hava sudan ısı ve kütle emmekte ve doyma şartlarında B noktasına çıkmaktadır. Sudan havaya aktarılan ısı miktarı, havanın giriş ve çıkış şartlarındaki entalpi farkıyla ($h_b - h_a$) orantılıdır. Sabit entalpi doğruları ile yaş termometre sıcaklığı doğruları neredeyse tam çakıştığından, pratikte havanın entalpisindeki değişimler için, havanın yaş termometre sıcaklığındaki değişimleri eşit olarak kabul edilebilir.

Şekil 4.2’de AB vektörü ikiye ayrılmıştır. AC duyulur su soğuması, CB ise gizli su soğumasını göstermektedir. Eğer hava giriş şartları aynı yaş termometre sıcaklığında fakat farklı kuru termometre sıcaklığında D noktası ile değiştirilirse, toplam ısı aktarımının aynı kaldığı, fakat duyulur ve gizli ısının değiştiği görülür. AB durumunun suyun evaporasyonla duyulur soğutulmasını ve havanın duyulur ve gizli ısıtılmasına dikkat edilmelidir. BD durumunda da yine suyun evaporasyonla ile soğutulmasını, fakat

havanın duyulur soğutulmasını ve gizli ısıtılmasını göstermektedir. Bu nedenle görülmektedir ki aynı su soğutma yükü için buharlaşma miktarı, havanın duyulur ısıtma ve soğutma miktarlarına bağlı olmaktadır.



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



Şekil 4.2. Soğutma kulesi boyunca geçen havanın psikometrik analizi
[ASHARE., 1992].

Bir soğutma kulesinin su kullanım analizinde gizli ısının duyulur ısıya oranı önemlidir. Kütle aktarımı sadece ısı aktarımının duyulur bölümünde meydana gelmektedir ve özgül nemin değişimiyle orantılı olmaktadır. Giren havanın kuru

termometre sıcaklığı veya bağıl nemi, gizli ısıнын duyulur ısıya oranına etki etmektedir. Şekil 4.2’de; AB ($W_b - W_a$) durumundaki buharlaşma oranı DB ($W_b - W_d$) durumundan daha küçüktür; çünkü gizli ısı aktarımı toplam ısı aktarımının küçük bir kısmını ifade 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 kısma giren havanın sıcaklığı azalırken, artmaktadır. Buharlaşmadan kaynaklanan su kaybına ilave olarak, dışarı atılan hava ile de bir miktar su kaybı olur [ASHRAE., 1992].

4.2.Tasarım Şartları

Bir soğutma kulesinin ısı kapasitesi aşağıdaki etkenler ile ifade edilebilir.

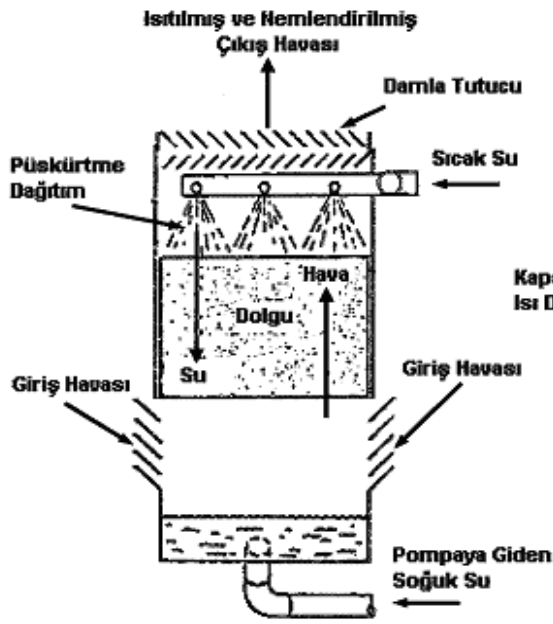
- Giren ve çıkan su sıcaklıkları
- Giren havanın yaş termometre veya giren havanın hem yaş hem de kuru termometre sıcaklıkları
- Su debisi

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

Klima uygulamasında soğutma kulelerinin ısı kapasitesi nominal kapasite olarak tanımlanır. Özel uygulamalar için bununla beraber nominal tonaj oranları kullanılmaz ve ısı performans kapasitesi genellikle tayin edilmiş işletme koşullarındaki (giren ve çıkan su sıcaklıkları, giren hava; kuru ve yaş termometre sıcaklıkları) debilerle tanımlanır [ASHARE., 1992].

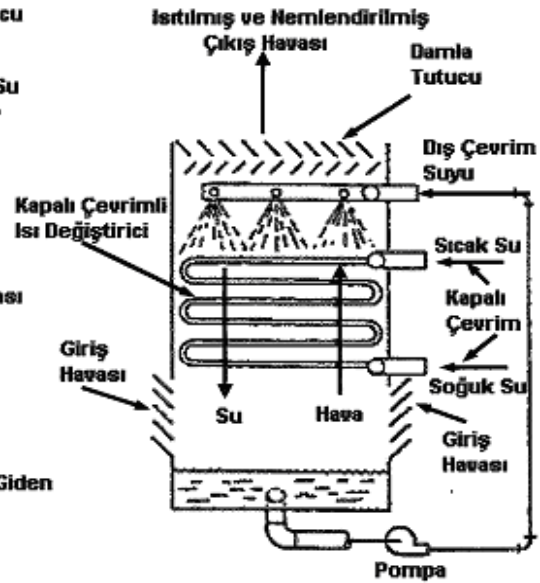
4.3. Soğutma Kulesi Tipleri

İki temel tip evaporatif soğutma cihazı bulunmaktadır. Birinci tip, ısınmış su ile atmosfer arasındaki temastan oluşmaktadır (Şekil 4.3). Doğrudan temaslı cihaz suyu doğrudan atmosfere bırakır, bu 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].

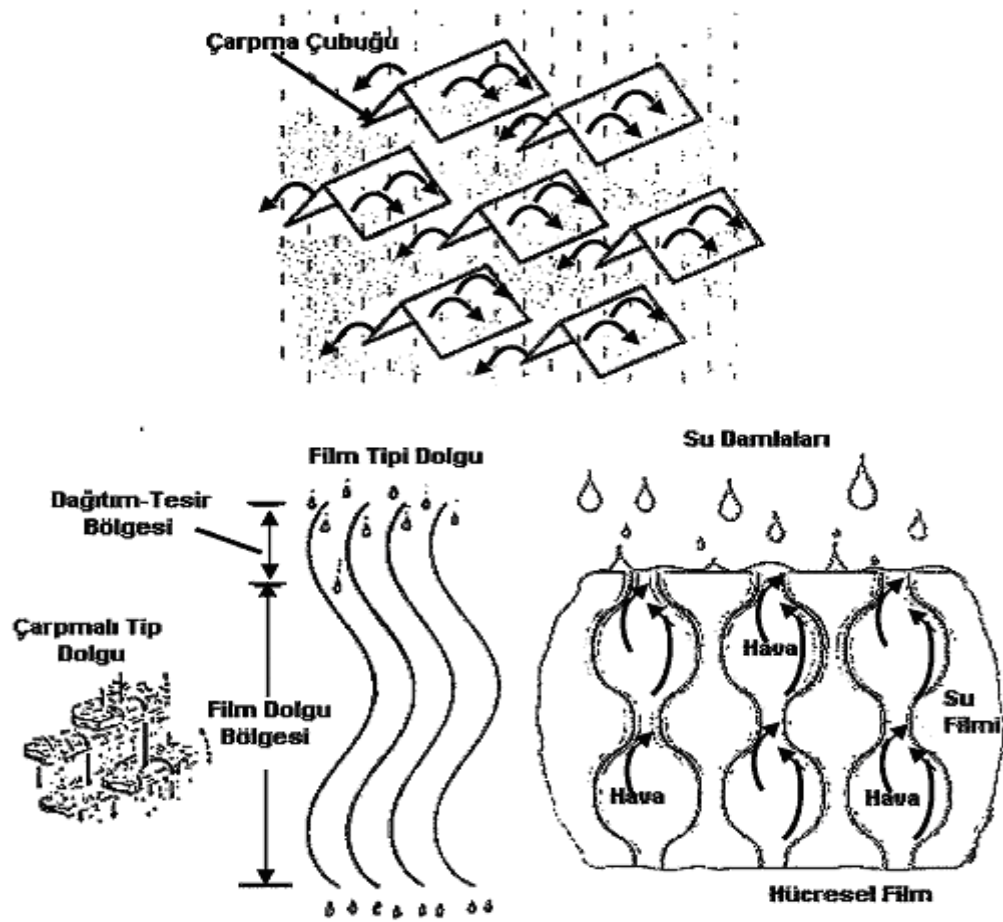


Şekil 4.4. Dolaylı temaslı

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 çevrimde 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 geçebilecek kirlilik ve pisliğin birinci soğutma çevrimine bulaşmasını önlemekte de kullanılır. Püskürtmeli kulelerde su havaya bir ısı aktarım cihazı olmadan bırakılır. Havaya maruz bırakılan su yüzeyi miktarı nozulların verimine bağlıdır. Su ile havanın temas süresi ise yüksekliğin ve su dağıtım sistem basıncının bir fonksiyonudur [ASHRAE., 1992].

Temas yüzeyini artırmak için dolgu elemanı, su dağıtım sisteminin altına yerleştirilir. Kullanılan iki tip; sıçratmalı ve film tipidir (Şekil 4.5). Sırayla yerleştirilmiş sıçratma çubukları vasıtasıyla, sıçratmalı tipte temas yüzeyi ve zamanı maksimize edilir. Dikey olarak yerleştirilen, kapalı aralıklarla bölünmüş (genellikle PVC) içinden suyun akmasını sağlayan film tipinde de benzer verim elde edilir.



Şekil 4.5. Dolgu tipleri [ASHRAE., 1992].

Her iki tipte ters akımlı hem de çapraz akımlı kulelerde uygulanabilir. Her iki tipte de kendine özgü avantajlar mevcuttur. Klima ve soğutma uygulamalarında film tipi kule boyutlarının daha kompakt olmasına izin vermektedir. Bununla birlikte sıçratmalı tip dolgu başlangıçta hava ve su dağıtımına daha az duyarlıdır [ASHRAE., 1992].

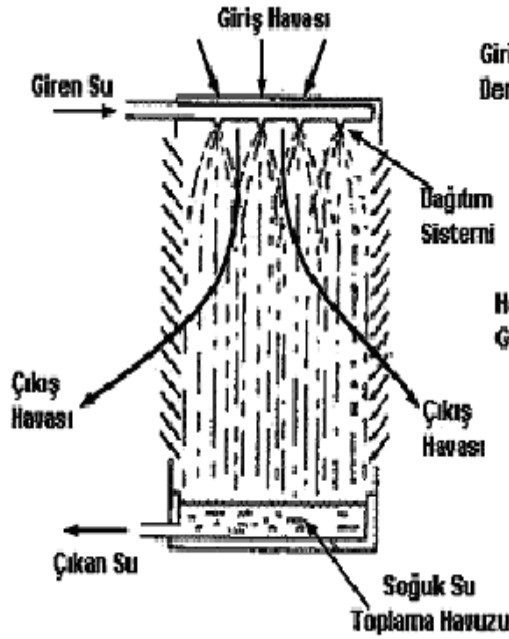
Dolaylı temaslı kulelerin kapalı çevrimli bir ısı değiştiriciye (genellikle boru demetli serpantin) ihtiyacı vardır (Şekil 4.4). Bazı tipler dış ısı değişim yüzey alanını artırmak amacıyla ilave film içermektedir [ASHRAE., 1992].

Doğrudan temaslı soğutma kulesi tipleri

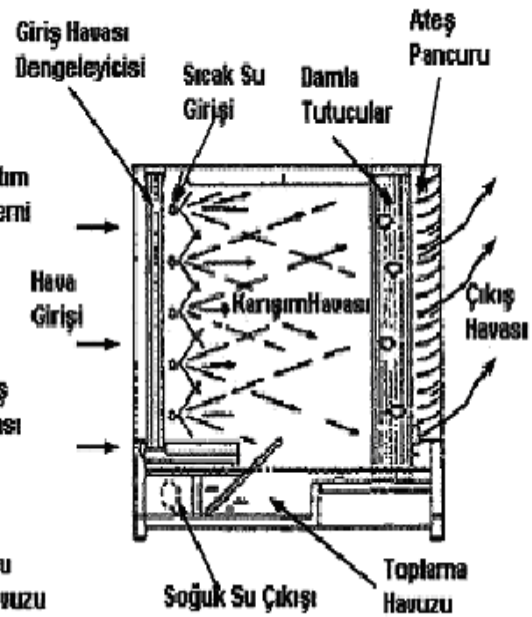
Doğal çekişli kuleler

Yoğunluk farkıyla veya püskürtülen su vasıtasıyla hava hareketini sağlayan bu cihazlar, dolgu içermezler hava hareketi için mekanik bir donanım kullanmazlar.

Püskürtülen suyun aspirasyon etkisi dikey ve yatay olarak (Şekil 4.6 ve 4.7) kule içinden hava akımının geçmesine sebep olur.



Şekil 4.6. Dikey püskürtmeli kule
[ASHRAE., 1992].



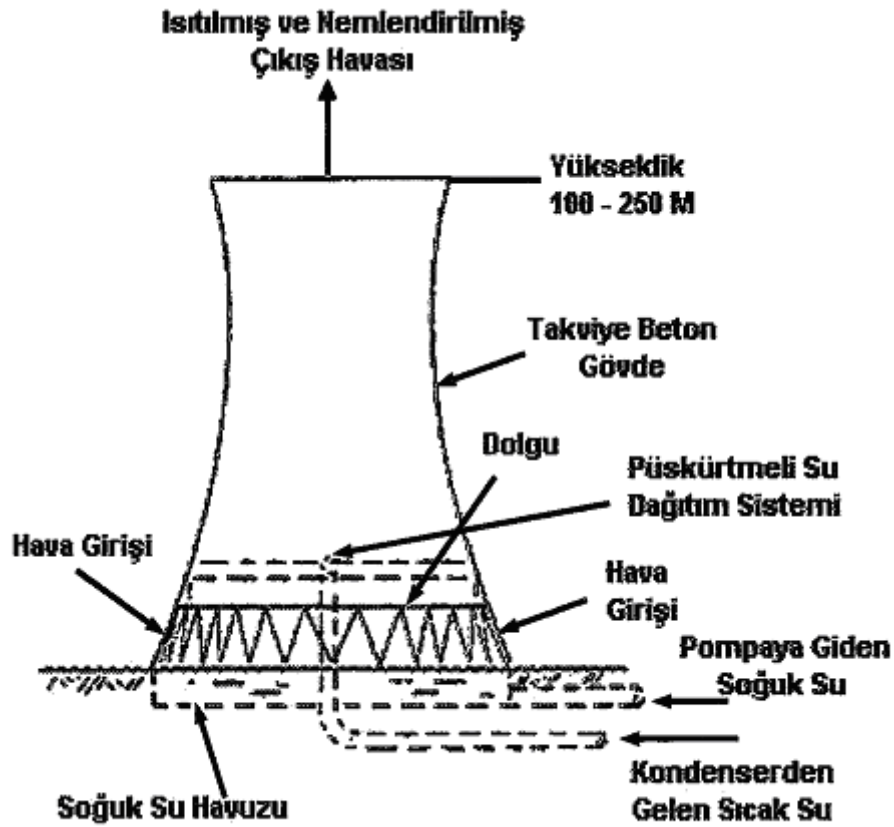
Şekil 4.7. Yatay püskürtmeli kule
[ASHRAE., 1992].

Hava hızları nispeten düşüktür, böyle kuleler çapraz rüzgâr 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 püskürtme elemanları kullanılır. Azalan yük dönemlerinde ve ortam şartlarındaki enerji kullanımını azaltabilmek için normal olarak çok hızlı veya kademeli pompalama sistemleri tavsiye edilmektedir.

Baca kuleler (Hiperbolik)

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



Şekil 4.8. Hiperbolik (baca) kuleler [ASHRAE., 1992].

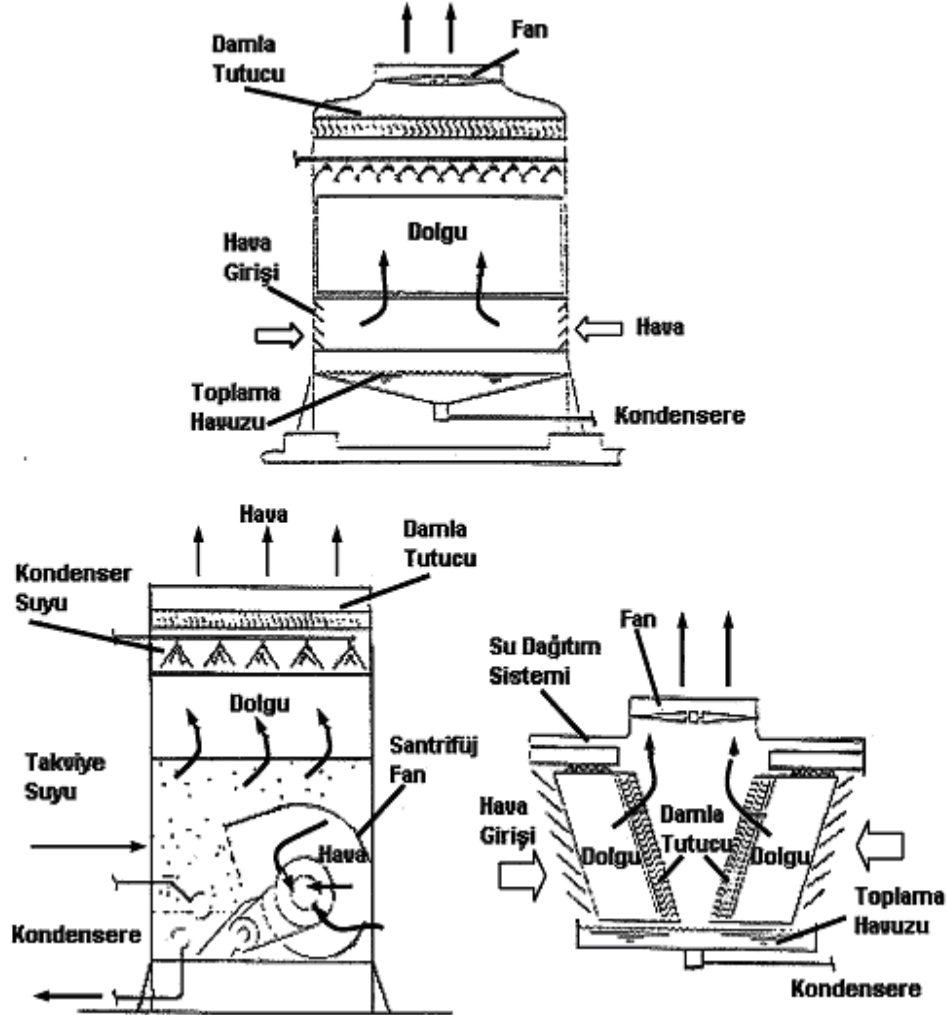
Bu ilk maliyeti yüksek ürünleri öncelikli tercih sebebi ilave güç ihtiyaçlarının azalmasındandır (fan enerjisi ortadan kalkar). Baca konstrüksiyonunda kullanılan malzemeler öncelikle çelik takviyeli beton içerirler. Kereste malzemesi ile yapılanlarda boyut sınırlaması söz konusu olmaktadır.

Mekanik çekmeli 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 doğru 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 taraflı olabilir [ASHRAE., 1992].

Kuleler genellikle fabrika montajlıdır veya tesis edileceği yerde montaj için birkaç parçadan oluşmuştur. Fabrika montajlı kulelerin çoğunluğu metal konstrüksiyondur, genellikle galvanizli çeliktir. Diğer konstrüksiyonlar ise işlenmiş ağaç, paslanmaz çelik ve plastik malzeme kullanılarak yapılmaktadır. Sahada montajı

yapılan kuleler genellikle koruyucu kaplanmış kırmızı kereste veya fiberglas takviyeli plastik ile işlenmiş köknar ağacında imal edilir. Kaplanmış metaller, özelliklede çelikler bütün kule parçaları için kullanılırlar. Beton veya seramik malzemelerin kullanılması daha büyük boyutlarla sınırlanmıştır [ASHRAE., 1992].



Şekil 4.9. Konvansiyonel mekanik çekişli kuleler [ASHRAE., 1992].

Özel amaçlı kuleler

Genellikle hava soğutmalı bir ısı değiştiricisi (kanatlı borulu) ile kombineli konvansiyonel bir mekanik çekme ünitesi içeren ıslak kuru kulelerdir [ASHRAE., 1992].

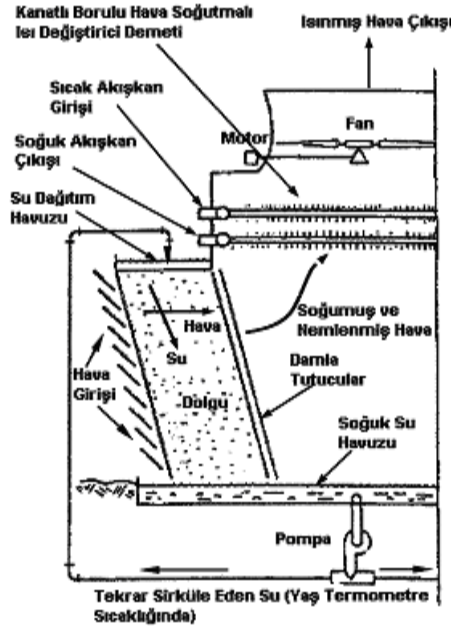
Islak kuru kulenin bir değişik şekli buharlaştırmalı, ön soğutmalı hava soğutmalı ısı değiştiricisidir. Hava soğutmalı bir ısı değiştiricisinin yaz performansını artırmak için, bir adyabatik doyurucu (hava ön soğutucusu/nemlendirici) kullanılır (Şekil 4.10).

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 4.11). Borulu ısı değiştiricileri genellikle serpantin demetleridir ve çoğunlukla serbest çekimli iç drenaj için tertip edilirler. Pompalar alt toplama havuzundan üst dağıtma havuzuna veya nozullara suyu aktarmak amacıyla sisteme entegre edilmiştir. İçteki bobin şeklindeki boru değişik malzemelerden imal edilebilir; fakat genellikle galvanizli çelik veya bakır malzemeden imal edilirler.

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 değiştiriciler ile kapalı su halkasının bağlandığı su kaynaklı ısı pompalarıdır. Kapalı çevrimli sıvı soğutucu bu halkanın içine bir kazanla arka arkaya yerleştirilir; bu şekilde belirlenmiş sınırlar içerisinde 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].

4.4. Kule Yapım Malzemeleri

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

Ağaç

Bütün statik parçalar için (metal donanım hariç) yaygın olarak ağaç kullanılır. Kızılağaç ve köknar koruyucu kimyasallarla kaplanır. Bu mikrobosid 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 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, fittingsler ve boru aksamı malzemeleri için seçilirler. Paslanmaz çelikler, çoğunlukla metal levhalar, tahrik şaftları ve korozyon 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 polivinilklorid kaplı metaller kullanılır. Son dönemlerde kulelerin tamamı için veya anahtar parçalar için özel polimerize edilmiş korozyon koruyucu sistemler ilave edilmiştir.

Plastikler

Fiberglas takviyeli polyester malzemeler geniş olarak boru aksamaları, fan silindirleri, fan pervaneleri, kaplama ve kanatçıklar 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, damla tutucu ve panjur malzemesi olarak kullanılmaktadır. Büyük borulama sistemlerinde plastik takviyeli harç kullanılır.

Beton, taş, tuğla ve kiremit

Beton genellikle sahada montajı yapılırken soğutma kulelerinin soğuk su havuzları için kullanılır ve yaygın olarak borulama da, kaplamada ve büyük kulelerin yapısal sistemlerinde özellikle güç endüstrisinde kullanılır [ASHRAE., 1992].

4.5. Seçim Şartları

Özel bir uygulama için uygun bir su soğutma ekipmanı seçimi değişik faktörlerin göz önüne alınmasını gerektirir; soğutma gücü, ekonomi, servis ihtiyacı ve şartlar. Bu faktörlerin çoğu birbiri ile 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, 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 işlemlerin her biri, toplam sahip olma, işletme ve bakım maliyetlerine alternatif cihaz seçimleri arasında karşılaştırma yapma yöntemini temin eder.

Başlangıç maliyet karşılaştırmaları aşağıdaki etkenlere göre yapılabilir [ASHRAE., 1992].

- 1-) Cihaz yapım bedeli
- 2-) Diğer sistemler ile aşağıdaki ayrıntılar içeren ortak sistemler
 - a-) Havuz 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
 - f-) Alt birikme havuzu, taşma borusu vs.
 - g-) Shut-off ve kontrol vanaları
 - h-) Kule üzerinde kullanıcılar için yürüme yolları, merdivenler ve benzeri araçlar

4.6. Yerleşim, Borulama ve Kapasite Kontrolü

Yerleşim

Bir soğutma kulesi serbest hava hareketine maruz açık bir alana yerleştirilebildiğinde, normalde bir problemle karşılaşmaz. Bununla beraber kuleler çoğunlukla bina içlerine ve etrafı çevrilmiş hacimlere yerleştirilirler. Böyle durumlarda aşağıdaki faktörler göz önüne alınmalıdır.

- Sistem etrafında yeterli ve engellenmiş bir hacim temin edilmeli ve fanlara yeterli hava tedarik edilmelidir.

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

Soğutma kulesinin gerçek yerleşimi genellikle aşağıda anlatılanların 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 süresince uygun yer seçiminde sis, rüzgâr vb. şartlar en iyi şekilde ele alınmalıdır.

Borulama

Borular standart ticari uygulamalara uygun olarak boyutlandırılmalıdır. Bütün borular, sistem parçası arasında bir miktar esneklik temin etmek suretiyle; genleşme ve büzüşmelere müsaade edecek şekilde tasarım edilmelidir. Eğer kulenin birden fazla giriş bağlantısı varsa, her üniteye debiyi uygun şekilde dengelemek için balans vanaları takmak gerekir. Üniteleri bakım onarım için ayırmak için shut-off vanalar mutlaka konulmalıdır.

Bir veya daha fazla kule paralel çalıştıklarında, kule alt birikme havuzları arasında; ünitelere giren çıkan borulardaki dengesizlikleri ve debi değişimlerini için birbiri arasına eşitleme 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 hattına 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 yaşı termometre sıcaklığı ve soğutma yükü, normal çalışma sezonu boyunca önemli değişikliklere uğramamaktadır. Bu nedenle öngörülen yoğuşma sıcaklıklarını veya proses şartlarını koruyabilmek için, bir takım kapasite kontrol yöntemlerine ihtiyaç duyarlar.

Soğutma kulelerinde kapasite kontrolünün en basit yöntemi cycling (devir) kontrolüdür. Çıkış suyu sıcaklığının 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 olunmalıdır.

İki hızlı fan motorları, fan çevrimi ile birlikte olduğunda; sadece fan çevrimli duruma göre kapasite kontrol adımlarını artırmak gerekir. 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 sahiptir. Birçok durumda modülasyon damperleri iki hızlı motorlarla kullanılmaktadır. Son dönemlerde geliştirilmekte olan fan hızlarında çeşitliliğe izin veren frekans modülasyonlu kontrol cihazları ölçülebilir kapasite kontrolü ve enerji yönetimi imkânı verirler.

Soğutma kulesi içerisinden 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 kademe pompaları içermektedir. Kapasite kontrolü için suyu by-pass etme modülasyonu yalnızca soğutma kulesi imalatçısına danışıldıktan sonra kullanılmalıdır [ASHRAE., 1992].

4.7. Kulede Ses Problemi

Soğutma kuleleri ve diğer evaporatif soğutma cihazları gibi dış ünitelerin seçimi ve yerleştirilmesinde ses önemli bir kistas 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 karşı çıkabileceklerdir. Ses problemini halletmenin maliyeti orijinal kule maliyetini aşabileceğinden, böyle bir problem sistem tasarımının ilk kademesinde göz önüne alınmalıdır.

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

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 zaman dilimlerinde ve düşük yük dönemlerinde kule ses seviyesini düşürmek için, iki hızlı fan motoru kullanmak faydalı olacaktır. Bununla beraber, düzensiz değişen bir ses, sabit bir ses seviyesine göre daha az kabul edilebilir olduğundan, fan motor çevrimini minimum seviyede tutmak gerekir.

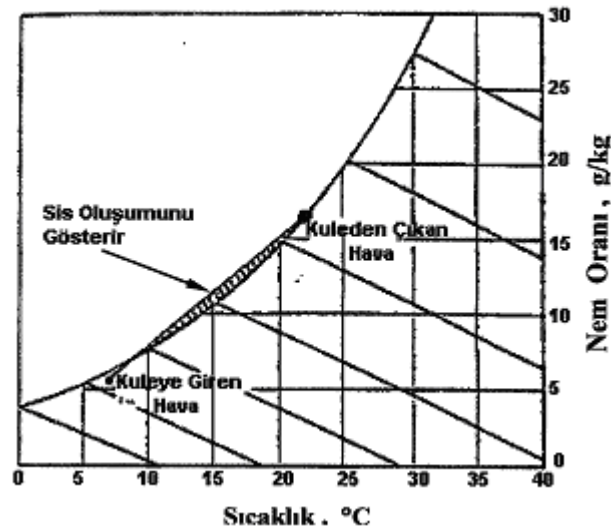
Çok kritik durumlarda, sese duyarlı alan ile kule arasında engelleyici duvarlar olması gibi etkili çözümler bulunabilir. Birçok imalatçıda kule için özel tasarım edilmiş ses düşürücüler temin edilebilir [ASHRAE., 1992].

4.8. 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 psikometrik diyagram üzerinden havanın kule giriş şartlarını temsil eden noktadan, kule çıkış şartlarını temsil eden noktaya doğru çizilen düz bir çizgi ile doğrudan tespit edilebilir (Şekil 4.11).

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



Şekil 4.11. Psikometrik diyagram üzerinde sis oluşumun tespiti [ASHRAE., 1992].

Sis oluşumunu azaltmanın ve önlemenin değişik yöntemleri olabilir. Bunlar kule egzoz havasını ısıtan doğalgaz brülörleri veya buhar eşanjörleri olabileceği gibi, kule çıkışında püskürtülen kimyasallarda olabilir. Bununda 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 civarında çevreye etkileri göz önüne alınmalıdır [ASHRAE., 1992].

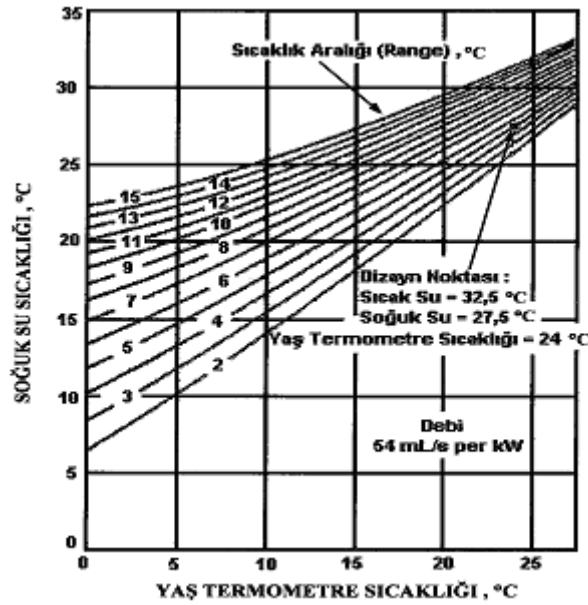
4.9. Kule Performans Eğrileri

Isı yükü ve debi birlikte soğutma kulesinin uyacağı çalışma bölgesini temsil eder. 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 kuleden kuleye değişirler. Soğutma kuleleri hidrokarbon işleme endüstrilerindeki 65–70°C su sıcaklıkları yüksek olan geniş ve çeşitli sıcaklık seviyelerine uyum sağlayabilmektedir. Klima ve soğutma endüstrilerinde kuleler genellikle 32°C den 46°C ye kadar olan su sıcaklığı bölgesine uygulanır. Böyle kuleler için tipik tasarım şart 35°C sıcak su, 29,4°C soğuk su ve 25,6°C yaş termometre sıcaklıklarıdır.

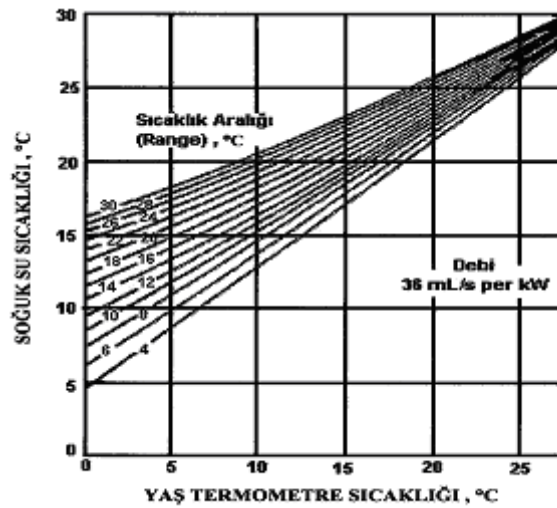
Tipik bir klima sistemi için kullanılan, bir soğutma kulesinin performansını hesaplama tarzı Şekil 4.12–15 de gösterilmektedir. Örnek kule giriş yaş termometre sıcaklığı 25,6°C ve su 35°C den 29,4°C'ye soğutulurken kilowatt başına 54 mL/s debi için seçilmiştir. Diğer yaş termometre sıcaklıklarında işlem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

4.10. Soğutma Kuleleri 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 değişebilmektedir. 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 40°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.



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 Kuleleri 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 bütünleşmesine engel olmak için, periyodik olarak tasfiye kanalına deşarj edilen su.

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

Telafi: Buharlaşmayla, yığıntıyla, aşağı akışla kaybedilen suyun karşılanması için, devir daim yapan suya eklenen su.

Aralık: Soğutma suyunun kuleye giriş sıcaklığı T_{te} ile kuleden çıkış sıcaklığı T_{tl} arasındaki fark.

Kule katsayısı: Tipik bir soğutma kulesinde telafi suyunun devri daim yapan soğutma suyunun yaklaşık %2'si olması nedeniyle, telafi suyu ile arasındaki 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 aşağıdaki gibi hesaplanabilir.

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

Burada,

$\dot{m}_w, \dot{m}_a$: 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

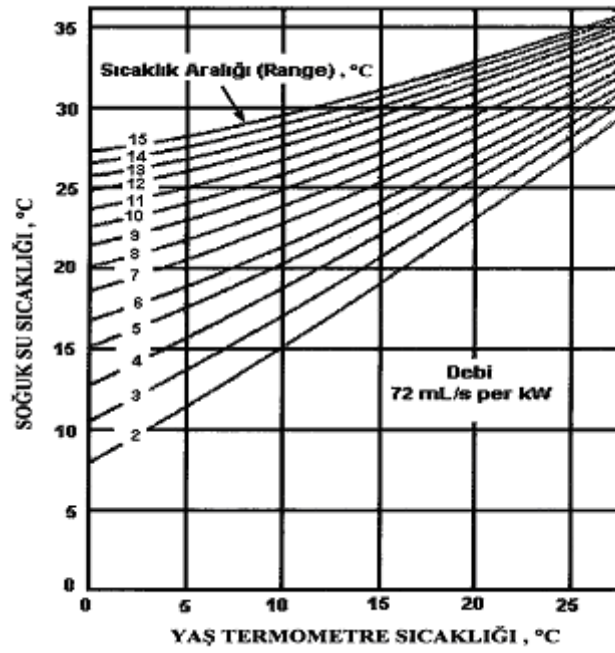
Soğutma suyunu ve hava akımını ayıran doymuş hava filminin ısıl direnci dikkate alınmazsa, hava-su ara yüzeyinden hava akımı gövdesine olan birleştirilmiş ısı ve kütle aktarımı, şu şekilde hesaplanabilir.

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

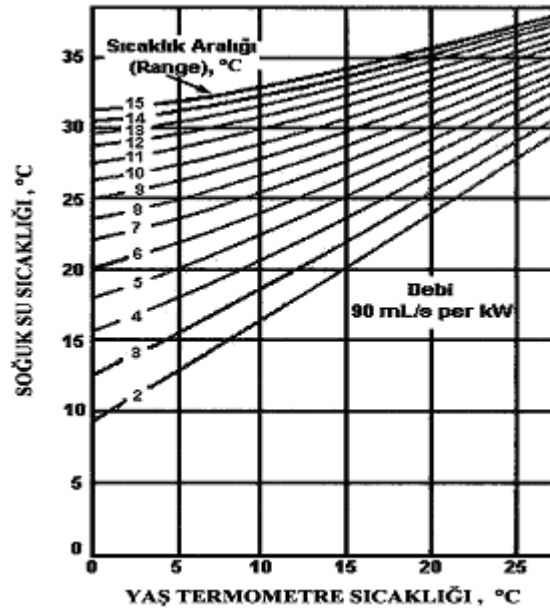
K_m : Kütle aktarım katsayısı, kg/s m²

H_s : Doymuş hava filminin entalpisi, kJ/kg

A : Hava su ara yüzeyinde yüzey alanı, m²



Şekil 4.14. % 133 tasarım debisinde soğutma kulesi performansı [ASRAE., 1992].



Şekil 4.15. % 133 tasarım debisinde soğutma kulesi performansı [ASRAE., 1992].

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

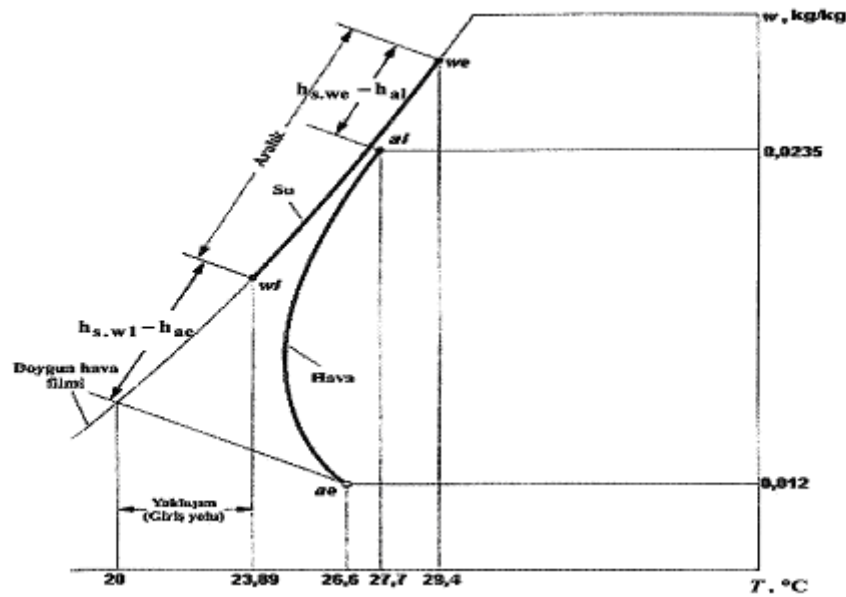
$K=K_m/C_{pw}$ olsun. Denklemler (4.1) ve (4.2)'i birleştirerek.

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

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 kütle aktarımı prosesi

Şekil 4.16–17'de, 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 $T_{wf}=23,89^\circ\text{C}$ soğutulmaktadır. Soğutma suyu sıcaklığına karşılık gelen, doymuş hava filminin sıcaklığı, doyurma eğrisi boyunca düşmektedir ve $w_e - w_1$ doğrusu ile temsil edilebilir.

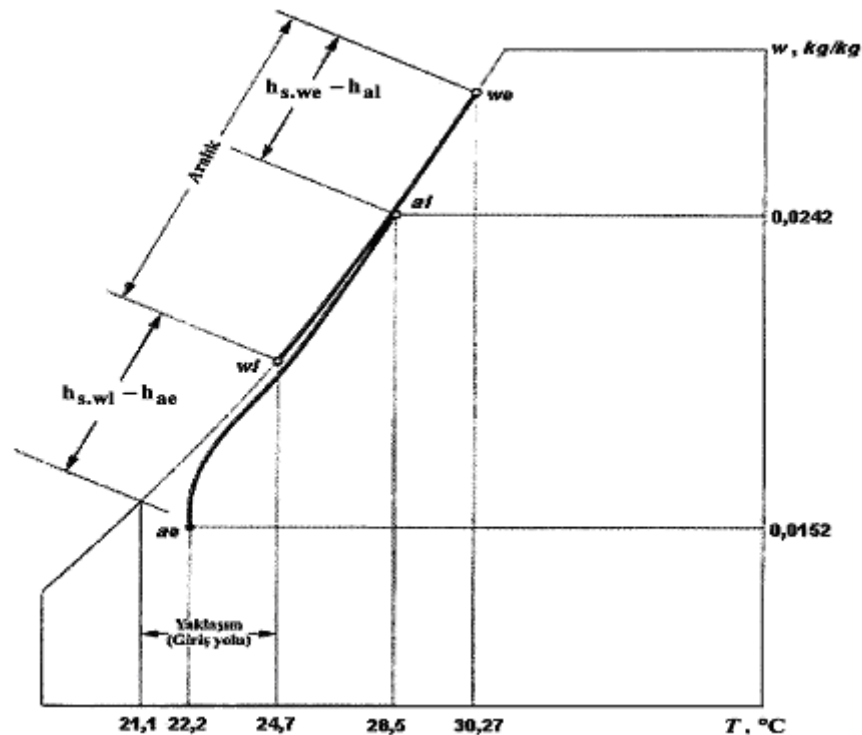


Şekil 4.16. Ters-akımlı bir soğutma kulesi için olan ısı ve kütle aktarım prosesi: (a) giriş yapan hava, $26,6^\circ\text{C}$ kuru termometre ve 20°C yaş termometre sıcaklıklarında [Shan., 1994].

Hava ters akımlı kuleye, $T_{ae}=26,6^\circ\text{C}$ 'lik kuru hazne sıcaklığında ve $T_{ae}=20^\circ\text{C}$ 'lik yaş termometre sıcaklığından daha yüksek olmasından dolayı; hava önce, hava sıcaklığı su sıcaklığına yaklaşıncaya kadar, buharlaşma yoluyla soğutulur. Bundan sonra, hava nemlendirilir ve ısıtılır. Çünkü su sıcaklığı daha yüksektir. Hava esas olarak, kulenin tepe çıkışında doymuş hale getirilir. Havanın nemlendirilme ve ısıtılma prosesi, Şekil 4.16'da gösterilen ae-al eğrisiyle temsil edilmiştir.

Soğutma suyu girişindeki ısı ve kütle aktarımı için olan itici potansiyel, doymuş hava filmi ve hava arasındaki entalpi farkıyla $((h_s, w_e) - h_{a1})$ gösterilmiştir. Dolgudan sonra gelen su teknesinin yukarısında, $(h_s, w_1 - h_{ae})$ ile gösterilmiştir.

Buharlaştırma yoluyla nemlendirmede, soğutma suyundan havaya ısı aktarımı, toplam ısı aktarımının % 5'i kadar olan bir değerdir. Şekil 4.17'de aynı ters-akımlı soğutma kulesi için $T_{ae} = 22,2^\circ\text{C}$ ve $T_{ae} = 21,1^\circ\text{C}$ de girmektedir; su $30,7^\circ\text{C}$ den $24,7^\circ\text{C}$ a soğutulabilir. $T_{w1} > T_{ae}$ olduğundan, hava doyurulma eğrisine hemen hemen paralel bir eğri boyunca, nemlendirilir ve ısıtılır. İtici potansiyel, hala, doymuş bir hava filmi ile hava arasındaki entalpi farkıdır. Havada, tepe çıkışında, yaklaşık olarak doymakta ve doyma eğrisi üzerinde al noktasına yaklaşmaktadır. Bu koşul altında, duyulur ısı aktarımı, toplam ısı aktarımının yaklaşık % 23 ü kadardır. Bu değer göstermektedir ki, yağmurlu günlerde dahi, hava, kuleye hemen hemen doymuş bir halde girdiğinde, su ve hava arasında hala gizli ve duyulur ısı aktarımı olmaktadır. İtici potansiyel, esas olarak, kendileri ile temas halindeki havadan daha yüksek sıcaklık derecesinde olan ve soğuyan su damlacıklarını çevreleyen doymuş hava filminin daha yüksek entalpisinden kaynaklanmaktadır [Shan., 1994].



Şekil 4.17. Ters-akımlı bir soğutma kulesi için olan ısı ve kütle aktarım prosesi; (b) giriş yapan hava, $22,2^\circ\text{C}$ kuru termometre ve $21,2^\circ\text{C}$ yaş termometre sıcaklıklarında [Shan., 1994].

Kule kapasitesi, kule büyüklüğü ve kule katsayısı

Denklem (4.2) aşağıdaki şekilde yazılırsa,

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

Denklem (4.4)'de, soğutma suyundan uzaklaştırılan toplam ısı veya eşitliğin ilk tarafı 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 püskürtülen su arasında olduğu gibi, aynı zamanda, dolgu ve su teknesi arasındaki boşlukta da gerçekleşmektedir. Kolaylık açısından, bunlar, dolgunun hacmine dâhil olarak düşünülebilir.

Kule katsayısı KaV/m_w , $m \text{ Kg}^\circ\text{C/Kj}$ 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 aşağıdaki gibi 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, dolgunun enine konumunun da bir fonksiyonudur. Çapraz akımlı kuleler için, bir teorik termal analiz, ters akımlı kuleler için olandan daha karmaşıktır.

4.12. Soğutma Kulesi Performansını Etkileyen Faktörler

Su ile soğutulan bir kondenser için bir soğutma kulesinin seçilmesindeki kriterler, kondenserde geri çevrilen toplam ısıнын etkili şekilde uzaklaştırılması ve kompresörlerde, kondenser fanlarında ve kondenser su pompalarında enerji tüketimi

toplamlarının en aza indirilmesidir. Kule aralığının, su-hava oranının, giriş yolunun, dolgu biçiminin ve su dağıtım sisteminin uygun seçimi, bir soğutma kulesi performansını doğrudan etkiler.

Aralık ve su devir oranı

Aralık ve buna karşı gelen su-devir oranı, tasarım sırasında belirlenen başlıca parametrelerdir. Aralık su ile soğutulan kondenslerden geri çevrilen ısıya ve kondenser soğutma suyunun devir oranına bağlıdır.

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

Su-devir oranı ne kadar büyükse, aralık o denli küçük olur. Bunun tersi olarak, daha küçük bir $\dot{m}_w$, 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 $\dot{m}_w$, aşağıdaki anlamalara gelmektedir.

- Daha düşük yoğuşma basıncı ve sıcaklığı
- Daha büyük $\dot{M}_w$ 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 $\dot{m}_w$ 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 yükte çalışmada, hem aralık hem de T_{tl} daha düşüktür. Son yıllarda, hava iklimlendirme sistemleri için $-12,2^\circ\text{C}$ den daha büyük ($-11,1^\circ\text{C}$ hatta $-9,4^\circ\text{C}$ gibi) bir aralık kullanmaya yönelik bir akım oluşmuştur. Spesifik koşullardaki uygun değer aralığı belirlemek için, bir maliyet analizi gereklidir [Shan., 1994].

Kule katsayısı ve su-hava oranı

Soğutma kulesi performansı, sıcaklıkla, alan testleriyle belirlenir ve bir deneye dayalı ilgileşim şeklinde sunulur.

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

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) değerini alır. Webb'e göre, üs değeri m, 0,7 ile 1 arasında değişmektedir. Denklem (4.7)'deki ilgileşimden, 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 $KaV/\dot{m}_w$, % 52 artar (Shan., 1992).

Giriş yolu (yaklaşım)

Giriş yolu, lokal açık hava tasarımı yaşı termometre T_o ' 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 doğrudan 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°C) 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 den 5°C' düştüğünde, kule büyüklüğü % 65 civarı artabilir. (-15°C) altında bir yaklaşım, çok büyük bir kule gerektirir ve buda ekonomik olmadığı için tavsiye edilmez [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 bir 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 bir şekilde kullanılmaktadır. Sıçratma çubukları ve daha son zamanlarda geliştirilmiş olan, hücresel film sıçratma çubukları, suda mevcut olan kir pislik tarafından kolay tıkanmama avantajına sahiptirler; ayrıca, sıçrama fiili aynı zamanda, suyu farklı seviyelerde yeniden dağıtabilmektedir. Buna karşı, alan pratiği göstermiştir ki, ahşap malzemeden sıçrama çubukları, polivinil klorürden (PVC) yapılmış hücresel filmde dolgularla değiştirildiğinde, kuleyi terk eden kondenser suyunun sıcaklığı, önceki performans değerleri ile mukayese edildiğinde, 16,6°C düşmüştür. Kirlenmiş su, bir PVC hücresel film dolguda soğutulmadan önce, süzülmesi veya kimyasal işleme tabi tutulmalıdır.

Kule performansı konusunda, eşit bir su dağıtım sistemi çok önemlidir; özellikle ters akımlı kuleler için. Son zamanlarda geliştirilmiş bir büyük ağızlı kare plastik fiskeye, ilke olarak tıkanmaktadır ve dolgu üzerinde eşit seyirli bir püskürtme sağlayabilmektedir [Shan.,1994]. Ayrıca, küçük ağızlı konik fiskeyelere göre çok daha büyük bir püskürtme kapasitesine sahiptirler ve yine bu nedenlerden dolayı bakımı ve temizliği kolaydır.

4.13. Soğutma Kulesinin Çalışmasında Göz Önünde Tutulan Unsurlar

Yeniden dolaşım ve müdahale

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 rüzgâr, bir soğutma

kulesi ile karşılaştığında, atmosfer basıncından daha düşük bir basınç, kulenin rüzgâr altı tarafında oluşur. Bu nedenle, egzoz havası, hava girişine 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 olağan dışı olaya, müdahale adı verilmektedir. Müdahale, yazın baskın olan rüzgâr hızı dikkate alınarak ve soğutma kulelerinin yapı planlarını uygun şekilde yaparak, minimize edebilir.

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 buda gerekli olandan daha düşük bir hava hızını doğurabilir. Yetersiz hava akımı, ısı ve kütle aktarımının etkinliğine zarar verir buda, daha büyük bir yaklaşım aralık sonucunu verir; böylelikle de daha yüksek bir yoğunlaşma basıncı elde edilir [Shan., 1994].

Donmadan korunma ve sislenme

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

Bir elektrikli daldırma ısıtıcısı, donmadan korunma 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 aracılığı ile doğrudan, giriş pencerelerinin iç yüzeyleri üzerine dağıtılabilir. Bu fiil, pencerelerin iç yüzeyleri içerisinde buz toplanmasını elimine eder.

Soğutma kulesinden egzoz edilen daha sıcak ve esas olarak doymuş hava, soğuk havada, çevreleyen daha serin hava ile karıştırıldığında, karışım aşırı doymuş hale gelir ve fazla su buharı sis olarak yoğunlaşır. Buna genellikle sislenme veya kuş tüyü adı verilir. Sislenme, soğutma kulelerini, görülebilir 'kuş tüyleri' ve onların yakın çevre üzerindeki etkileri nahoş olamayacak bir şekilde konumlandırmak suretiyle, minimize edilmelidir [Shan., 1994].

5. ISI DEĞİŞTİRİCİLERİ

Mühendislik uygulamalarının en önemli ve en çok karşılaşılan işlemlerinden birisi, farklı sıcaklıklarda iki veya daha fazla akışkan arasındaki ısı değişimidir. Bu değişimin yapıldığı cihazlar, genellikle ısı değiştirici olarak adlandırılmakta olup birçok endüstriyel uygulamalarda kullanılmaktadır [Genceli., 1999].

Isı değiştiricileri, kullanım gayesine, ısı geçiş şekline, akış türüne, akışkan sayısına veya akışkanların faz değişimlerine göre, değişik konstrüksiyonlarda, kapasitelerde ve boyutlarda olabilirler. Mühendislik uygulamalarında çok değişik tiplerde bulunabilen ısı değiştiricilerinin, kullanıldığı alana göre dizaynı ve optimizasyonu büyük önem taşımaktadır. Isı değiştiricilerin dizaynı ve optimizasyonunda pek çok parametre etkilidir. Isı değiştiricinin konstrüksiyonu, performans parametreleri (sıcaklıklar, debiler, basınç düşümleri), akışkanların tipleri, fazları, ekonomik faktörleri, ısı geçiş mekanizması, ısı değiştiricilerin tasarımında ve verimli bir şekilde kullanılmasında etkilidir [Genceli., 1999].

Mühendislik uygulamalarında pek çok ısı değiştirici konstrüksiyonları kullanılmaktadır. Bunlar; borulu ısı değiştiriciler, plakalı ısı değiştiriciler, genişletilmiş yüzeyli ısı değiştiriciler ve rejeneratif ısı değiştiricileridir. Hava soğutmalı ısı değiştiricileri, çevre havasının boruların dışından akarken boruların içinden akan akışkanı yoğunlaştırmak veya soğutmak için kullanılan borusal ısı değiştiricilerdir.

5.1. Isı Değiştiricilerin Sınıflama Türleri

1- Isı değişim şekline göre sınıflama

a- Akışkanların doğrudan temaslı olduğu ısı değiştiricileri

b- Akışkanlar arasında doğrudan temasın olmadığı ısı değiştiricileri

2- Isı geçişi yüzeyinin ısı geçişi hacmine oranına göre sınıflama(kompaktlık)

a- Kompakt olmayan ısı değiştiricileri

b- Kompakt ısı değiştiricileri

3- Akışkan sayısına göre sınıflama

a- İki akışkanlı

b- Üç akışkanlı

c- Çok akışkanlı

4- Isı geçişi mekanizmasına göre sınıflama

a- İki tarafta da tek fazlı akış

b- Bir tarafta tek fazlı diğer tarafta çift fazlı akış

c- İki tarafta da çift fazlı akış

d- Taşınım ve ışınlama beraber ısı geçişi

5- Konstrüksiyon özelliklerine göre sınıflama

a- Borulu ısı değiştiricileri

- Düz borulu ısı değiştiricileri
- Spiral borulu ısı değiştiricileri
- Gövde borulu ısı değiştiricileri

b- Levhalı ısı değiştiricileri

- Contalı levhalı ısı değiştiriciler
- Spiral levhalı ısı değiştiricileri
- Lamelli ısı değiştiricileri

c- Kanatlı yüzeyli ısı değiştiricileri

- Levhalı kanatlı ısı değiştiricileri
- Borulu kanatlı ısı değiştiriciler

d- Rejeneratif ısı değiştiriciler

- Sabit dolgu maddeli rejeneratörler
- Döner dolgu maddeli rejeneratörler

e- Karıştırılmalı kaplar

6- Akıma göre sınıflama

a- Tek geçişli ısı değiştiriciler

- Paralel akımlı ısı değiştiriciler
- Ters akımlı ısı değiştiriciler

- Çapraz akımlı ısı değiştiriciler
- b- Çok geçişli ısı değiştiriciler

- Çapraz-ters ve çapraz-paralel akımlı ısı değiştiriciler
- Çok geçişli gövde borulu ısı değiştiriciler
- n adet paralel levha geçişli ısı değiştiriciler

5.1.1. Isı Değişim Şekline Göre Sınıflama

Isı değiştiricileri, akışkanlar arasında veya katı cisimlerle bir akışkan arasında doğrudan veya dolaylı temaslı olmasına göre ikiye ayrılır [Genceli., 1999].

5.1.1.1. Akışkanlar arasında doğrudan temasın olduğu ısı değiştiricileri

Isı doğrudan temaslı ısı değiştiricilerinde aralarında doğrudan temasın olduğu soğuk ve sıcak akışkanlar arasında iletilir. Tek sınırlama, akışkanların karıştırılmaz cinsten olmasıdır. Soğutma kuleleri, püskürtmeli ve tablalı yoğuşturucular bu tip ısı değiştiricilerine iyi bir örnek olabilir [Genceli., 1999].

5.1.1.2. Akışkanlar arasında doğrudan temasın olmadığı ısı değiştiricileri

Dolaylı temaslı ısı değiştiricilerinde, ısı enerjisinin bir ısı transferi yüzeyi (akışkanları ayıran bir cidar) boyunca sıcak ve arasında değişimi sağlanır. Isı enerjisi, ayırıcı cidar boyunca transfer edilirken soğuk ve sıcak akışkanlar aynı anda akarlar ve bu akışkanlar birbirine karışmazlar [Çeteci., 1989].

- Isının depolandığı ısı değiştiricileri: Bunlarda önce sıcak akışkan belirli bir süre değiştirici içindeki dolgu maddesinin yüzeyleri üzerinden geçirilerek dolgu maddesi ısıtılır. Daha sonra ısınan bu dolgu maddesinin yüzeyleri üzerinden soğuk akışkan geçirilerek ısınması sağlanır. Bu tipten ısı değiştiricilerine rejeneratör adı da verilir.
- Akışkan yataklı ısı değiştiricileri: Akışkan yatağa, içinden diğer bir akışkan geçtiği ısı geçiş boruları yerleştirilerek, taneciklerin doğrudan kurutulması yanı sıra, arasında temasın olmadığı bir ısı değiştiricisi tipide elde edilebilir.

5.1.2. Isı Geçişi Yüzeyinin Isı Geçişi Hacmine Oranına Göre Sınıflama

Bu sınıflama kompakt olan ve kompakt olmayan olarak ikiye ayrılır. Yüzey alanı oranı (β) $700 \text{ m}^2/\text{m}^3$ büyük ise kompakt, küçük eşit ise kompakt olmayan olarak sınıflandırılır [Genceli., 1983].

$$\beta = \text{Isı geçiş yüzeyi (m}^2\text{)} / \text{Isı değiştiricisi hacmi (m}^3\text{)}$$

Levha ve kanatlı yüzeyli ısı değiştiricilerinde;

$$\beta = A_{\text{sıcak}} / V_{\text{sıcak}} \quad \text{veya} \quad Q = K(B V_{\text{sıcak}}) \Delta T_m$$

$$A_{\text{soğuk}} / V_{\text{soğuk}} \quad \text{veya} \quad Q = K(\beta V_{\text{soğuk}}) \Delta T_m$$

Burada;

A =Isı geçişi olan yüzeyi

V =Hacmi

K =Toplam ısı geçiş katsayısını

ΔT_m =Ortalama logaritmik sıcaklık farkı

Literatürde genel olarak $\beta > 700 \text{ m}^2/\text{m}^3$ (veya $d_h = 5 \text{ mm}$) olan ısı değiştiricileri kompakt olarak göz önüne alınır.

Kompakt ısı değiştiricileri ağırlıktan, hacimden kazanç sağladığı ve daha esnek bir projelendirmeye olanak sağladığı için kompakt olmayan ısı değiştiricilerine göre tercih edilebilir.

5.1.3. Farklı Akışkan Sayısına Göre Sınıflama

Isı değiştiricileri iki, üç ve çok akışkanlı olarak sınıflandırılabilirler. Çoğunlukla ısı değiştiricileri iki akışkanlıdır. Üç akışkanlı ısı değiştiricileri kriyojenide geniş uygulama alanı bulduğu gibi hava ayırma sistemleri, saflaştırma, hidrojenin sıvılaştırılması, amonyak sentezi gibi kimyasal ve proses endüstrilerinde de kullanılırlar. Üç ve çok bileşenli ısı değiştiricilerinin tasarımı oldukça karmaşıktır.

5.1.4. Isı Geçiş Mekanizmasına Göre Sınıflandırma

İki tarafta da tek fazlı akış, bir tarafta tek fazlı diğer tarafta iki fazlı akış, iki tarafta da iki fazlı akış, taşınım ve ışınlama beraber ısı geçişi olmak üzere dörde ayrılır.

5.1.5. Konstrüksiyona Göre Sınıflama

5.1.5.1. Borulu ısı değiştiricileri

Bu tip ısı değiştiricileri eliptik, dikdörtgen ve genellikle dairesel borulardan meydana gelmişlerdir. Akışkanlardan biri borunun içinde, diğer akışkan ise borunun dışında akar. Boruların çapları, sayıları, uzunlukları, merkezleri arası mesafe ve boru düzeni değişebilir. Bu tip ısı değiştiricileri yüksek basınçlarda rahatlıkla kullanılabilir.

- **Düz borulu ısı değiştiricileri**

Pratikte çift borulu olanların yanı sıra, boru demetinden yapılmış çeşitlerine de rastlanır. Çift borulu olanlar en basit, ısı değiştirici tipidir. Sistem genellikle aynı eksenli iki borudan yapılır. Akışkanlardan biri içteki borudan akarken, diğer akışkan dışarıdaki borudan akar. Akışkanların akış yönleri paralel veya ters akımlı olabilir [Genceli., 1983].

- **Spiral borulu ısı değiştiriciler**

Bir veya daha fazla borudan yapılmış spiral ile bu spiralin dışındaki bir depodan meydana gelir [Genceli., 1983]. Soğutma sistemlerinde kullanılan yan eksenel kondenser ve yan eksenel evaporatör olarak da tasarlanabilir. Spiral boruların ısı transfer katsayısı, düz borudakine göre daha yüksektir. Isıl genleşmelerin oluşturduğu gerilme problemleri bu ısı değiştiricilerinde yoktur [Genceli., 1983].

- **Gövde borulu ısı değiştiriciler**

Bu tip ısı değiştiriciler, silindirik bir gövde ile bunun içindeki birbirine paralel borulardan meydana gelir. Akışkanlardan biri boruların içinden, diğer akışkan ise gövde içerisinden akar [Genceli., 1983]. Ana elemanları; borular veya boru demeti, boruların tespit edildiği ön ve arka aynalar ile gövde içerisindeki akışı yönlendiren perdelerdir. Petrol rafinerilerinde, termik santrallerde, güç santrallerinde ön ısıtıcı olarak kullanılırlar.

- **Özel gövde borulu ısı değıştircileri**

Bu ısı değıştircileri konstrüktif olarak klasik gövde borulu ısı değıştircilere benzemesine rağmen, özel kullanımlar için imal edilirler. Korumalı gövde borulu ve grafit gövdeli ısı değıştirci modelleri vardır [Genceli., 1983].

5.1.5.2. Levhalı ısı değıştircileri

Bu tip ısı değıştircilerinde akış, oluklu kanatlar arasına sıkıştırılmış olan yassı ince metal levhalarla ayrılmıştır. Bu yüzey düz ve dalgalı olabilir. Borulu tip gibi yüksek basınç sıcaklıklarda kullanılamazlar.

- **İnce film ısı değıştircileri**

Çok yüksek viskoziteli ve sıcaklığa duyarlı maddelerin ısıtılmasında ve soğutulmasında ince film ısı değıştircileri önemli uygulama alanı olur. Değıştirci içinde sıcaklığa duyarlı maddelerin kısa kalış süresi ve büyük ısı taşınım katsayılarına sahip olmaları nedeniyle, pratikte çoğu zaman bu ısı değıştircileri buharlaştırıcı olarak kullanılır [Genceli., 1983].

- **Contalı levha ısı değıştirciler**

Akışkanları ayıran oluklu veya dalgalı şekildeki ince levhalardan bir paket yapılarak elde edilir. Metal levhalar arasında contalar vardır. İstenildiği kadar levha ilave edilerek yüzey artırılabilir. Levhalar arası boşluklardan akışkanlar akar. Isı transferi bütün levha yüzeyi boyunca olur. Kolaylıkla temizlenebildikleri için besin, içki, süt, makyaj ve kâğıt endüstrilerinde geniş olarak kullanılırlar. Levha kalınlığı genellikle 0,5–1,2 mm, levhalar arasındaki boşluk ise 5–6 mm değerindedir. Levha malzemesi olarak karbonlu çelik, alüminyum, bakır ve bakır alaşımları, paslanmaz çelik, nikel ve molibden alaşımları kullanılabilir.

- **Spiral levhalı ısı değıştirciler**

İki uzun paralel levhanın spiral şekilde sarılması ile elde edilir. İki levha arasına konan sapmalar ile düzgün bir boşluk sağlanabilir. Levhaların iki tarafı contalı bir kapak ile kapatılır. Akışkanlar birbirine ters veya paralel akacak şekilde düzenlenebilir. Temizlenmesi kolay olduğundan bu ısı değıştircisi tortu yapabilecek akışkanlar için çok uygundur. Bu yüzden özellikle kâğıt endüstrisinde, sülfat ve sülfat fabrikalarında bu ısı değıştirciler tercih edilir. Oldukça kompakt olmalarının yanında özel imalatları nedeniyle pahalıdırlar. Maksimum yüzey 150 m², maksimum işletme basıncı 10 bar ve maksimum işletme sıcaklığı 500°C ile sınırlıdır.

- **Lamelli ısı değiştiricileri**

Lamelli ısı değiştiricisi gövde içerisine yassılaştırılmış borulardan yapılmış bir demetin yerleştirilmesi ile elde edilir. Bu borulara lamel adı verilir ve genellikle punta veya elektrik dikiş kaynağı ile birbirine tutturulur. Gövde içinde ayrıca perdeler bulunmaz. Akışkanlar birbirine göre ters veya paralel akabilir. Hidrolik ap küçük olduğundan büyük ısı taşınım katsayıları elde edilebilir. Teflon conta kullanıldığında maksimum 200°C, asbest conta kullanıldığında maksimum 500°C sıcaklık değerlerine ve 20 bar basına kadar çıkabilirler. Bu ısı değiştiricileri kâğıt, besi ve kimya endüstrilerinde uygulama alanı bulmaktadır.

5.1.5.3. Kanatlı yüzeyle ısı değiştiricileri

Ana ısı transfer yüzeyinde (boru veya levha) kanatların veya diğer ilave çıkıntıların ısı transfer yüzeyini artırmak amacıyla kullanıldığı ısı değiştiricileridir. Gaz tarafındaki ısı transfer katsayısı, sıvı tarafındakinden daha düşük olduğu için kanatlı ısı transfer yüzeyleri genelde gaz tarafında kullanılır.

- **Levhalı kanatlı ısı değiştiricileri**

Genelde düşük sıcaklık tesislerinde akışkanlar arasındaki sıcaklık farkının (1°C den 5°C ye kadar) düşük olduğu yerlerde kullanılırlar. Sahip oldukları akışa göre çeşitli şekillerde (paralel, ters veya çapraz akış) düzenlenebilirler. Birim hacmin ısı transfer alanına oranı $2000 \text{ m}^2/\text{m}^3$ civarında olduğundan oldukça kompakt yapıya sahip oldukları söylenebilir. Levhalar boyunca ve levhadan levhaya iyi bir akış dağılımı sağlamak için bu ısı değiştiricilerinin girişine özel sistemler konur. Levhalar 0,5–1,0 mm ve kanatlar 0.15–0.75 mm kalınlığındadır. Kanatlar, paralel levhalar halindeki yüzeyler arasına mekanik olarak preslenerek, lehimlenerek veya kaynak ile tutturulur. Kanat tipleri; düz kanat, düz delikli kanat, testere dişli kanat, dalgalı kanat. Levhalı kanatlı ısı değiştiricilerinin uygulama alanları gaz ve buhar türbinleri, otomobil, uçak motorları, soğutma sistemleri, ısı pompaları, soğutma makineleri, klima tesisleri, elektronik devrelerin soğutulması, nükleer santral ve kimya endüstrisidir.

- **Borulu kanatlı ısı değiştiricileri**

Bu ısı değiştiricileri bir tarafında gaz, diğer tarafında sıvı bulunduğu durumlarda kullanılırlar. Gaz tarafındaki ısı transfer katsayısı, sıvı tarafındaki ısı transfer katsayısından daha düşük olduğu için genellikle kanatlar gaz tarafında kullanılırlar. Borulu kanatlı ısı değiştiricisi, kanatların boru dizilerinin dış tarafına sabitleştirildiği bir yapıdır. Bu kanatlar boru eksenine dik, eksene paralel, çaprazlama veya helisel şekilde

olabilir. Boru eksenine paralel olarak yerleştirilen kanatlar çoğunlukla çift borulu veya perdesiz gövde borulu ısı değıştircilerinde kullanılırlar. Boru içerisinde kanatların kullanıldığı yerler soğutma sistemlerindeki kondenserler ve evaporatörlerdir. Kanatlar boru cidarına döküm, kaynak, lehim veya sıkı geçme metodu ile tutturulabilirler. Bu tiplerin uygulama yerleri olarak güç santralleri, pervaneli soğutma grupları, taşıtlar, klima cihazları ve soğutma tesisatlarıdır [Çeteci., 1999].

5.1.5.4. Rejeneratif ısı değıştircileri

Isının depolanarak transfer edildiğı ısı değıştircileridir. Isı geçişi dolaylıdır.

- **Sabit dolgu maddeli Rejeneratörler**

Bu ısı değıştircisinde gaz akış yönü sabit dolgu maddesine ve sabit dolgu maddesinden başka yöne saptırılır. Sürekli bir çalışma sağlamak için aynı tipten en az iki rejeneratöre ihtiyaç vardır. Birçok yerde üç veya dört rejeneratör aynı anda kullanılabilir. Yüksek fırınlarda, cam fabrikalarında ve düşük sıcaklık işletmelerinde havanın ayrılmasında kullanılırlar.

- **Döner dolgu maddeli rejeneratörler**

Bunlar disk ve silindir tipi olmak üzere iki çeşittir. Disk tipi rejeneratörlerde, ısı transfer yüzeyi disk şeklindedir ve akış eksenel yöndedir. Kasnak tipinde ise dolgu maddesi içi boş silindir şeklinde olup, akış radyal yöndedir. Gaz türbinleri ve taşıtlarda kullanılabilirler.

- **Paket yataklı Maddeli rejeneratörler**

Paket yataklı rejeneratörlerin konstrüksiyonları çok basit olmalarına rağmen basınç kayıpları fazladır.

5.1.5.5. Karıştırmalı kaplarda ısı değıştircileri

Karıştırmalı kaplar, özellikle aralıklı çalışan ısıtma ve soğutma işlemlerinde çok kullanılan cihazlardır. Karıştırmalı kaplar içindeki akışkanlar, ya dış yüzeyinden ceket tipi kap içine yerleştirilen serpantinler yardımıyla ısıtılabilir ya da soğutulabilir.

5.1.6. Akıma Göre Sınıflandırma

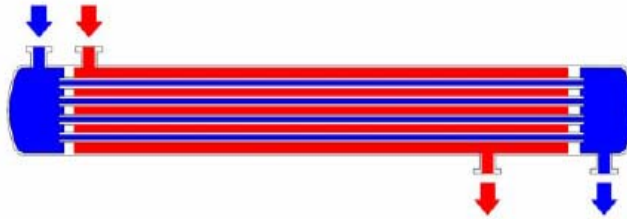
Isı değıştircilerinde akışkanın değışik şekillerde düzenlenmesi ortalama logaritmik sıcaklık farkına, etkenliğe ve ısıl gerilmelere çok etki eder. Akış şekline göre sınıflandırma tek geçişli ve çok geçişli olarak iki ana grupta toplanabilir.

5.1.6.1. Tek geçişli ısı değiştiricileri

Tek geçişli halde iki akışkan ısı değiştiricisi boyunca birbirini ile yalnız bir kere karşılaşır.

- **Paralel akımlı ısı değiştiricileri**

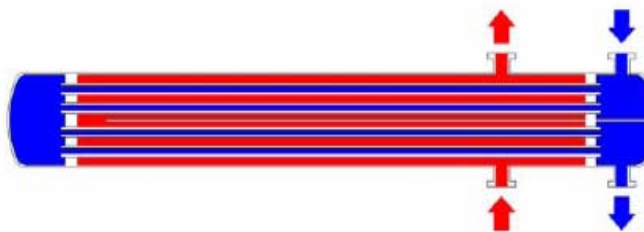
Bu akış şeklinde akışkanlar ısı değiştiricisinin bir ucundan girip diğer ucundan çıkarlar. Isıl gerilmelerin istenmediği durumlarda tercih edilir.



şekil 5.1. Paralel akımlı ısı değiştiricisi.

- **Ters akımlı ısı değiştiricileri**

Bu tipte akışkanlar ısı değiştiricisinde birbirine göre ters olarak akar. Ters akışlı ısı değiştiricilerinde ortalama logaritmik sıcaklık farkı, diğer bütün akış düzenlemelerinden daha büyüktür. Diğer ısı değiştiricilerine göre daha kompakt bir yapıya sahip olmalarına karşın, pratikteki imalat güçlükleri ve ısıl gerilmeler nedeniyle birçok uygulamada ters akışlı ısı değiştiricileri tercih edilmezler.

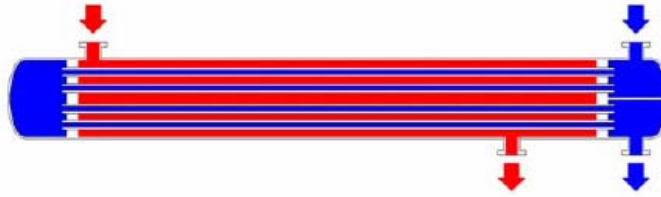


şekil 5.2. Ters akımlı ısı değiştiricisi.

- **Çapraz akımlı ısı değiştiricileri**

Bu ısı değiştiricisinde akışkanlardan biri ısı transfer yüzeyi boyunca ve diğer akışkanın akış yönüne dik olacak şekilde akar. Akışkanlar ısı değiştiricisi içinde ilerlerken kendisi ile karışabilir veya karışmayabilir. Isı geçişi bakımından çapraz akışlı ısı değiştiricilerinin etkinliği paralel akışlı ve ters akışlı ısı değiştiricilerinin

etkenliklerinin arasındadır. İmalat kolaylığı nedeniyle pratikte kompakt ısı değiştiricilerinin büyük çoğunluğu çapraz akışlı olarak yapılır [Çeteci., 1999].



Şekil 5.3. Çapraz akımlı ısı değiştiricisi.

5.1.6.2. Çok geçişli ısı değiştiricileri

Isı değiştiricisi içerisinde değişik şekillerde ardı ardına halde düzenlenerek çok geçişli tipler elde edilebilir. Çok geçişli ısı değiştiricilerinin en büyük üstünlüğü ısı değiştiricisi etkenliği artmaktadır. Çok geçişli ısı değiştiricileri kanatlı yüzeylerde, gövde boru tiplerinde ve levhalı tiplerde değişik düzenlemelerde imal edilebilir.

- **Çapraz, ters ve paralel akımlı ısı değiştiricileri**

Çapraz ters genellikle kanatlı yüzeyli ısı değiştiricilerinde tercih edilir. İki veya daha fazla sayıda çapraz geçiş arka arkaya ters akışlı olarak seri halde bağlanır. Isı değiştiricisi etkenliği, her bir geçişteki akışkanların karışıp karışmadığına ve geçiş sayısına bağlıdır. Yüksek sıcaklıklardaki uygulamalarda sıcaklığın fazla olduğu geçişlerde sıcaklığa dayanıklı pahalı malzeme, diğer yerlerde ise ucuz malzeme kullanılarak imalat masrafları azaltılabilir.

Çapraz paralel, sadece akışkanların birbirine göre genel akışı paraleldir. Geçiş sayısı artırılarak, sistemin etkenliği tek geçişli paralel akışlı ısı değiştiricisi etkenliğe yaklaştırılabilir [Çeteci., 1999].

- **Çok geçişli gövde borulu ısı değiştiricileri**

Bu düzenleme, gövde borulu ısı değiştiricilerinde en çok kullanılan tiptir. Sistemde borular için uçlarından tespit edildiğinden ısıl gerilmeler çok azdır. Gövde tarafındaki akışkan karıştığından, herhangi bir kesitteki gövde akışkanın sıcaklığı sabittir. Bu yüzden, boru içindeki akışkanın yönü değişse de ısı değiştiricisi etkenliği aynı kalır.

- n adet paralel levha geçişli ısı değiştiricileri

Levha tipi ısı değiştiricilerinde, levhaların çeşitli şekillerde düzenlenmesi ile çok geçişli akışlar elde edilebilir. Levha tipi ısı değiştiricilerinde conta yeri değiştirilerek bu düzenlemeler kolayca elde edilebilir [eteci., 1999].

6. KANATÇIKLI BORULU ISI DEĞİŞTİRİCİ

Hava veya gazların, buhar, kızgın yağ, kaynar su veya kalorifer sistemi suyu gibi daha sıcak bir akışkan vasıtasıyla soğutulması amacıyla kullanılan eşanjörlerdir.

Isıtıcı veya soğutucu akışkan boruların içinden akar. Hava veya gaz tarafındaki ısı transfer katsayıları sıvı veya buhar tarafındaki ısı transfer katsayılarından oldukça düşük olduğundan, borular üzerine kanatlar sarılarak veya geçirilerek ısı transfer yüzeyi artırılır [Genceli., 1999].



Şekil 6.1. Kanatçıklı borulu ısı değıştircisi.

Bir tarafında gaz, diğerk tarafında sıvı akan ısı değıştircilerinde, sıvı tarafındaki ısı taşınım katsayısı yüksektir, bu nedenle çoğunlukla sıvı akışkan tarafı kanat gerektirmez. Yüksek basınçlı akışkan genellikle boru içinden akıtılır. Pratikte dairesel veya oval kesitli boru dışındaki kanatlı yüzeyler ile daha çok karşılaşılır. Kanatlar boru ile birlikte imal edilebildiği gibi, sonradan boru üzerine döküm, kaynak, lehim veya sıkı geçme tekniği ile tespit edilebilir [Genceli., 1999].

Bu tür ısı değıştirciler kompakttır, kompaktlık $3000 \text{ m}^2/\text{m}^3$ değerine kadar ulaşabilir. Isı değıştircinin kullanılabilme sıcaklığı kanatların boruya tespit şekline bağlıdır.

Bu şekilde elde edilen kanatlı borulardan oluşan eşanjörler piyasada radyatör veya batarya adıyla adlandırılırlar.

Çeşitli kanatlı boru eşanjörleri:

- Bakır borulu, alüminyum kanatlı bataryalar
- Çelik borulu, çelik geçme kanatlı bataryalar
- Çelik borulu, alüminyum geçme kanatlı bataryalar
- Çelik borulu, sarma çelik kanatlı bataryalar-
- Paslanmaz çelik borulu, paslanmaz çelik kanatlı bataryalar

Kanatlı borulu eşanjörler endüstri tesislerinde çok çeşitli amaçlar için kullanılırlar.

- Klima santrallerinden geçen havanın ısıtılması veya soğutulması amacıyla,
- Kompresörlerden çıkan basınçlı sıcak havanın dış hava vasıtasıyla soğutulması amacıyla,
- Kapalı devre olarak sirküle eden soğutma suyunun hava tarafından indirekt olarak soğutulması amacıyla,
- Kurutma, fiske etme, vb. işlemler için kullanılacak sıcak havanın daha yüksek sıcaklıktaki bir akışkan tarafından ısıtılarak üretilmesi amacıyla,

Isıtıcı ve soğutucu akışkanın sıcak veya soğuk su olması halinde bakır boru üzerine alüminyum kanatlı olarak kullanılırlar.

Isıtıcı akışkanın yüksek basınçlı veya buhar olması halinde ve yüksek sıcaklıkta hava veya gaz üretimi gerektiğinde, çelik boruların üzerine çelik kanat sarılması ile imal edilen kanatlı borulardan oluşan bataryalar kullanılır.

Kanatlı borulu eşanjörler, ısı geri kazanım sistemlerinde, üzerlerinde yararlanılabilir ısı taşıyan temiz atık gazların ısısının sıvı bir ortama aktararak geri kazanılması amacıyla kullanılır.

Kanatların oluşturduğu ilave basınç kayıpları göz önüne alınmalıdır. Kanatlı borulu bataryalar kompresörlerden çıkan basınçlı sıcak havanın dış hava vasıtasıyla soğutulması, böylece içindeki suyun yoğunlaştırılarak ayrıştırılması amacıyla kullanılırlar.

6.1. Kanatçıklı Borulu Isı Değiştiricilerinde Kullanılan Bağınlar

- Su için yoğunlaşmanın başladığı sıcaklık, $T_{su, sınırlı}(K)$

$$T_{su, \text{ sınır}} = T_{S2} - 0.15(T_{S2} - T_{S1}) \quad (6.1)$$

- Hava için yoğuşmanın başladığı sıcaklık, $T_{\text{hava, sınır}}$ (K)

$$T_{\text{hava, sınır}} = T_{H1} - 0.15(T_{H2} - T_{H1}) \quad (6.2)$$

- Giren havanın ısı iletim katsayısı, λ_1 (kW/mK)

$$\lambda_{H1} = 0,02422 + 0.719 \cdot 10^{-4} \cdot T_{H1} \quad (6.3)$$

- Çıkan havanın ısı iletim katsayısı, λ_2 (kW/mK)

$$\lambda_{H2} = 0,02422 + 0.719 \cdot 10^{-4} \cdot T_{H2} \quad (6.4)$$

- Havanın Prandtl sayısı, Pr_h

$$Pr_h = 0,7137 - 0.1256 \cdot 10^{-3} \cdot T_{H1} \quad (6.5)$$

- Havanın dinamik viskozitesi, μ_H (kg/ms)

$$\mu_H = 0.1724 \cdot 10^{-4} + 0.4426 \cdot 10^{-7} \cdot T_{H1} \quad (6.6)$$

- Havanın yoğunluğu, ρ_H (kg/m³)

$$\rho_H = P_H / (T_{H1} + 273,15) \quad (6.7)$$

- Havanın özgül ısısı, c_{pH} (kJ/kgK)

$$c_{pH} = Pr_h \cdot \lambda_H / \mu \quad (6.8)$$

- Havanın ısı yayılım katsayısı, a_H (m²/s)

$$a_H = \lambda_{H1} / (\rho_H \cdot c_{pH}) \quad (6.9)$$

- Doymuş su buharının entalpisi, h_{buhar} (kJ/kg)

$$h_{\text{Buhar}} = 2501 + 1.805 \cdot T_{H1} \quad (6.10)$$

- Giriş hali için su buharının doyma basıncı

$$173K < T_H < 273K \text{ için;}$$

$$\ln(P_{sd1}) = -5674,5359/T_{H1} + 6,3925247 - 0.9677843 \cdot 10^{-2} \cdot T_{H1} + 0.62215701 \cdot 10^{-6} \cdot T_{H1}^2 + 0.20747825 \cdot 10^{-8} \cdot T_{H1}^3 + 0.9484024 \cdot 10^{-12} \cdot T_{H1}^4 + 4,1635019 \cdot \ln(T_{H1}) \quad (6.11)$$

$$273K < T_H < 473K \text{ için;}$$

$$\ln(P_{sd1}) = -5800,2206/T_{H1} + 1,3914993 - 0,04860239 \cdot T_{H1} + 0.41764768 \cdot 10^{-4} \cdot T_{H1}^2 - 0.14452093 \cdot 10^{-7} \cdot T_{H1}^3 + 6,5459673 \cdot \ln(T_{H1}) \quad (6.12)$$

- Giriş hali için su buharının kısmi basıncı, P_{SBuhar1} (Pa)

$$P_{\text{SBuhar1}} = \text{Bağıl}_1 \cdot P_{sd1} \quad (6.13)$$

- Su buharının özgül hacmi, $V_{SBuhar1}(m^3/kg)$

$$V_{Buhar1}=T_{H1}.R_S/P_{SBuhar1} \quad (6.14)$$

- Giriş hali için nemli havanın özgül nemi, $w_1(kg/kg)$

$$W_1=0.622.P_{SBuhar1}/P_H-P_{SBuhar1} \quad (6.15)$$

- Çıkış hali için su buharının doyma basıncı, $P_{Sd2}(Pa)$

$$T_H < 0$$

$$\ln(P_{Sd2}) = -5674,5359/T_{H2} + 6,3925247 - 0,9677843 \cdot 10^{-2} \cdot T_{H2} + 0,62215701 \cdot 10^{-6} \cdot T_{H2}^2 + 0,20747825 \cdot 10^{-8} \cdot T_{H2}^3 + 0,9484024 \cdot 10^{-12} \cdot T_{H2}^4 + 4,1635019 \cdot \ln(T_{H2}) \quad (6.16)$$

$$T_H > 0$$

$$\ln(P_{Sd2}) = -5800,2206/T_{H2} + 1,3914993 - 0,04860239 \cdot T_{H2} + 0,41764768 \cdot 10^{-4} \cdot T_{H2}^2 - 0,14452093 \cdot 10^{-7} \cdot T_{H2}^3 + 6,5459673 \cdot \ln(T_{H2}) \quad (6.17)$$

- Çıkış hali için nemli havanın özgül hacmi, $P_{SBuhar2} (m^3/kg)$

$$P_{SBuhar2} = Bağıl2.P_{Sd2} \quad (6.18)$$

- Çıkış hali için nemli havanın özgül hacmi, $V_{Buhar2}(m^3/kg)$

$$V_{Buhar2}=T_{H2}.R_S/P_{SBuhar2} \quad (6.19)$$

- Nemli havanın entalpisi, $h_1(kj/kg)$

$$h_1=T_{H1}+w_1.(2501+1.805.T_{H1}) \quad (6.20)$$

- Doymuş havanın entalpisi, $h_2(kj/kg)$

$$h_2=10.31+1.316.T_{H2}+0,0529.T_{H2}^2 \quad (6.21)$$

- Nemli havanın özgül nemi, $w_2(kg/kg)$

$$W_2=0.622.P_{SBuhar2}/P_H-P_{SBuhar2} \quad (6.23)$$

- Çiğ noktası sıcaklığı, $T_{Çiğ}(^{\circ}C)$

$$-60^{\circ}C < T < 0^{\circ}C$$

$$T_{Çiğ} = -60,45 + 7,032 \cdot \ln(P_{SBuhar2}) + 0,37 \cdot [\ln(P_{SBuhar2})]^2 \quad (6.24)$$

$$0^{\circ}C < T < 70^{\circ}C$$

$$T_{Çiğ} = -35,957 - 1,872 \cdot \ln(P_{SBuhar2}) + 1,16893 \cdot [\ln(P_{SBuhar2})]^2 \quad (6.25)$$

- Suyun özgül ısısı, $c_{ps}(J/kgK)$

$$c_{ps}=0,015539.(T_{S1}-308,2)^2+4180,9 \quad (6.26)$$

- Suyun yoğunluğu, $\rho_s(\text{kg/m}^3)$

$$\rho_s=1200,92-1,0056.T_{S1}+0,0010824.T_{S1}^2 \quad (6.27)$$

- Suyun debisi, $m_s(\text{kg/ms})$

$$M_s=Q_{\text{Top}}/(T_{S2}-T_{S1}).C_{Ps} \quad (6.28)$$

- Yoğuşmanın başladığı sınırdaki entalpi, $h_{\text{sınır}}(\text{kJ/kg})$

$$h_{\text{sınır}}=h_1-(T_{H1}-T_{HS\text{sınır}}).C_{pH} \quad (6.29)$$

- Toplam soğutma yükü, $Q_{\text{top}}(\text{kJ})$

$$Q_{\text{Top}}=m_H.((h_1-h_2)-(w_1-w_2).h_{\text{buhar}}) \quad (6.30)$$

- Kuru tarafta transfer edilen ısı miktarı, $Q_{\text{Kuru}}(\text{kJ})$

$$Q_{\text{Kuru}}=m_H.c_{pH}.(T_{H1}-T_{HS\text{sınır}}) \quad (6.31)$$

- Yoğuşmanın olduğu ıslak tarafta transfer edilen ısı miktarı, $Q_{\text{Islak}}(\text{kJ})$

$$Q_{\text{Islak}}=Q_{\text{Top}}-Q_{\text{Kuru}} \quad (6.32)$$

- Kuru havanın ısı direnci, $R_{\text{kuru}}(\text{m}^2\text{K/W})$

$$R_{\text{Kuru}}=0.0281.(V_H^{-0.5717}) \quad (6.33)$$

- Kuru havanın logaritmik sıcaklık farkı, $\Delta T_{\text{Kuru}}(^{\circ}\text{C})$

$$\Delta T_{\text{Kuru}}=(T_{H1}-T_{S2})-(T_{HS\text{sınır}}-T_{SS\text{sınır}})/\ln[(T_{H1}-T_{S2})-(T_{HS\text{sınır}}-T_{SS\text{sınır}})] \quad (6.34)$$

- Islak havanın logaritmik sıcaklık farkı, $\Delta T_{\text{Islak}}(^{\circ}\text{C})$

$$\Delta T_{\text{Islak}}=((T_{HS\text{sınır}}-T_{SS\text{sınır}})-(T_{H2}-T_{S1}))/(\ln(T_{HS\text{sınır}}-T_{SS\text{sınır}})/(T_{H2}-T_{H1})) \quad (6.35)$$

- Kuru tarafın ısı transfer yüzeyi, $A_{\text{Kuru}}(\text{m}^2)$

$$A_{\text{Kuru}}=Q_{\text{Kuru}}.R_{\text{Kuru}}/\Delta T_{\text{Kuru}} \quad (6.36)$$

- Yoğuşmanın olduğu ıslak tarafın ısı transfer yüzeyi, $A_{\text{Islak}}(\text{m}^2)$

$$A_{\text{Islak}}=Q_{\text{Islak}}.R_{\text{Islak}}/\Delta T_{\text{Islak}} \quad (6.37)$$

- Toplam ısı transfer yüzeyi, $A_{\text{Top}}(\text{m}^2)$

$$A_{\text{Top}}=A_{\text{Islak}}+A_{\text{Kuru}} \quad (6.38)$$

- Yoğuşmanın olduğu ısı direnci, $R_{\text{Islak}}(\text{m}^2\text{K/W})$

$$R_{\text{Islak}}=0,0275.(V_H^{-6426}) \quad (6.39)$$

- Islak bölgenin ısı transfer katsayısı, $K_{\text{Islak}}(\text{W/m}^2\text{K})$

$$K_{Islak}=1/R_{Islak} \quad (6.40)$$

- Kuru bölgenin ısı transfer katsayısı, $K_{Kuru}(W/m^2K)$

$$K_{Kuru}=1/R_{Kuru} \quad (6.41)$$

- Su borusunun kesiti, $A_{BoruKesit}(m^2)$

$$A_{BoruKesit}=m_s/\rho_s \cdot V_s \quad (6.42)$$

- Boru içi çapı, $D_{iç}(m)$

$$D_{iç}=(4 \cdot A_{BoruKesit}/\pi)^{0.5} \quad (6.43)$$

- Giriş kısmının kesit alanı, $A_{giriş}(m^2)$

$$A_{giriş}=m_H/V_H \cdot \rho_H \quad (6.44)$$

- Boru dış çapı, $D_{Dış}(m)$

$$D_{Dış}=12/1000$$

$$S_L=1.25 \cdot D_{Dış}$$

$$S_T=1.25 \cdot D_{Dış}$$

- Serpantin yüksekliği, $L(m)$

$$L=H$$

- Boru sayısı, N_{Boru}

$$N_{Boru}=(H/S_T)-1 \quad (6.46)$$

- Serpantin hacmi, $Hacim(m^3)$

$$Hacim=A_{Top}/420 \quad (6.47)$$

- Serpantin genişliği, $W(m)$

$$W=Hacim/A_{Giriş} \quad (6.48)$$

- Serpantin derinliği doğrultusundaki sıra sayısı, N_R

$$N_R=W/S_L \quad (6.49)$$

- Kanatçık kalınlığı, $Kanat(m)$

$$Kanat=1/1000$$

- Kanatçık sayısı, Z

$$Z=(A_{Top}-\pi \cdot D_{Dış} \cdot N_{Boru} \cdot N_R \cdot L)/(2 \cdot H \cdot W - ((\pi \cdot D_{Dış})^2 \cdot N_{Boru} \cdot N_R \cdot L/2) - (\pi \cdot D_{Dış} \cdot N_{Boru} \cdot N_R \cdot Kanat))$$

$$(6.50)$$

- Kanatlar arası mesafe, $B_K(m)$

$$B_K = (L - Z \cdot \text{Kanat}) / Z \quad (6.51)$$

- Serpantinin kompaktlığı, $\text{Kompakt}(m^2/m^3)$

$$\text{Kompakt} = A_{\text{Top}} / L \cdot S_T \cdot S_L \cdot N_{\text{Boru}} \cdot N_R \quad (6.52)$$

6.2. Kompakt Isı Değiştiricileri Isıl Hesapları

Kompakt ısı değiştiricilerine etki eden geometrik büyüklüklerin âdetinin çok fazla olması nedeniyle, buradaki ısı geçişini karakterize edecek biçimde bir bağıntının verilmesi çok güçtür. Bu konuda yapılan araştırmalar, çoğunlukla deneyseldir. Bunlar üzerine en kapsamlı çalışmaları yapan Kays ve London, belli başlı imalatçı firmaların ürünlerini ve özellikle borulu kanatlı ile levhalı kanatlı ısı değiştiricilerini birkaç grup altında toplamışlardır ve sonuçlarını grafik halinde sunmuşlardır [Genceli., 1999].

$$\text{St} \cdot \text{Pr}^{2/3} = f(\text{Re}) \quad (6.53)$$

Bu bağıntıda;

$\text{Re} = w d_h / \nu = m d_h / A_{\min} \mu$ = Reynolds sayısı

$\text{St} = \text{Nu} / (\text{Re} \cdot \text{Pr}) = h / (p c_p w)$ = Stanton sayısı

$\text{Pr} = \nu / \alpha$ = Prandtl sayısı

$d_h = 4L A_{\min} / A$ = Hidrolik çap, m

w = en dar kesitteki hız, m/s

ν = kinematik viskozite, m^2/s

μ = dinamik viskozite, Pa.s

m = Kütleli debi, kg/s

L = Toplam ısı değiştirgeci boyu, m

A = ısı değiştiricinin bir tarafındaki toplam ısı geçiş alanı, m^2

$A_{\min}$ = en küçük akış kesiti, m^2

P = akışkanın ortalama yoğunluğu, kg/m^3

c_p =akışkanın sabit basınçta özgül ısısı, J/kg °C

ifade etmektedir.

6.3. Kompakt Isı Değiştiricilerinde Basınç Kaybı

Kompakt ısı değiştiricilerindeki basınç kaybı

$$\Delta p = \left(\frac{m}{A_{\min}} \right)^2 / p_g \left[\left(\zeta + 1 - \left(A_{\min} / A_{\text{ön}} \right)^2 \right) + 2 \left(\left(p_g / p_{\text{ç}} \right) - 1 \right) + \left(\lambda_s A p_g / A_{\min} p \right) - \right. \\ \left. \left[1 - \zeta_g - \left(A_{\min} / A_{\text{ön}} \right)^2 \right] p_g / p_{\text{ç}} \right] \quad (6.54)$$

Bağıntısından yararlanılabilir. Bu bağıntıda,

m =kütlesel debi, kg/s

$A_{\min}$ =en küçük akış kesiti, m²

A =ısı değiştiricinin bir taraftaki toplam ısı geçiş alanı, m²

$A_{\text{ön}}$ =ısı değiştiricinin toplam ön giriş kesiti, m²

p =akışkanın ortalama sıcaklıktaki yoğunluğu, kg/m³

p_g =akışkanın girişteki yoğunluğu, kg/m³

$p_{\text{ç}}$ =akışkanın çıkıştaki yoğunluğu, kg/m³

ζ_d =Daralmadaki yerel kayıp katsayısı

ζ_g =Genişlemedeki yerel kayıp katsayısı

λ_s =sürtünme katsayısı

6.4. Akışkan Hareketini Sağlamak İçin Gerekli Güç

Isı değiştirici içindeki ile ısı değiştiricisine kadar olan boru tesisatındaki basınç kayıpları tek tek bulunduktan sonra, bunların toplamı hesaplanarak, bu sistem içindeki akışkanı hareket ettirebilmek için gerekli fan ve pompa gücü,

$$P = m \Sigma(\Delta p)_t / p \eta \quad (6.55)$$

Eşitliğinden bulunabilir.

P =Pompa veya fan gücü, W

m =akışkanın kütleli debisi, kg/s

$\Sigma(\Delta p)_t$ =sistemdeki toplam basınç kaybı, Pa

η =pompanın veya fanın verimi

ifade etmektedir.

7. SIS ÖNLEYİCİLİ HİBRİD SOĞUTMA KULELERİ

7.1. Özet

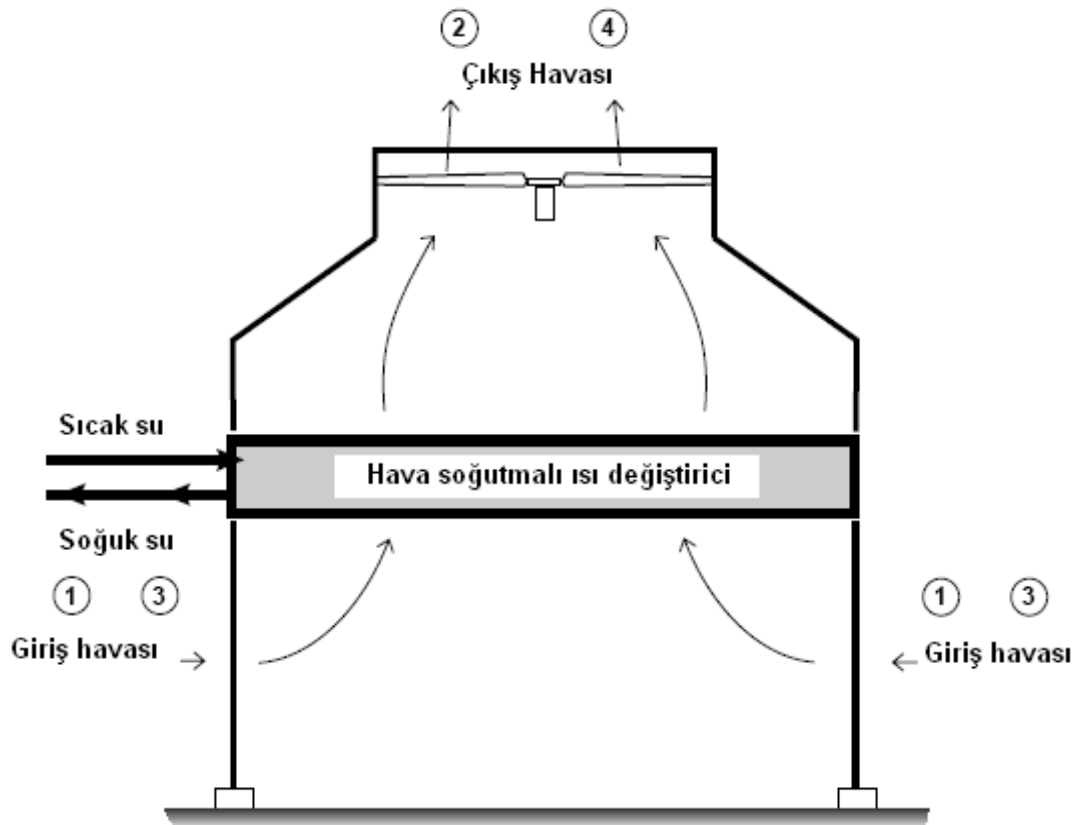
Hibrid soğutma kuleleri Amerika'da genellikle ıslak-kuru soğutma kuleleri olarak adlandırılmaktadır. Hibrid soğutma kuleleri 1970'lerin başlarında çevresel faktörlerin önem kazanması ile gelişmeye başlamıştır. Amerikan Çevresel Korunma Ajansı ıslak soğutma kulelerinde çıkan görülebilir sisin sınıflandırmasını yaptı. Hibrid soğutma kuleleri ile çıkış havasındaki bu görülebilir sis önlenmiştir. İlk kullanım alanları büyük güç ve endüstriyel tesisler olmuştur.

7.2. Islak Soğutma Kulelerinde Sislenme

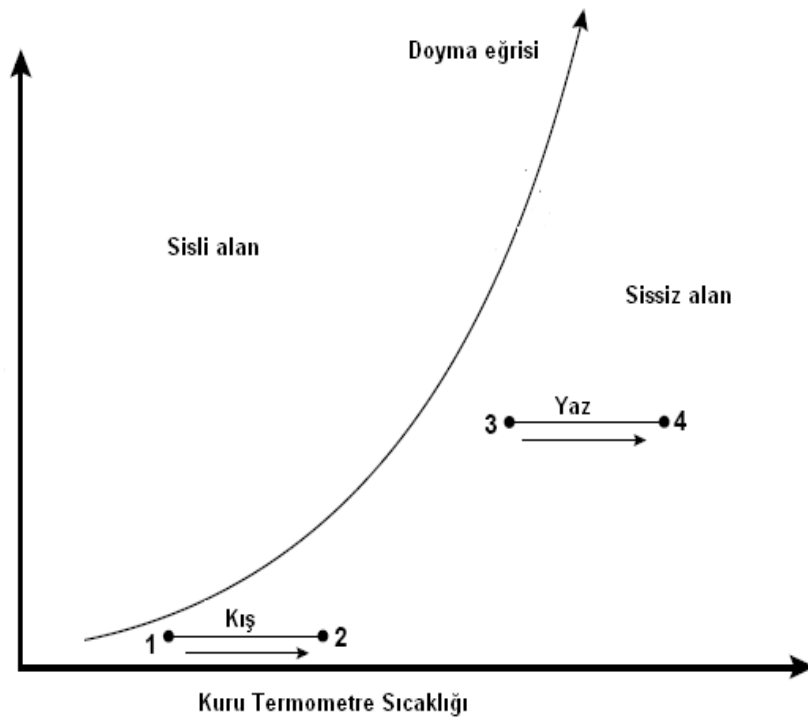
Görülür sislenme çevresel bir kirlilik değildir. Sislenme esas olarak saf su buharıdır. Sislenmeyi meydana getiren nedenlerden biri, ısınmış hava kütlesi soğutma kulesinden ayrılırken suyun bir kısmının havaya nem olarak girmesidir. Bir diğer nedende, soğutma kulesi dolgusunda su dolaşımı sırasında kuledeki hava akımı doğrultusunda suyun taşınmasıdır. Modern soğutma kulelerinde dolgudaki bu su taşınımı çok azdır. Su taşınımı tipik bir dolguda dolaşım suyu oranının % 0.005 oranından az olmalıdır.

Islak soğutma kuleleri çevre havaya ısı ve nem aktarırlar. Aşağıda kış şartlarında çalışan bir kuleye giren havanın şartları psikometrik diyagramda incelenmiştir (Şekil 7.2). Kuru termometre sıcaklığı yatay ekseninde yükselirken, havanın nemliliği dikey ekseninde yükselmektedir. Soğutma kulesi üzerinde büyük miktarda bir kütle transferi oluşmaktadır. Şekilde 3 ve 4 noktaları yaz şartlarını ifade etmektedir. Buharlaşma; dolguda daha düşük bir ısı transferi ile veya giriş havasının düşük bağıl neme sahip olması ile azaltılabilir.

Islak soğutma kulelerinde oluşan buharlaşma miktarı kadar su havuzuna su ilavesi gerekmektedir. Islak soğutma kulelerinde fan üzerinde hava % 100 ün üzerinde doyma oranına sahiptir. Bu yüzden gözle görülebilir bir sis oluşmaktadır. Psikometrik diyagram üzerinde (Şekil 7.2) kule giriş şartlarını ifade eden 1 noktası ile kule çıkış şartlarını ifade eden 2 noktası birleştirilirse doyma eğrisinin solunda kalan kısımda sislenme oluşacağı görülür. Benzer şekilde yaz konumunda kule çıkış şartlarının (4 noktasının) doyma eğrisine çarptığı ve bu noktada sislenme oluşacağı görülmektedir.



Şekil 7.3. Kış şartları altında hava soğutmalı ısı değiştiricinin şematik çizimi.



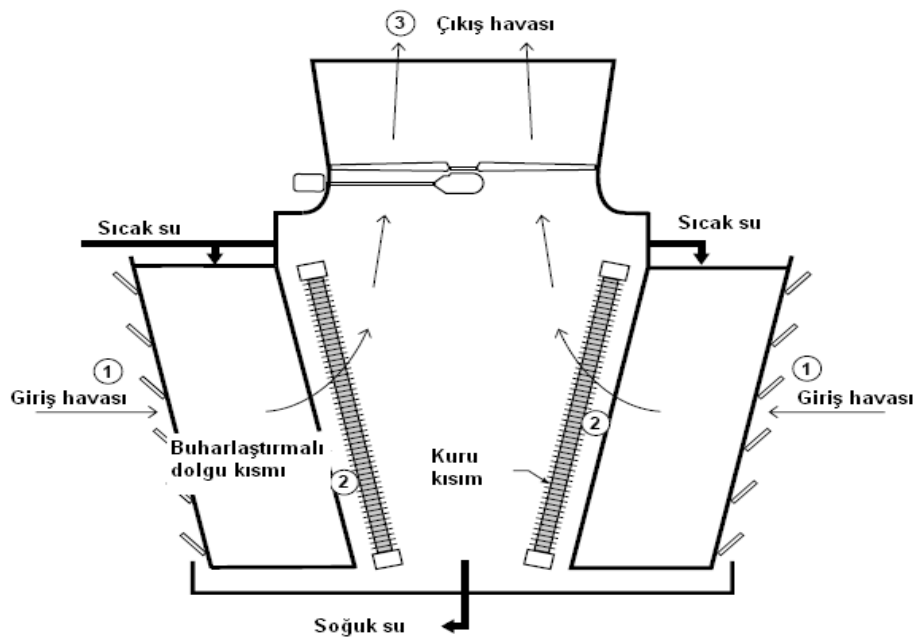
Şekil 7.4. Kış şartları altında hava soğutmalı ısı değiştiricinin psikometrik diyagramda gösterimi.

7.4. Hibrid Soğutma Kulesi ile Sisin Önüne Geçilmesi

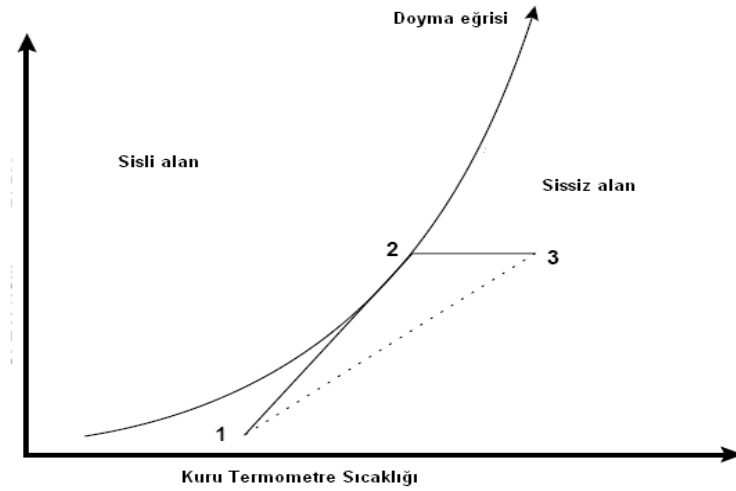
Çoğu hibrid soğutma kulesinde; kanatçıklı borulu ısı değişirici, ıslak kısım içerisinde hava ısıtıcı vb. donanımlar bulunmaktadır. Diğer hibrid soğutma kuleleri kuru ve ıslak kısımlar için ayrı fanlardan yararlanmaktadırlar. Hibrid soğutma kuleleri genellikle hava giriş tasarım şekillerine göre sınıflandırılırlar. İki tür sınıflandırma bulunmaktadır. Bunlardan biri paralel hava akış yönlü diğeri ise seri hava akış yönlü hibrid soğutma kulesidir.

7.4.1. Seri Hava Akış Yönlü Hibrid Soğutma Kulesi

Seri hava akış yönlü soğutma kulelerinde kule dolgusunun hemen arkasında ısı değişirici bulunmaktadır. Aşağıda (Şekil 7.5) şematik olarak görülmektedir. Seri bağlamanın çeşitli dezavantajları bulunmaktadır. Bunlar; ıslak kısımdaki dolguda biriken büyük parçacıklar kuru kısma geçen hava miktarını azaltır, ıslak kısımda biriken büyük parçacıklardan dolayı hava akımına gösterilen direnç fan basıncının yükselmesine neden olur. Islak kısımdan çıkan havanın kuru termometre sıcaklığının yükselmesinden dolayı kuru kısımda daha az soğutma sağlanabilecektir. Bir diğer bağlama şekli kuru kısmın yaş kısmın üzerine yerleştirilmesidir. Kuru kısımdan geçen havanın kuru termometre sıcaklığı yükselmekte özgül nemi ise sabit kalmakta, ıslak kısımdan geçen havanın ise yaş termometre sıcaklığı ve özgül nemi yükselmektedir. Bu sistemin psikometrik diyagram üzerinde kesin olarak çalışacağı görülmektedir.



Şekil 7.5. Seri hava akış yönlü hibrid soğutma kulesinin şematik çizimi.



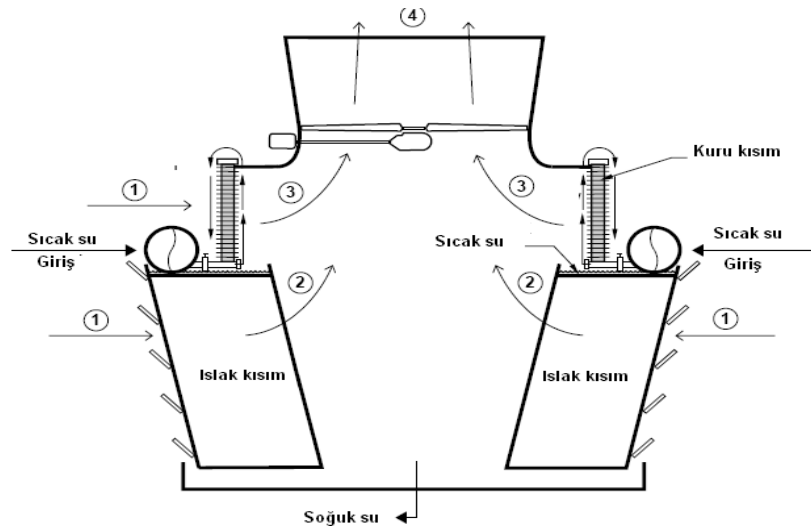
Şekil 7.6. Seri hava akış yönlü hibrid soğutma kulesi psikometrik diyagramda gösterimi.

7.4.2. Paralel Hava Akış Yönlü Hibrid Soğutma Kulesi

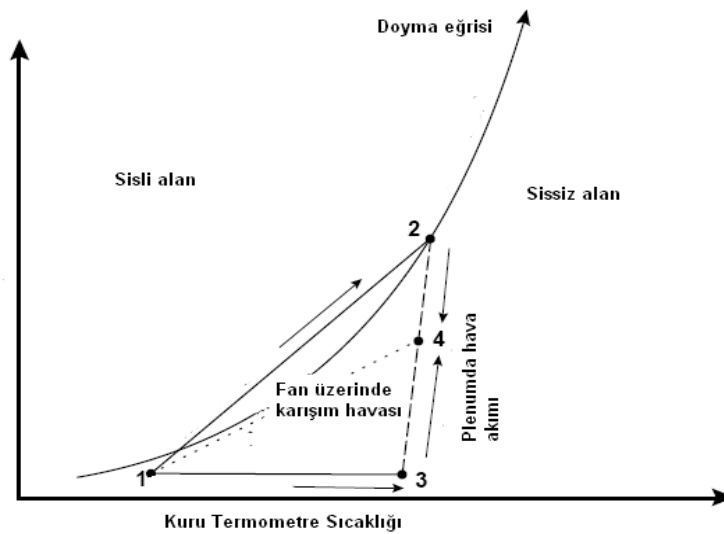
Paralel hava akış yönlü hibrid soğutma kuleleri; paralel, integral ve dış ısı kaynaklı soğutma kuleleri olarak üç grupta toplanabilir.

—**Paralel hava akış yönlü:** Isı kaynağından gelen su kuru ve ıslak kısma sıcak su olarak ayrı ayrı girer. Bu tasarım çok fazla tercih edilen bir sistem değildir.

—**İntegral:** İntegral tasarımda kuru kısımdan geçen orta seviyede soğutulmuş su bir kollektörde toplanarak oradan ıslak kısma gönderilir. Düşük fiyatları ve tüm su akışlarında iyi bir ısıl performans sağlamalarından dolayı tercih edilmektedirler. İntegral tasarım genellikle suyun temiz olduğu yerlerde tercih edilmektedir. Daha iyi ısı transferi, düşük fan enerji ihtiyaçları integral tasarımın tercih nedenlerindendir.



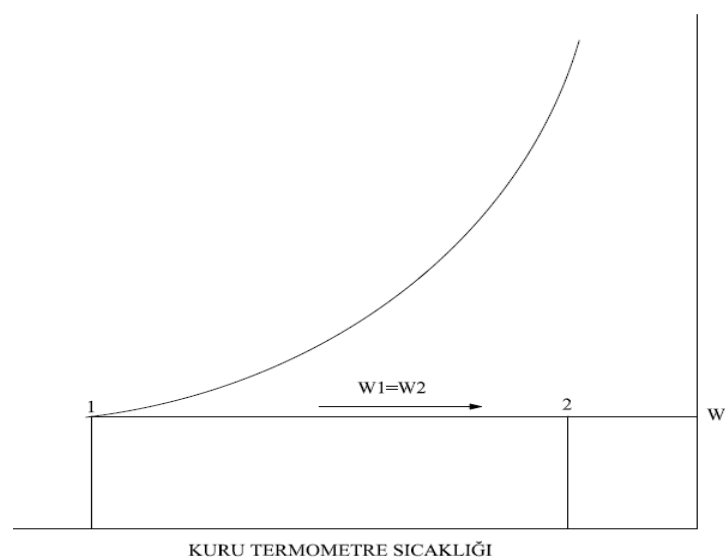
Şekil 7.7. Paralel hava akış yönlü hibrid soğutma kulesi şematik çizimi.



Şekil 7.8. Paralel hava akış yönlü hibrid soğutma kulesi psikometrik diyagramda gösterimi.

7.5. Nemli Havanın Duyulur Olarak Isıtılması

Bu çalışmada kullandığımız ısıtıcı serpantin yüzeylerinde, havanın ısıtılması bu yöntem ile yapılmıştır. Soğutma suyu ısıtıcı serpantin içerisinden geçerken nemli hava ısıtılmış olacak fakat havadaki nem oranı artmayacaktır. Çünkü kapalı sistemde kuru hava içerisine nem girmeyecek böylece havadaki özgül nem sabit kalacaktır. Nemli havaya duyulur ısı ilave etme işlemini psikometrik diyagramda gösterirsek



Şekil 7.9. Nemli havaya duyulur ısı ilave edilmesi.

7.6. İki Nemli Havanın Adyabatik Karışımı

İklimlendirme sistemlerinde çok karşılaşılan bir olay, farklı iki özellikteki nemli havanın adyabatik karışımıdır. Adyabatik karışım olayında aşağıdaki üç temel denklem yazılabilir.

$$m_{a1}.h_1+m_{a2}.h_2=m_{a3}.h_3$$

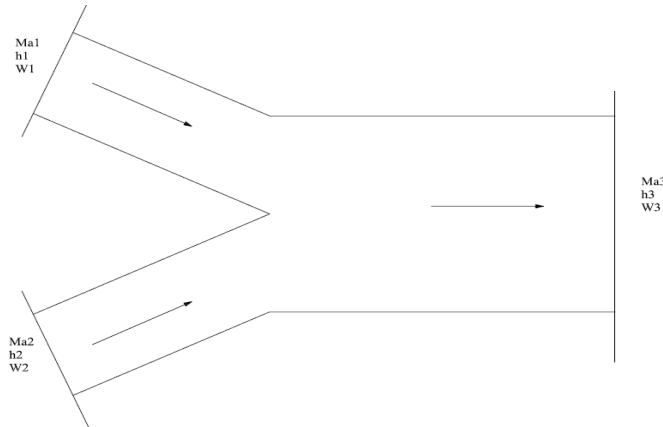
$$m_{a1}+m_{a2}=m_{a3}$$

$$m_{a1}.W_1+m_{a2}.W_2=m_{a3}.W_3$$

Bu denklemlerde, karışımından sonraki havanın kütleli debisini gösteren m_{a3} terimi yok edilirse

$$(h_2-h_3)/(h_3-h_1)=(W_2-W_3)/(W_3-W_1)=m_{a1}/m_{a2} \quad (7.1)$$

Bağıntısı yazılabilir. Bu bağıntıya göre iki nemli havanın adyabatik karıştırma işlemi sonunda elde edilen nokta, psikometrik diyagramda, bu noktaları birleştirerek elde edilen doğru parçasının, iki havanın kütleli debilerinin oranlanması yardımı ile bu doğru parçası üzerinde kolayca bulunabilir.

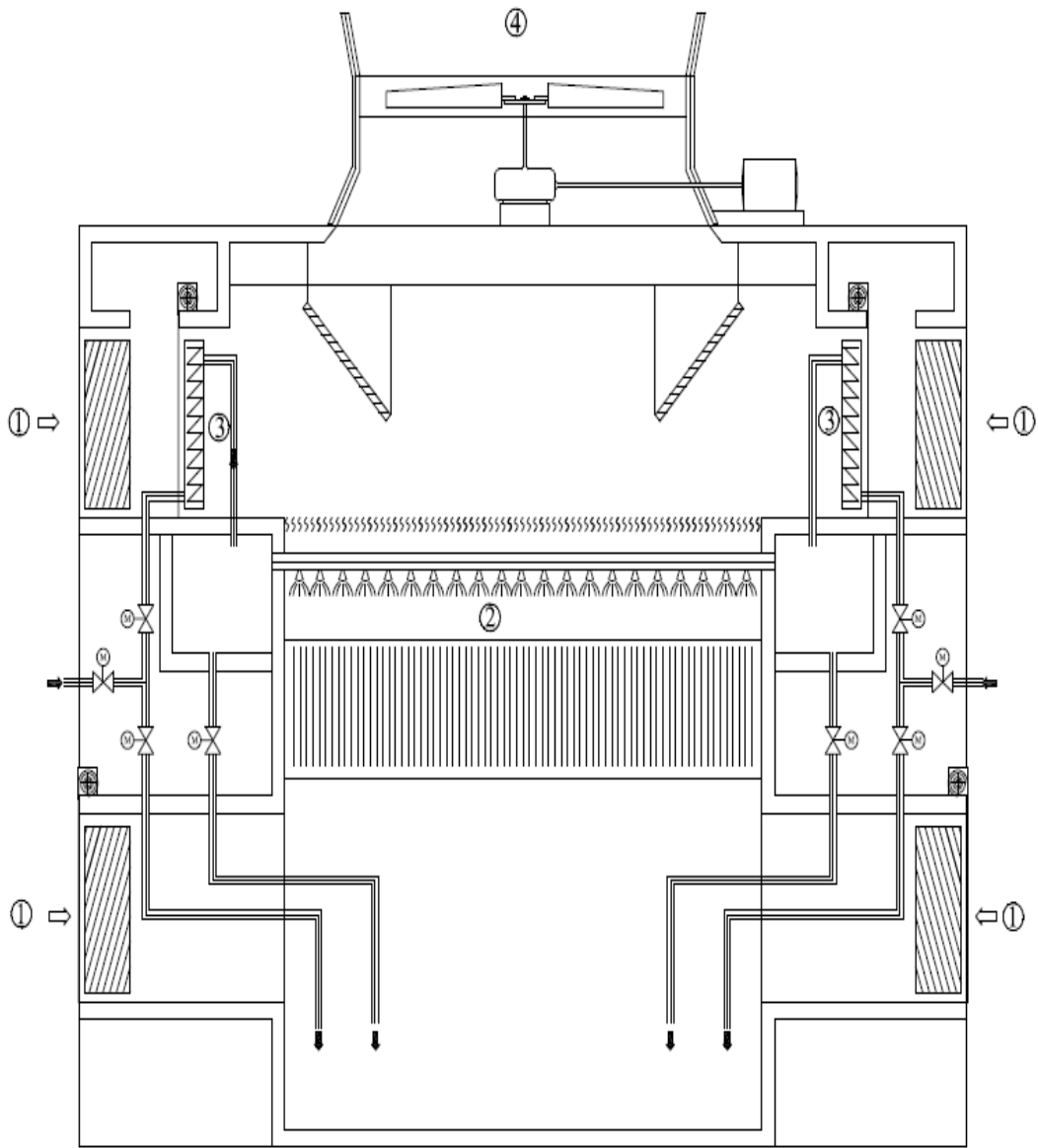


Şekil 7.10. Farklı şartlarda iki nemli havanın adyabatik karıştırma işlemi.

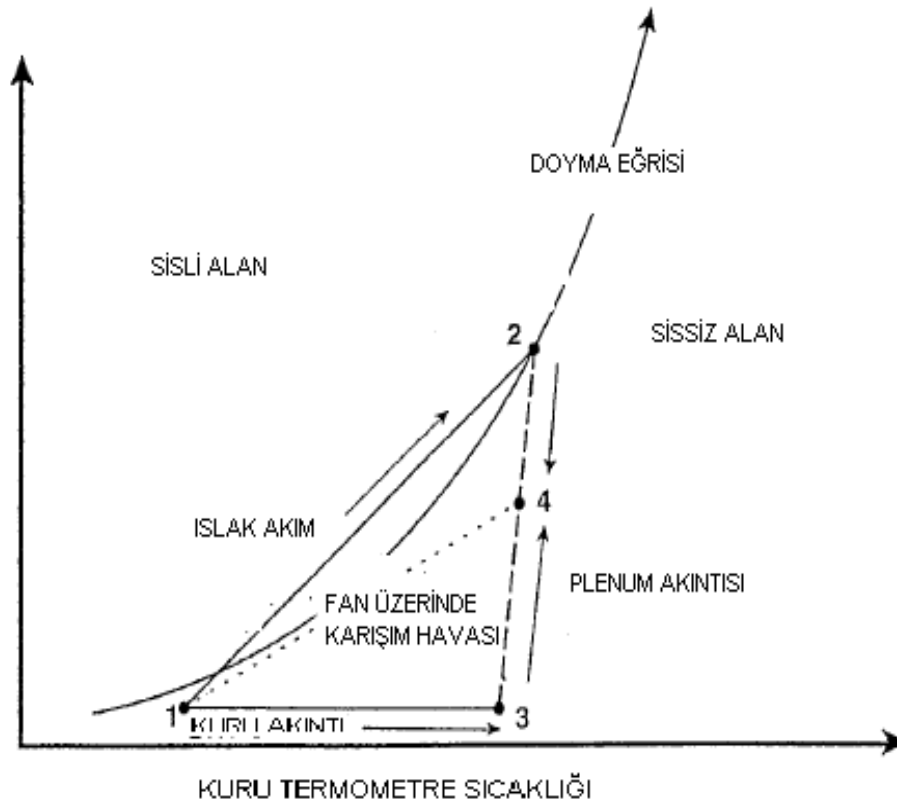
7.7. Verilen Tasarım Şartları Altında Sis Önleyicili Hibrid Soğutma Kulesi Analizi

Şekil 7.11’de sislenmenin önüne geçilmesi için bir kule tasarımı yapılmış ve şematik olarak gösterilmiştir. Tasarımdan da görüleceği üzere kule iki kısımdan oluşturulmuştur. Birinci kısımda prosesten gelen soğutma suyu kule üst tarafına yerleştirilmiş ısı değışircisine girmekte ve soğutma suyu istenen dereceye kadar

soğutulurken, giriş havasına duyulur ısı ilave edilmektedir. Kule üst tarafına iki yönde ısı değiştirici konulmuştur. Prosesten gelen soğutma suyu bu değiştiricilere eşit miktardaki debilerle girmektedir. Isı değiştiriciden çıkan soğutma suları bir toplama kollektörü havuzunda toplandıktan sonra kule yağı kısmı içerisinde bulunan dolgu üzerine püskürtülmektedir. Bu kısımda hava ile su arasında ısı transferi gerçekleşmekte ve havanın hem sıcaklığı hemde nem oranı artmaktadır. Kule fan grubunun altına iki adet sabit karıştırıcı, havanın homojen olarak dağılmasını sağlamak için dizayn edilmiştir. Fan altındaki bu bölümde farklı özellikteki iki farklı havanın adyabatik olarak karışması sağlanarak istediğimiz nem oranında ve sıcaklıkta hava şartları temin edilerek fan yardımı ile atmosfere atılır.



Şekil 7.11. Sis önleyicili hibrid soğutma kulesi şematik gösterimi.



Şekil 7.12. Sis önleyicili hibrid soğutma kulesinin psikometrik diyagram üzerinde gösterilmesi.

Sahada monte edilen büyük tesislerde, ıslak-kuru soğutma kulesi kombinasyonları sis duman kontrolünde pratik çözümler sunmaktadır.

Bu kombinasyonda bir kulenin ıslak kısmı ısı değiştiricisinin kuru yüzeyi ile seri veya paralel olarak bir araya getirilir. Böyle ünitelerde ıslak kısmı terkeden doymuş çıkış havası, kule çıkışında ikincil bir doymuş hava karışımı üretmek için, kule içinden kanatlı eşanjör kısmından sıcak ve nispeten kuru bir hava ile karşılaştırılır.

Soğutma kulelerinin üzerinde buhar bulutu bulunmaması gereklidir. Normal olarak ıslak soğutma kulesi, havanın su buharına doymunluk noktasında çalışır. Hava sıcaklığı yüksek, havadaki nem oranı düşük olduğunda, buharlaşan H_2O hava tarafından tamamen absorbe edilebilir. Bu durumda gözle görülür bulut oluşmaz. Hava sıcaklığı düşük olduğunda ise hava, buharlaşan H_2O 'yu tamamen absorbe edemez. Bu durumda soğutma kulelerinin üzerinde bulutlar oluşur (Şekil 7.13). Çok soğuk havalarda su damlacıkları, soğutma kuleleri ve çevresinde buzlanmaya sebep olur.



Şekil 7.13. Nem oranının % 95'ten fazla olduğu bir gün soğutma kulesi.

Hibrid soğutma sisteminin yatırım maliyeti açık bir şekilde daha yüksek olmasına karşın, hibrid soğutucuların işletme maliyetleri ıslak soğutma sisteminkinden çok daha düşüktür. Amorti süresinin kısa olmasının sebepleri aşağıdaki gibi açıklanabilir.

- Pompaları, ısı değiştiricileri, kontrol elemanları, vanaları olan su devrelerine fazladan ihtiyaç yoktur.
- Isı değiştiricilerinin temizlenme sorunu olmadığı için bakım süreleri daha kısadır.

Hibrid soğutucuların en büyük avantajı ise tüketiminin düşük olmasıdır. Kullandığı ilave su, ıslak soğutma kulelerinin kullandığı suyun sadece % 20'si kadardır. Ortam sıcaklığı düştükçe, kullanılan ilave suyun miktarı da düşer. Sadece sıcak yaz günlerinde hibrid soğutucu hemen hemen ıslak soğutma kulesinin duyduğu kadar suya ihtiyaç duyar. Yinede bu süre çok kısa olduğundan, ilave su kullanımına kayda değer bir katkı vermez.

Örnek 1: Aşağıda verilmiş tasarım şartlarında, sis önleyicili hibrid bir kule tasarım edilmesi, eşanjör alanı ve hava debisinin belirlenmesi, mimari tasarımının nasıl yapılabileceğini gösterelim.

Verilen dizayn şartlarımız;

Soğutulacak su debisi :500 kg/h

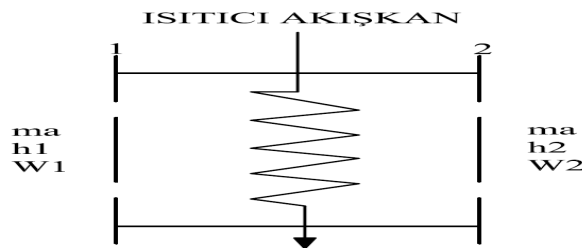
Akışkan giriş sıcaklığı	:45°C
Akışkan çıkış sıcaklığı	:30°C
Deniz seviyesinden yükseklik	:Deniz seviyesi (İstanbul)
Barometrik basınç	:101.325 kPa
Hava hızı	:3,6 m/s
İzin verilen kule eşanjör açıklığı	:2000x1000 mm

Kule ıslak kısmına 10°C kuru termometre sıcaklığında ve % 90 bağıl neminde giren havanın, 25°C kuru termometre sıcaklığında ve % 100 bağıl nemde çıkması durumunda kule üzerinde sis oluşacağı görülmektedir. Bu sisi önlemek için kule üst kısmında yerleştirilmiş olan serpantinlerde havaya duyulur ısı verme işlemi yapılacaktır.

Çözüm 1:

a-)Kule kuru tarafının hesaplanması

Kulede iki adet kanatlı borulu ısı değiştirici kullanılacağı tasarlanmıştır.



Şekil 7.14. Kanatçıklı borudan geçen hava ve ısıtıcı akışkanın gösterimi.

Her bir serpantinden geçen su debisi =250 kg/h

Isıtıcı serpantine giren havanın kuru termometre sıcaklığı =10°C

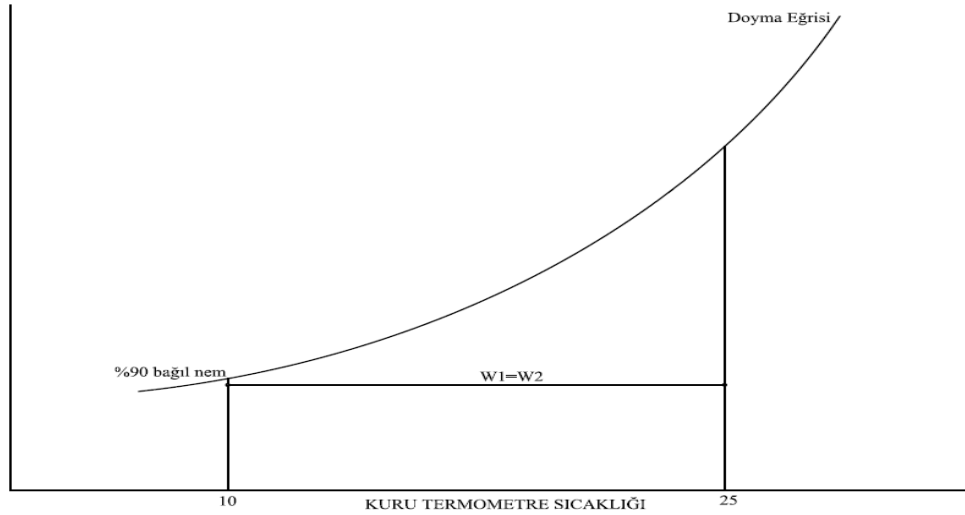
Giriş havası bağıl nemi = % 90

Isıtıcı serpantin giriş şartlarını psikometrik diyagram yardımı ile yazarsak,

Entalpi= $h_1=27$ kJ/kg_{kuru hava}

Özgül nem $W_1=7$ g_{nem}/kg_{kuru hava}

Özgül hacim $V_1=0,81$ m³/kg_{kuru hava}



Şekil 7.15. Isıtıcı serpantinden geçen havanın psikometrik diyagramda gösterilişi.

Isıtıcı serpantin vasıtası ile havanın 25°C kuru termometre sıcaklığına ısıtıldığını kabul edelim.

Isıtıcı serpantin çıkış şartlarını psikometrik diyagram yardımı ile yazarsak,

$$\text{Entalpi}=h_2=41 \text{ kJ/kg}_{\text{kuru hava}}$$

$$\text{Özgül nem}=W_2=W_1=7 \text{ g}_{\text{nem}}/\text{kg}_{\text{kuru hava}}$$

$$\text{Serpantindeki hava debisi}=A.V=2*1*3,6*3600=25.920 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$\text{Sistemdeki kuru hava miktarı}=m_a=25.920/0,81=32.000 \text{ kg}_{\text{kuru hava}}/\text{h}$$

$$q_{1-2}=m_a(h_2-h_1)=32.000(41-27)=444.800 \text{ kJ/h}=123,55 \text{ kW}$$

Bir Serpantine giren havanın hacimsel debisi

$$V_1=25.920 \text{ m}^3/\text{h}$$

b-Kule Islak Tarafının Hesaplanması

Kule ıslak tarafı giriş şartları,

$$\text{Akışkan giriş sıcaklığı} = 42^\circ \text{C}$$

$$\text{Akışkan çıkış sıcaklığı} = 30^\circ \text{C}$$

$$\text{Su debisi} = 500 \text{ kg/h}$$

Dolguyu terk eden hava sıcaklığı =25°C

Bağıl nem =% 100

Sürekli akışlı açık sisteme kütle ve enerjinin korunumu denklemleri uygulanırsa aşağıdaki denklemler elde edilir.

Kuleden geçen kuru hava kütlesi, $m_1=m_2=m_a$

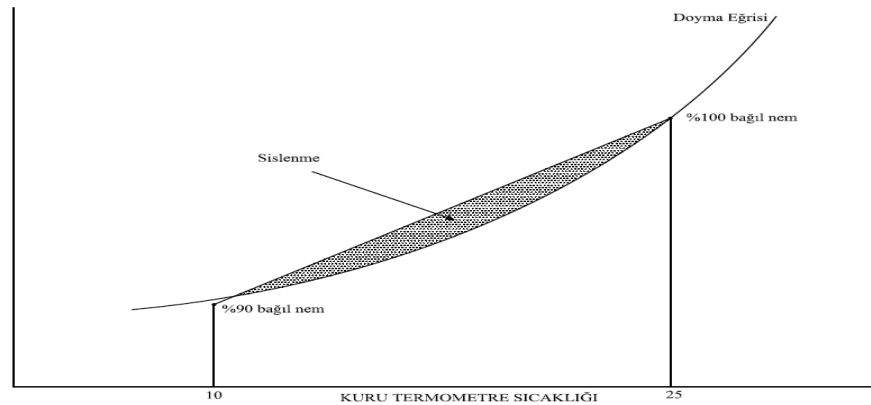
Su kütlesi, $m_3+m_{a1}w_1=m_4+m_{a2}w_2$

$m_3-m_4=m_a(w_2-w_1)$

Enerji, $Q-W=\sum m_{\phi}h_{\phi}-\sum m_g h_g$

$0=m_{a2}h_2+m_4h_4-m_{a1}h_1-m_3h_3$

$m_a=[m_3(h_3-h_4)]/[(h_2-h_1)-(w_2-w_1).h_4]$



Şekil 7.16. Kule dolgusundan geçen havanın psikometrik diyagramda gösterilişi.

Psikometrik diyagramdan,

Entalpi= $h_1=27$ kJ/kg_{kuru hava}

Özgül nem $W_1=7$ g_{nem}/kg_{kuru hava}

Özgül hacim $V_1=0,81$ m³/kg_{kuru hava}

Entalpi= $h_2=76$ kJ/kg_{kuru hava}

Özgül nem= $W_2=20$ g_{nem}/kg_{kuru hava}

h_3 ve h_4 ü doyma eğrilerinden bulursak,

$$h_3 = h_{f42^\circ\text{C}} = 175,46 \text{ kJ/kg H}_2\text{O}$$

$$h_4 = h_{f30^\circ\text{C}} = 125,79 \text{ kJ/kg H}_2\text{O}$$

Bu değerler yukarıdaki denklemde yerine konursa,

$$m_a = 500 \cdot [(175,46 - 125,79)] / [(76 - 27)] - [(0,020 - 0,007) \cdot (125,79)]$$

$$m_a = 524,0 \text{ kg/s}$$

$$V_2 = 524 \cdot 0,81 = 424,44 \text{ m}^3/\text{s} = 1.526.400 \text{ m}^3/\text{h}$$

c-)İki nemli havanın adyabatik karışımının incelenmesi

Kule kuru kısmını terk eden hava şartları;

$$\text{Hava debisi} = 51.840 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$\text{Kuru termometre sıcaklığı} = 25^\circ\text{C}$$

$$\text{Bağıl nem} = \% 35$$

Kule ıslak kısmını terk eden hava şartları;

$$\text{Hava debisi} = 1.526.400 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$\text{Kuru termometre sıcaklığı} = 25^\circ\text{C}$$

$$\text{Bağıl nem} = \% 100$$

Problemin psikometrik diyagramdaki çözümü şekil 7.17’de görülmektedir. Bu diyagramda nemli havanın özgül hacimleri sırasıyla,

$$V_1 = 0,855 \text{ m}^3/\text{kg}_{\text{kuru hava}}$$

$$V_2 = 0,865 \text{ m}^3/\text{kg}_{\text{kuru hava}}$$

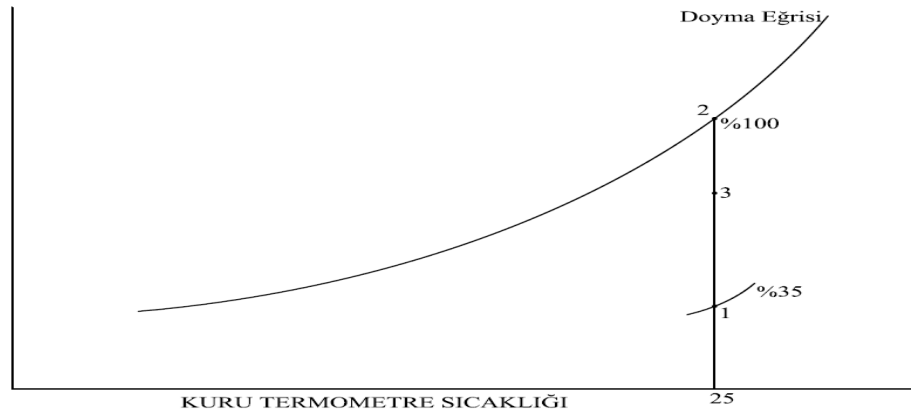
olduğundan, kütleli debiler için

$$m_{a1} = 51.840 / 0,855 = 60.631 \text{ kg}_{\text{kuru hava}}/\text{h}$$

$$m_{a2} = 1.526.400 / 0,865 = 1.764.624 \text{ kg}_{\text{kuru hava}}/\text{h}$$

$$13 \text{ doğrusu} / (32 \text{ doğrusu}) = 1.764.624 / 60.631,0 = 29,1$$

Psikometrik diyagramdaki 12 doğrusu bir cetvel ile yukarıda verilen oranı gerçekleştirecek şekilde bölünürse karışımı gösteren 3 noktası kolayca bulunabilir. Bulunan bu 3 noktada havada sis oluşmayacağı açıkça görülmektedir.



Şekil 7.17. Örnek problemin psikometrik diyagram yardımı ile çözümü.

Bulduğumuz veriler yardımıyla kule ıslak kısmını hacmini hesaplayalım.

$$h_{a1} - h_{a0} = (L/G) C_W \Delta T$$

$$h_{a1} = 27,013 \text{ kJ/kg}_{\text{kuru hava}}$$

KULE VERİMLİLİĞİ(NTU) HESAPLANMASI						
SU TARAFI			HAVA TARAFI		ENTALPİ FARKI	
Açıklama	tw	hw(kj/kg kuru hava)	Açıklama	ha(kj/kg kuru hava)	(hw-ha)	1/(hw-ha)
Tsgs+0,1.Soğutma derecesi	30,7	126,80	ha0+4,18.0,1.L/G.Soğutma derecesi	27,001	99,80	0,010
Tsgs+0,4.Soğutma derecesi	32,8	140,34	ha0+4,18.0,4.L/G.Soğutma derecesi	27,005	113,34	0,009
Tsgs+0,6.Soğutma derecesi	34,2	152,56	ha0+4,18.0,6.L/G.Soğutma derecesi	27,007	125,55	0,008
Tsgs+0,9.Soğutma derecesi	36,3	167,78	ha0+4,18.0,9.L/G.Soğutma derecesi	27,027	140,75	0,007
					Toplam 1/(hw-ha)=0.034	
					NTU=Cw.Soğutma derecesi/(hw-ha)=1,7	

Şekil 7.18. Kule verimliliği (NTU) hesaplanması.

$$NTU = (C_W \cdot \Delta T_W) / (h_w - h_a)$$

$$NTU = 1,7$$

NTU=Ka. V/L=1,7 eşitliğinde Ka ve L yerine yazılırsa, kule hacmi

$$V = 3,65 \text{ m}^3 \text{ bulunur.}$$

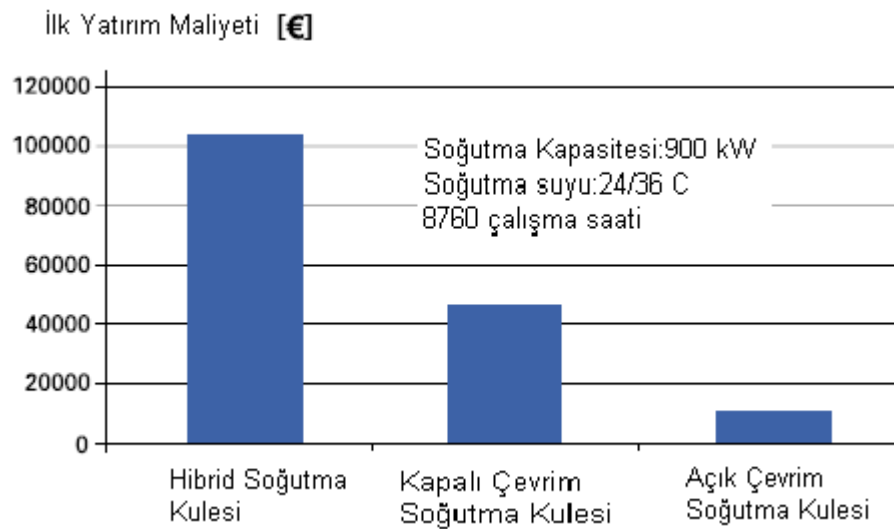
$$S = (m_h / 3600) \cdot \rho_h / V = 1,82 \text{ m}^2$$

Aşağıdaki formül yardımıyla kule yüksekliği hesaplanır.

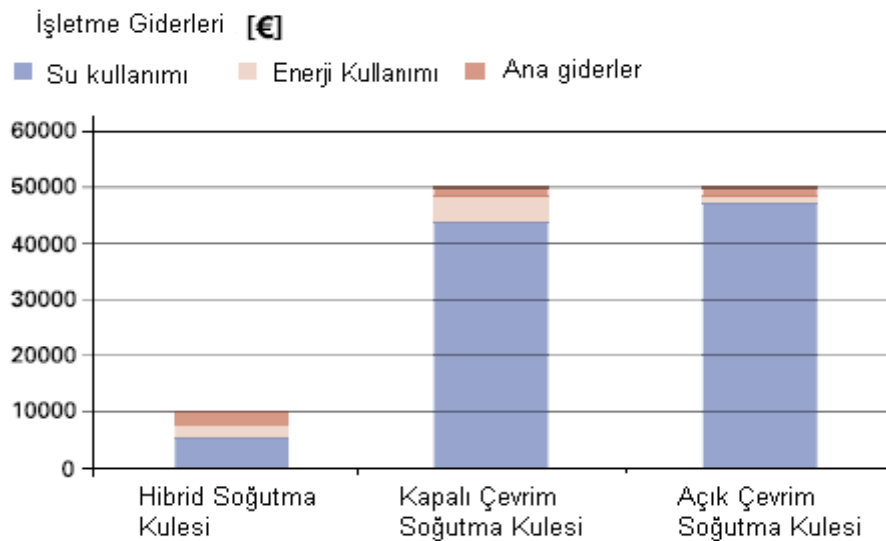
$$H = V / S = 2,0 \text{ m}$$

7.8. Soğutma Kulelerinin Ekonomik Değerlendirmesi

Avrupa’da uzun yıllardan beri hibrid soğutma kuleleri kullanılmaktadır. Birçok nedenden dolayı, su ve enerji fiyatlarının yüksek olduğu, görünür sise izin verilmediği zamanlarda sis önleyicili soğutma kuleleri çözüm olarak uzun yıllardan beri gelişmiş ülkelerde kullanılmaktadır. Hibrid soğutma kulesi kullanmak hem teknik, hemde ekonomiktir. İlk yatırım aşamasında korozyona dayanıklı malzemeler ve düşük ses seviyesine sahip fanlar kullanıldığı için fiyatları yüksek olmaktadır. Ancak bu yüksek giderler hibrid soğutma kulesindeki su ve enerji tüketimindeki tasarruf ile 1–2 yıl içerisinde kendini amorti etmektedirler.



Şekil 7.19. Soğutma kulelerinde ilk yatırım maliyetlerinin karşılaştırılması.



Şekil 7.20. Soğutma kulelerinde işletme giderlerinin karşılaştırılması.

Yukarıdaki diyagramlardan soğutma sistemlerinde yıllık ortalama giderler için basit bir ekonomik karşılaştırma görülmektedir. Su ve enerji fiyatları ucuz ise diğer soğutma sistemlerini tercih etmek daha ekonomik olabilir. Diğer soğutma sistemlerine göre hibrid soğutma sistemi karakteristik olarak su kullanımının daha düşük olduğu bir sistemdir.

Hibrid soğutma kuleleri Avrupa'da ve Amerika'da 1970 yılından beri kullanılmaktadır. Ülkemizde, çevre ile ilgili yasalarda sisin önüne geçilmesi ile ilgili herhangi bir kısıtlama bulunmadığı için kendisine çok fazla kullanım alanı bulamamıştır. Ancak Türkiye'nin hızlı bir sanayi atılımı gerçekleştirdiği, organize sanayi bölgelerinin ve sanayi kuruluşlarının şehirlerin kısmen içerisinde kaldığı veya çok yakınlarında bulunduğu görülmektedir. Bundan dolayı soğutma kulesi endüstrisi hibrid soğutma kulelerine gereken önemi vermeye başlamış ve fizibilite çalışmalarını hızlandırmışlardır. Çoğu soğutma kule üreticisi firma bu konuda ar-ge çalışmalarını yürütmektedir. Soğutma kule üreticileri gelecek talepleri karşılayabilecek altyapıyı oluşturmaya başlamışlardır. Hibrid soğutma kulelerinin yasalar ile desteklenmesi ile hem gereksiz su tüketiminin önüne geçilmiş olacak hem de istenmeyen sisin bertaraf edilmesi sağlanacaktır.

8. SONUÇLAR ve ÖNERİLER

Gelecek zamanlarda; enerji tasarrufunun, su kaynaklarının korunmasının ve tasarruflu kullanılmasının, sistemlerin çevresel etkilerinin en aza indirilmesinin gerektiği bilinen bir gerçektir. Yapılan bu tez çalışmasında birçok endüstri kuruluşunda kullanılan soğutma kulelerine yönelik bir analiz yapılmıştır. Soğutma kulelerinde küçük bir ilk yatırım maliyet ilavesi ile işletme giderlerinde önemli bir tasarruf sağlanabileceği, su kaynaklarının daha tasarruflu kullanılabileceği ve zararlı çevresel etkilerin minimuma indirgenebileceği belirlenmiştir.

Tasarım ve analizi yapılan soğutma kulesinde; su önce bir kanatlı borulu ısı değiştirici içerisinden geçirilmiş, buradan çıkan su bir toplama kollektörü yardımıyla homojen olarak kule dolgu elemanı üzerine püskürtülmüştür. Kule dolgusu üzerinden çıkan şartlandırılmış havanın kule giriş yaş termometre sıcaklığına bağlı olarak bağıl neminin ve sıcaklığının arttığı gözlemlenmiştir.

Kule üst kısmına yerleştirilmiş olan ısı değiştiricisinden çıkan havanın ise sıcaklığının arttığı ancak bağıl neminin azaldığı görülmüştür. Kule fanının emiş yaptığı plenum kısmına iki adet oval statik karıştırıcı koyularak ıslak ve kuru taraftan gelen havanın homojen olarak birbirine karışması sağlanmıştır.

Farklı sıcaklık ve bağıl nem oranında olan iki havanın birbiri arasındaki etkileşim ile havadaki doyumluk azaltılmış böylece ıslak taraftan çıkmış hava içerisindeki nem atmosfere ulaşmadan kule içerisinde tekrar kazanılmıştır. Bilindiği üzere kulede buharlaşan su miktarına eşit bir doldurma suyu (make up) ilave edilmelidir. Sislenmenin önüne geçmek demek, kullanılacak ilave doldurma suyunun diğer soğutma kulelerinin ihtiyaç duyduğu suya oranla en az 4/5 oranında azalmasını sağlar.

Sisin önlenmesi için tamamen kapalı sistemler kullanılabilir ancak kapalı sistemler kullanılması durumunda kule boyutları istenmeyen ebatlarda büyüyecektir. Sisi önlerken boyutun büyümemesi için ıslak-kuru (hibrid) soğutma kuleleri ideal çözümler getirmektedir.

Bu çalışma; hibrid kule tasarımındaki önemli parametreleri göstermeyi hedeflemiştir. Hibrid kule tasarımı, bu parametreler üzerindeki gelişmelere bağlı olarak daha verimli bir hale getirilebilir. Mühendislik eğitiminde ısı ve kütle transferinin önemli bir yeri vardır. Farklı sıcaklıklara sahip iki farklı cisim, akışkan veya yüzey

arasında muhakkak bir ısı transferi gerçekleşmektedir. Isı transfer denklemleri çok karmaşık bir yapıya sahiptirler. Hibrid soğutma kulesi tasarımının önemli bir parçası olan kanatlı borulu ısı değiştiricisinin daha verimli hale getirilmesi kuleyi daha rantabl kılacaktır.

Isı transferini pozitif yönde etkileyecek birçok parametre bulunabilir. Bunlardan bazılarını sıralarsak laminer bir akış yerine türbülanslı akışı tercih etmek, ısı değiştirici içerisinden geçen akışkanın akışını düzensizleştirmek, yüzey üzerinde pütürler oluşturmak, sınır tabaka kalınlığını azaltacak aktif ve pasif teknikler uygulamak olabilir.

Soğutma kulelerinde maliyet analizi yaparak harici tesisat elemanları kullanılabilir. Bunlar giriş hava debisini ayarlayabileceğimiz panjur damperleri, giriş havası nemliliğini ayarlayabilecek nemlendirici, gerekli hava debisini sağlayabilecek fan, motorlu vanalar, frekans konvertörleri vb. elemanlar olabilir.

Bir tasarım yapılırken, enerjiyi verimli kullanmak ve yapılan sistemin insanlık yararına nasıl hizmet edeceği iyi planlanmış olmalıdır. Soğutma kulesi tasarımı yapılırken etkili olan birçok parametreyi göz önüne almak gerekir. Örneğin by-pass duvarının etkisini ihmal etmek imkânsızdır. Özellikle küçük bir soğutma kulesinde % 20'ye varan oranlarda etkisi edebilmektedir. Tasarımda önemli olan etkenlerden biride hava basıncının düşmesidir. Hava akış yönü veya hava akış hızı aniden değiştiği zaman sahada hava basıncı düşmektedir. Karşı akışlı soğutma kulelerinde; hava giriş panjurları, dolgu elamanı, su dağıtım boruları, damla tutucular ve fan ağzı gibi elemanlar basınç düşümüne neden olabilmektedir.

Soğutma kulesi üst kısmında bulunan fan bacaları fan verimliliğini maksimize etmek için kullanılırlar. Fan bacaları, tahliye havasını minimize etmek ve havanın ters seyrini engelleyecek şekilde tasarlanmalıdır. Yetersiz tasarım ve iyi seçilmemiş fan pervanesi fakir hava dağıtımının önemli nedenlerindendir. Fan pervaneleri optimum seçilmelidir. Küçük seçilmeleri durumunda fan durduğunda dış rüzgâr altında fanın ters dönmesine sebep olabilir. Fan altındaki motora ters yönde kuvvet uygulanması durumunda tüm mekanik ekipmanlar; fan, dişli kutusu, şaft kırılabilir. Soğutma kulesi hakkında çalışma yapan ticari ve akademik kuruluşlar hibrid soğutma kulesinin daha verimli hale getirilebilmesi için yukarıda bahsedilen parametreler ile ilgili araştırma geliştirme çalışmalarına öncelik vermelidirler.

9.KAYNAKLAR DİZİNİ

- [1] ASHRAE., (1992), Cooling Tower Performance: Theory and Experiments (Çev., ASHRAE), ASHRAE, ATALANTA.
- [2] Onat, K., (1979), Isı Değiştirgeçleri Ders Notları, İ.T.Ü Makine Fakültesi, İstanbul.
- [3] Shan, K. W., (1994), Handbook of Air Conditioning and Refrigeration, McGraw-Hill, New York.
- [4] Genceli, O. F., (1983), Isı değıştiricileri, Birsen Yayınevi, İstanbul.
- [5] Incropera, F. and DeWitt P. D., (1996), Introduction to Heat Transfer John Wiley & Sons. Inc., (Third Edition).
- [6] Incropera, F. and DeWitt P. D., (2001), Isı ve Kütle Geçişinin Temelleri, Literatür Yayınları No:51, İstanbul.
- [7] Mueller, A.C.,(1967), New Charts for True Mean Temperature Difference in Heat Exchangers, AIChE Paper 10, Ninth National Heat Transfer Conferance, Seattle.
- [8] HEDH., (1983), Heat Exchanger Design Handbook, Heat Transfer Theory , VDI-Verlag Hemisphere Publishing Corporation, Duesseldorf.
- [9] Kays, W.M., London, A.L., (1964), Compact Heat Exchangers, McGraw Hill.
- [10] Immel, William., (1996), Variable Speed Fan Drives for Cooling Towers, CTI TP96-03.
- [11] Lindahl, Paul A. And Jameson, Randal W., (1993), Plume Abatement and Water Conservation with the Wet/Dry Cooling Tower, The Marley Cooling Tower Co., CTI TP96-03.
- [12] Shah, R.K., (1981), Classification of Heat Exchangers in Heat Exchangers, Thermo-Hydraulic Fundamentals and Design, New York.
- [13] Özışık, M.N., (1977), Basic Heat Transfer, McGraw Hill.
- [14] ASHRAE Handbook, HVAC System and Equipment.
- [15] Arthur A. Bell., HVAC Equations, Data and Rules of Thumb.
- [16] Carrier., (1965), Handbook of Air Conditioning System Design.

- [17] ASHRAE., (1981), Handbook of Fundamentals, American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers, Atlanta, GA.
- [18] W. Z. Black ve J. G. Harley., (1985), Thermodynamics, Harper&Row, New York.
- [19] S. M. Elonko., (1963), "Cooling Towers", Power.
- [20] J. B. Jones ve G. A. Hawkins., (1986), Engineering Thermodynamics, 2. Basım, Wiley, New York.
- [21] D. C. Look, Jr. Ve H. J. Sauer., (1986), Engineering Thermodynamics, PWS Engineering, Boston.
- [22] W. F. Stoecker ve J. W. Jones., (1982), Refrigeration and Air Conditioning, 2. Basım, McGraw-Hill, New York.
- [23] K. Wark ., (1988), Thermodynamics, 5. Basım, McGraw-Hill, New York.
- [24] L. D. Winiarski ve B.A. Tichenor., (1970), "Model of Natural Draft Cooling Tower Performance," Journal of Sanitary Engineering Division, Proceedings of the American Society of Civil Engineers.

ÖZGEÇMİŞ

Doğum tarihi :10.05.1982

Doğum yeri :Kars

Lise : 1996/1999-İnegöl Lisesi

Lisans :1999/2004-Erciyes Üniversitesi Müh.-Mim. Fakültesi
Makine Mühendisliği Bölümü

Çalıştığı Kurum :Erenport Construction Industry Trade Incorporation

EKLER

Ek.1 Kule hacminin yaş termometre sıcaklığı ile değişiminin Matlab'ta hesaplanması

Ek.2 Kule hacminin yaş termometre sıcaklığı ile değişimini grafikte gösterilmesi

Ek.3 Sıcaklık farkı ile NTU'nun değişimi

EKLER

Ek.1 Kule hacminin yaş termometre sıcaklığı ile değişiminin Matlab'ta hesaplanması

```

alper_guzel_program.m
C:\Documents and Settings\User\Desktop\TEZ TESLİM\c...
Page 1
January 4, 2010

% Kule hacminin yas termometre sicakligi ile degisimi%

clear all;clc;
Sicaklik=[10 11 12 13 14 15 16 17 18 19 20 21 22 23 24 25 26 27 28 29 30];
Entalpi=[29.745 32.313 34.324 37.768 39.345 42.324 45.014 47.546 51.213 54.325 57.778 61.127 64.058 67.826 72.013 75.781 80.387 84.573 89.179 94.203 99.646] ;
Doymasicakligi=[30 35 40 45 50];
Doymussivi=[125.79 146.68 167.57 188.45 209.33];
D=[0.1 0.4 0.6 0.9];

%Verilen dizayn sartlarinin girilmesi%

L= input('su debisini giriniz(kg/h).....=');
G= input('hava debisini giriniz(m3/h).....=');
Tgyts= input('giris havasinin yas termometre sicakligini giriniz.....=');
Tsgs= input('su giris sicakligini giriniz.....=');
Tscs= input('suyun cikis sicakligini giriniz.....=');
Ka= input('Ka degerini giriniz(kg/m3.....='); %0.060 kg/m3
Cw=4.18;
Tw(1)=Tscs;

%Hesaplamalarin yapilmasi%

DeltaT=(Tsgs-Tscs)
for i=1:21
    if Tgyts==Sicaklik(i)
        hao(1)=Entalpi(i)
    end
end
A1=(L/G)*Cw*DeltaT;
ToplamA3=0;
ToplamNTU=0;
for i=1:4
    Tw(i)=Tw(1)+D(i)*DeltaT
    ha(i)=hao(1)+A1*D(i);
end
for i=1:4
    if Tw(i)==Doymasicakligi(i);
        hi(i)=Doymussivi(i);
    elseif Doymasicakligi(i)<Tw(i)<Doymasicakligi(i+1);
        hi(i)=(Doymussivi(i)+Doymussivi(i+1))/2;
    end
end
end

```

EKLER

Ek-1 in devamı. Kule hacminin yaş termometre sıcaklığı ile değişiminin Matlab'ta hesaplanması

```

alper_guzel_program.m
C:\Documents and Settings\User\Desktop\TEZ TESLİM\c...
Page 2
January 4, 2010


---


for i=1:4
    A2(i)=hi(i)-ha(i);
    A3(i)=1/A2(i);
    NTU(i)=Cw*DeltaT/A2(i)
    ToplamA3=ToplamA3+A3(i)
    ToplamNTU=ToplamNTU+NTU(i)
end
clc
fprintf('\n\n\n');
disp('(hi-ha).....1/Entalpi farki.....NTU');
for i=1:4
    fprintf('%15.2f,Tw(i));
    fprintf('%15.3f,ha(i));
    fprintf('%15.3f,hi(i));
    fprintf('%15.3f,A3(i));
end
fprintf('%80.4f,ToplamA3);
fprintf('%15.4f,ToplamNTU);

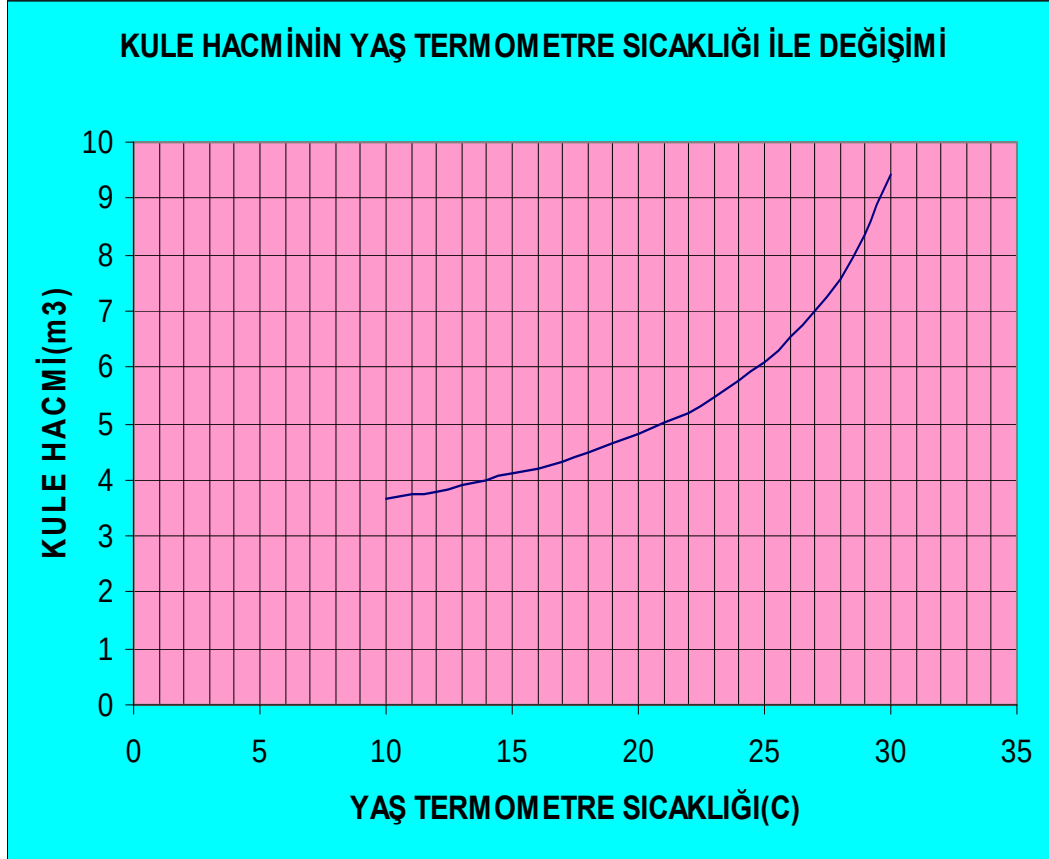
%Kule hacminin hesaplanmasi%

L1=L/3600;
V=L1*ToplamNTU/Ka;
fprintf('\n\n\n\n');
disp('kule hacmi(m3)');
disp(V);

```

EKLER

Ek.2 Kule hacmini yaş termometre sıcaklığı ile değişimini grafikte gösterilmesi



EKLER

Ek.3 Sıcaklık farkı ile NTU'nun değişimi

