

85119

YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

SOĞUTMA KULELERİNDE EKONOMİKLİĞİN  
İNCELENMESİ

Mak.Müh. Mehmet Oğuz YANGIN

F.B.E.Makina Mühendisliği Anabilim Dalı Isı Proses Programında  
Hazırlanan

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Tez Danışmanı : Doç. Dr. Galip TEMİR

Doç. Dr. Galip Temir 

Prof. Dr. Bahri Şahin 

Doç. Dr. Sükrü Bekdemir 

TC. YÜKSEKÖĞRETİM KURULU  
DOKÜMANTASYON MERKEZİ  
İSTANBUL, 1999

85119

## İÇİNDEKİLER

Sayfa

SİMGE LİSTESİ.....	iv
ŞEKİL LİSTESİ.....	vi
ÇİZELGE LİSTESİ.....	vii
ÖNSÖZ.....	viii
ÖZET.....	ix
ABSTRACT.....	x
1. GİRİŞ.....	1
2. PSİKOMETRİ.....	3
2.1 Nemli Hava İle İlgili Tanımlar.....	3
2.2 Nemli Hava İçin İdeal Gaz Bağlılıları.....	5
2.3 Termodinamik Yaş Termometre Sıcaklığı.....	9
3. SOĞUTMA KULELERİ.....	11
3.1 Soğutma Kulelerinin Uygulamaları.....	12
3.2 Soğutma Kulelerinin Sınıflandırılması.....	19
3.2.1 Doğal taşınımlı soğutma kuleleri.....	20
3.2.2 Zorlanmış taşınımlı soğutma kuleleri.....	24
3.2.2.1 Deniz suyu kuleleri.....	26
3.2.2.2 Paket tipi kuleler.....	27
3.2.3 Rüzgarlı soğutma kuleleri.....	27
3.3 Ters Akışlı Soğutma Kulesi İçin Termodinamik Analiz.....	27
3.4 Örnek Uygulama.....	38
3.5 Soğutma Kuleleri İçin Kütle Geçiş Katsayısı.....	45
3.6 Soğutma kulelerinde Ekonomikliğin Hesaplanması.....	54
3.6.1 Yatırım masrafları.....	54
3.6.2 Enerjiden olan kazançlar.....	57
3.6.3 Örnek uygulama.....	65

4. SONUÇLAR.....	91
KAYNAKLAR.....	93
ÖZGEÇMİŞ.....	94



## SİMGE LİSTESİ

$A_v$	1 m <sup>3</sup> hacimdeki su partiküllerinin ısı transfer alanı, m <sup>2</sup> / m <sup>3</sup>
BHM	Birim hacim maliyeti, \$ / m <sup>3</sup>
$C_p$	Nemli havanın özgül ısı, kJ / kg°C
$C_w$	Suyun özgül ısı, kJ / kg°C
D	Kütlesel yayılım katsayısı, m <sup>2</sup> / h
f	Kule faktörü; faiz oranı
F	Kullanılan elektrik enerjisi fiyatı, \$ / kwh
h	Entalpi, kJ / kg
H	Çalışma süresi ( yıldaki çalışma saati ), h / yıl
$h_c$	Yüzey ısı taşınım katsayısı, w / m <sup>2</sup> K
$h_d$	Kütle geçiş katsayısı, kg / s m <sup>2</sup>
HDU	Boyutsuz kütle geçiş katsayısı
Le	Lewis sayısı
M	kütlesel debi, kg / h
n	Kule ömrü, yıl
n	mol miktarı, mol
Ne	Efektif güç, w
Ni	İndikatör gücü, w
Nk	Kompresör gücü, w
P	Basınç, pa
PT	Parasal tasarruf, \$
Q	Isıl debi, kJ / h
R	Gaz sabiti, j / g mol K
SE	Soğutma etkisi
T	Sıcaklık, K, °C
T*	Yaş termometre sıcaklığı, K, °C
TPT	n sene sonunda elde edilen toplam parasal tasarruf, \$
v	Nemli havanın özgül hacmi, m <sup>3</sup> / kg
V	Kule hacmi, m <sup>3</sup>
W	Özgül nem, kg / kg
x	Karışım içinde bulunan bir maddenin mol sayısının karışımın toplam mol sayısına oranı
y	Suyun özgül nemi ( doymuş nem ) ile suyun temas halinde olduğu havanın özgül nemi arasındaki fark, kg / kg
YM	Yatırım maliyeti, \$
$\rho$	Nemli havanın yoğunluğu, kg / m <sup>3</sup>
$\mu$	Doyma derecesi
$\phi$	Bağıl nem
$\alpha$	Isıl yayılım katsayısı, m <sup>2</sup> / h
$\eta_{el}$	Elektrik motor verimi
$\eta_k$	kayıp verimi
$\eta_m$	Mekanik verim
$\eta_t$	Termik verim
$\eta_T$	Toplam verim
$\eta_v$	Volumetrik verim

## İNDİSLER

a	hava	s	doyma
d	çiğ noktası	w	su
f	sıvı	1	giriş
g	gaz	2	çıkış
m	ortalama		



## ŞEKİL LİSTESİ

	Sayfa
Şekil 3.1	Ters akışlı, zorlanmış taşınımli soğutma kulesinin şematik resmi..... 11
Şekil 3.2	Kenarları içe doğru eğik panjurlu duvarlarla çevrili fiskiyeli küçük bir havuz.....21
Şekil 3.3	Ters akımlı, doğal taşınımli dolgu tipi soğutma kulesi.....22
Şekil 3.4	Dış duvarı hiperboloid şeklindeki doğal taşınımli soğutma kulesi.....23
Şekil 3.5	Zorlanmış taşınımli soğutma kulesi.....25
Şekil 3.6	Ters akışlı soğutma kulesinin termodinamik analizi için şematik resim.....29
Şekil 3.7	.....31
Şekil 3.8	.....32
Şekil 3.9	Soğutma kulesi içinde nemli havanın hal değişimi.....37
Şekil 3.10	$f(w) = 1 / ( W_{sw} - W )$ eğrisi.....44
Şekil 3.11	Dolgu tipleri.....46
Şekil 3.12	Su debisi – $haA_v$ diyagramı. Su giriş sıcaklığı = 38°C.....48
Şekil 3.13	Su debisi – $haA_v$ diyagramı. Su giriş sıcaklığı = 40°C.....49
Şekil 3.14	Boyutsuz debi HDU grafiği. Su giriş sıcaklığı = 38°C.....50
Şekil 3.15	Boyutsuz debi HDU grafiği. Su giriş sıcaklığı = 40°C.....51
Şekil 3.16	Su giriş – çıkış sıcaklık farkının $haA_v$ ye etkisi. Su giriş sıcaklığı = 40°C.....52
Şekil 3.17	Yaş termometre sıcaklığının kule hacmine etkisi.....53
Şekil 3.18	Stevens diyagramı.....55a
Şekil 3.19	Tek kademeli chillerli soğutma sisteminin şematik resmi.....58
Şekil 3.20	Kompresörün şematik resmi.....58
Şekil 3.21	Kompresörün indikatör diyagramı.....60
Şekil 3.22	Toplam parasal tasarruf ve yatırım masrafi eğrileri.....63
Şekil 3.23	Soğutma kulesi çıkış suyu sıcaklığına göre toplam parasal tasarruf ve yatırım masrafi eğrileri.....65
Şekil 3.24	Soğutma kulesi çıkış suyu sıcaklığına göre masraf eğrileri.....89

## ÇİZELGE LİSTESİ

	Sayfa
Çizelge 3.1	Kuru ve doymuş nemli hava için ısı ve kütleli yayılım bilgileri.....35
Çizelge 3.2	Örnek uygulamanın hesap sonuçları.....42
Çizelge 3.3	$f(w) = 1 / ( W_{sw} - W )$ fonksiyonunun aldığı değerler.....43
Çizelge 3.4	$T_{w2} = 26^{\circ}\text{C}$ su çıkış sıcaklığı için örnek uygulamanın hesap sonuçları.....74
Çizelge 3.5	$T_{w2} = 28^{\circ}\text{C}$ su çıkış sıcaklığı için örnek uygulamanın hesap sonuçları.....76
Çizelge 3.6	$T_{w2} = 30^{\circ}\text{C}$ su çıkış sıcaklığı için örnek uygulamanın hesap sonuçları.....78
Çizelge 3.7	$T_{w2} = 32^{\circ}\text{C}$ su çıkış sıcaklığı için örnek uygulamanın hesap sonuçları.....80
Çizelge 3.8	$T_{w2} = 34^{\circ}\text{C}$ su çıkış sıcaklığı için örnek uygulamanın hesap sonuçları.....82
Çizelge 3.9	$T_{w2} = 36^{\circ}\text{C}$ su çıkış sıcaklığı için örnek uygulamanın hesap sonuçları.....84
Çizelge 3.10	$Q'$ nun $T_{w2}'$ ye göre değişimi.....85
Çizelge 3.11	Kule hacminin $T_{w2}'$ ye göre değişimi.....86
Çizelge 3.12	$T_{w2}'$ nin $z'$ ye göre değişimi.....87

## ÖNSÖZ

Bu çalışma, ülkemizde giderek önemi artan ve kullanım sahası genişleyen soğutma kulelerinin uygun çalışma koşullarını belirlemek ve aynı zamanda imalat ve kullanım hatalarının kule verimi üzerindeki etkilerini incelemek amacıyla konu edilmiştir.

Bu konuda çalışmamı sağlayan değerli hocam sayın Doç. Dr. Galip Temir'e ve Termodinamik Ana Bilim Dalının tüm öğretim üyelerine teşekkürü bir borç bilirim.



## ÖZET

Nemli hava – su ikilisinin kullanıldığı bir çok iklimlendirme sisteminde ısı ve kütle geçişi bir arada gerçekleşir. Nemli havadan ısı ve nem alınması, suyun ısısının havaya verilmesi ve bu sırada havanın nemindeki artış, havanın nemlendirilmesi bu konunun uygulamada karşılaşılan şekilleridir. Bu şekildeki ısı ve kütle transferlerinde su ile nemli hava, arada bir engel olması veya olmamasına göre doğrudan ya da dolaylı olarak temas halindedir.

Nemli hava ile su arasında ısı ve kütle geçişi olan sistemlerin hesabında psikometrik tablo veya analitik ifadelerden yararlanır. Bu nedenle, psikometrik tanım ve bağıntılar Bölüm 2 de verilmiştir.

Doğrudan ısı ve kütle geçişinin söz konusu olduğu sistemlerden uygulamada en çok karşılaşılanı ters akışlı soğutma kulesi olduğundan, ters akışlı soğutma kulelerinin termodinamik ve ekonomiklik hesapları için geliştirilen yöntemler Bölüm 3 de anlatılmıştır.

## **ABSTRACT**

Most of devices used in air conditioning applications are based on heat and mass transfers between moist air and water. Those transfer processes may be divided in two groups as direct contact processes and indirect contact processes. Cooling tower, air washer and spray dehumidifier may be expressed as examples of direct contact heat and mass transfer between the moist air and water. At the cooling and dehumidifying coils, indirect or induced heat and mass transfers occurs.

In order to obtain thermodynamic properties of moist air, psychrometric tables and equations are used. In order to review psychrometric definitions of basic concepts and equations, Chapter 2 has been prepared.

Direct contact heat and mass transfers between the moist air and water are realized by means of cooling of the water by atmospheric air, humidifying of air by injection of water and rejection of heat and humid from the air by using chilled water in practical applications. Counter – flow cooling towers may be more important in these devices because of that is widely used in the practice. For these reason, counter flow cooling towers are examined in Chapter 3 that is based on thermodynamics and economical calculations of counter – flow cooling towers.

## 1 . GİRİŞ

İklimlendirme sistemlerinde nemli hava ile su arasında ısı ve kütle geçişinin bir arada olduğu cihazlar önemli bir yere sahiptir. Nemli hava soğutan kanatlı borulu ısı değiştiricileri, soğutma kuleleri, hava yıkayıcılar, püskürtme tipi nem alıcılar v.b. gibi cihazlar nemli hava ile su arasında ısı ve kütle geçişinin bir arada olduğu sistemlere örnek olarak verilebilir.

Nemli hava ile su arasındaki ısı ve kütle geçişi arada bir engel olması ya da olmamasına göre dolaylı ve dolaysız geçiş diye gruplanabilir. Soğutma kulelerinde su ve hava arasında bir engel olmaması bakımından dolaysız ısı ve kütle geçişi söz konusudur.

Muhtemelen su ile atmosferik havanın direkt temasında ( doğrudan ısı ve kütle geçişinde ) faydalanılan en önemli cihaz soğutma kulesidir. Soğutma kulesinin çalışma prensibindeki amaç, havayı incelemekten çok püskürtülmüş suyun soğutulmasıdır. Soğutma kuleleri, sirküle etmiş suyu sıcaklık bakımından elverişli hale getirip, yeniden bu sudan soğutucu kondanserlerde, elektrik santrallerinde, ve diğer ısı değiştiricilerinde faydalanmak için kullanılır.

Günümüzde en çok kullanılan soğutma kuleleri ters akışlı zorlanmış taşınımlı soğutma kuleleridir. Bu tip soğutma kulelerinde, atmosferik hava kule içersinde fan tarafından yukarıya doğru sirküle edilir. Sıcak su kulenin üst kısmından içeriye alınır ve kendisine göre ters akışlı olan hava içinde aşağıya doğru iner. Soğutma kulesi içindeki dolgu suyun aşağıya doğru çökme hızını geciktirir ve hava ile temas yüzeyini artırır. Kulenin tepesindeki eleyici plakalar dışarı çıkan hava içindeki suyun sürüklenmesini veya dışarı taşınmasını minimize eder. Böylelikle suyun kuleden buharlaşma ve sürüklenme ile kaybolmasının önüne geçilir.

Soğutma kulelerinde işlemin gerçekleşmesi sırasında havanın nemi artar ve suyun sıcaklığı en çok havanın yaş termometre sıcaklığına kadar düşürülebilir. Bu yöntem yalnız, havanın yaş termometre sıcaklığının suyun istenilen çıkış sıcaklığı altında olması durumunda uygulama alanı bulabilir. İstenilen herhangi bir su çıkış sıcaklığı için, yaş termometre sıcaklığı su çıkış sıcaklığının ne kadar altında olursa, bu şartı sağlamak için gerekli kule hacmi de o kadar az olacaktır.

Soğutma kulelerinde hava ile su arasındaki ısı ve kütle geçişi hesapları psikometrik esaslara dayanılarak yapılır. Bu nedenle psikometrik tanım ve ifadelerin verildiği Bölüm – 2 oluşturulmuştur.

Bölüm – 3 de soğutma kulelerinin uygulamaları ele alınmış ve bununla beraber gerek iklimlendirme gerekse başka sistemlerde sıkça karşılaşılan ters akışlı soğutma kulesinin termodinamik hesapları yapıp; optimum şartların bulunabilmesi için hesap yöntemleri geliştirilmiştir.



## 2 . PSİKOMETRİ

Isıtma, soğutma ve iklimlendirme işlemlerinde; kuru hava ve su buharı karışımı kabul edilebilecek nemli hava kullanılır. Söz konusu uygulamalara ilişkin hesapların ve tasarımların yapılabilmesi için nemli havaya ilişkin termodinamik özelliklerin bilinmesi gerekir. Nemli havanın termodinamik özellikleri; psikometrik diyagramdan veya tablolardan bulunabilir.

Bu bölümde, nemli havaya ilişkin tanımlar, parametreler ele alınacak ve çalışmada kullanılan bağıntılar ortaya konacaktır. Bu bölümün hazırlanmasında ASHRAE [ 3 ] den yararlanılmıştır.

### 2 . 1 . Nemli Hava İle İlgili Tanımlar

Özgül nem (  $w$  ) : Alınan hava örneği içindeki su buharı kütesinin, kuru hava kütesine oranıdır.

$$W = \frac{M_w}{M_a} \quad (2.1)$$

Mol oranı (  $x_1$  ) : Karışım içinde bulunan bir maddenin mol sayısının (  $n_1$  ), karışımın toplam mol sayısına (  $n$  ) oranıdır. Nemli havada bulunan kuru hava için (  $x_a$  ), su buharı için (  $x_w$  ) tanımlaması yaparsak;  $x_a + x_w = 1$  olduğu görülür. Mol oranları (  $x_w/x_a$  ) ile molekül ağırlıkları oranı (  $18,01534 / 28,9645 = 0,62198$  ) çarpımının özgül nemi verdiği bilinir.

$$W = 0,62198 \cdot \frac{x_w}{x_a} \quad (2.2)$$

Mutlak nem ( su buharı yoğunluğu ) (  $d_v$  ) : Nemli havadaki su buharı kütesinin, nemli hava hacmine oranıdır.

$$d_v = \frac{M_w}{V} \quad (2.3)$$

Nemli havanın yoğunluğu ( $\rho$ ) : Nemli hava kütlesinin hacmine oranıdır.

$$\rho = \frac{M_a + M_w}{V} = \frac{1}{v} (1 + W) \quad (2.4)$$

$v$  ( $m^3 / kg$ ) : Nemli havanın özgül hacmi.

Doymuş havanın özgül nemi ( $W_s$ ) : Aynı sıcaklık ve basınç altında su ile denge durumunda olan nemli havanın özgül nemidir.

Doyma derecesi ( $\mu$ ) : Sıcaklık ve basınç aynı olmak kaydıyla, özgül nemin ( $W$ ), doymuş havanın özgül nemine ( $W_s$ ) oranıdır.

$$\mu = \frac{W}{W_s} \Big|_{T,P} \quad (2.5)$$

Bağıl nem ( $\phi$ ) : Havada bulunan su buharına ait mol oranının ( $x_w$ ), aynı sıcaklık ve basınçtaki doymuş havada bulunan su buharının mol oranına ( $x_{ws}$ ) bölümüdür.

$$\phi = \frac{x_w}{x_{ws}} \Big|_{T,P} \quad (2.6)$$

Bağıl nem ile doyma derecesi arasındaki bağıntı, ( 2.2 ), ( 2.5 ) ve ( 2.6 ) ifadeleri kullanılarak bulunabilir.

$$\phi = \frac{\mu}{1 - (1 - \mu).x_{ws}} \quad (2.7)$$

Çiğ noktası sıcaklığı (  $T_d$  ) : Nemli hava ile aynı basınç ve özgül neme sahip doymuş hava sıcaklığıdır.

$$W_s(P, T_d) = W \quad (2.8)$$

Yaş termometre sıcaklığı (  $T^*$  ) : Sıcaklığı (  $T$  ) ve nemi bilinen havayı; sabit basınçta buharlaşarak, adyabatik olarak denge noktasına getiren suyun sıcaklığıdır.

## 2.2 . Nemli Hava İçin İdeal Gaz Bağlıları

Nemli havanın, ideal gaz olarak düşünülen kuru hava ve su buharı karışımından oluşan, ideal gaz olduğu düşünülebilir. Bu halde, nemli havanın termodinamik özelliklerinin bulunmasında ideal gaz denklemleri kullanılabilir.

Nemli havanın içerdiği; kuru hava için :

$$P_a.V = n_a.R.T \quad (2.9)$$

Su buharı için :

$$P_w.V = n_w.R.T \quad (2.10)$$

İdeal gaz denklemleri yazılabilir. Burada;

$P_a, P_w$  : kuru hava ve su buharının kısmi basınçları,

$V$  : karışımın toplam hacmi,

$n_a, n_w$  : kuru hava ve su buharının mol sayıları,

$R$  : evrensel gaz sabiti ( 8,31441 j/g mol K ),

$T$  : karışım sıcaklığıdır, ( K ).

Karışımın da ideal gaz olduğu düşünülürse;

$$P.V = n.R.T \quad (2.11)$$

veya

$$(P_a + P_w).V = (n_a + n_w).R.T \quad (2.12)$$

İdeal gaz denklemleri yazılabilir. Son iki denklemden;

$$P = P_a + P_w$$

$$n = n_a + n_w$$

olduğu görülür.

(2.9) – (2.12) arasındaki denklemlerden, kuru hava ve su buharının mol oranları bulunur.

$$X_a = \frac{P_a}{P_a + P_w} = \frac{P_a}{P} \quad (2.13)$$

$$X_w = \frac{P_w}{P_a + P_w} = \frac{P_w}{P} \quad (2.14)$$

(2.2), (2.13) ve (2.14) bağıntıları ile, özgül nem ile kısmi basınç arasındaki bağıntı yazılır.

$$W = 0,62198 \cdot \frac{P_w}{P - P_w} \quad (2.15)$$

Doymuş havanın özgül nemi de aynı şekilde ifade edilebilir.

$$W_s = 0,62198 \frac{P_{ws}}{P - P_{ws}} \quad (2.16)$$

$P_{ws}$ , belirli bir sıcaklıktaki, doyma halindeki su buharının kısmi basıncıdır ve yalnız sıcaklığa bağlıdır.  $P_{ws}$ , doymuş halde nemli havada bulunan su buharının kısmi basıncından ( $P_s$ ) biraz farklıdır.

$$P_s = x_{ws}.P \quad (2.17)$$

( 2.6 ) ifadesi ile verilen bağıl nem tanımında, ( 2.14 ) ile verilen su buharının mol oranı ifadesi yerine konursa, bağıl nem ile su buharının kısmi basıncı arasında bir bağıntı elde edilir.

$$\phi = \frac{P_w}{P_{ws}} \quad (2.18)$$

(2.7) ifadesinde, ( 2.14 ) ile verilen  $x_{ws}$  konulursa;

$$\phi = \frac{\mathcal{M}}{1 - (1 - \mathcal{M}).(P_{ws}/P)} \quad (2.19)$$

bulunur.  $\phi$  ve  $\mathcal{M}$  değerlerinin her ikisi de, kuru hava için 0, doymuş hava için 1 değerini alır. Ara hallerde ise farklı değerler alırlar.

Nemli havanın özgül hacmi,

$$v = V/M_a = V/(28,9645.n_a) \quad (2.20)$$

İle verilir. ( 2.9 ) ve ( 2.20 ) bağıntıları dikkate alınır ve  $P = P_a + P_w$  olduğu hatırlanırsa aşağıdaki bağıntı bulunur.

$$v = \frac{R_a.T}{P - P_w} \quad (2.21)$$

( 2.15 ) den  $P_w$  çekilip, ( 2.21 ) de yerine konursa;

$$v = \frac{R_a.T}{P} \cdot ( 1 + 1,6078 \cdot W ) \quad (2.22)$$

İfadesi bulunur.

İdeal gaz karışımının entalpisi, karışımda bulunan gazların entalpileri toplamıdır. O halde, nemli havanın entalpisi, kuru hava ile su buharı entalpilerinin toplamıdır.

$$h = h_a + h_g.W \quad (2.23)$$

Burada;

$h_a$  : kuru havanın entalpisi,

$h_g$  : karışım sıcaklığındaki doymuş su buharı entalpisidir. Kuru hava ve su buharı için entalpi ifadeleri,  $C_{pa} = 1 \text{ kJ/kg}^\circ\text{C}$ ,  $C_{pv} = 1,805 \text{ kJ/kg}^\circ\text{C}$  alınarak;

$$h_a = T \quad (\text{kJ/kg}) \quad (2.24)$$

$$h_g = 2501 + 1,805.T \quad (\text{kJ/kg}) \quad (2.25)$$

nemli havaya ait entalpi ifadesi ( 2.23 ) – ( 2.25 ) denklemleri kullanılarak yazılır.

$$h = T + ( 2501 + 1,805.T ).W \quad (\text{kJ/kg}) \quad (2.26)$$

Entalpi ifadelerindeki sıcaklıklar ( $^\circ\text{C}$ ) dir. Ayrıca, birim kütle olarak kuru hava kütlesi alınır.

### 2 . 3 . Termodinamik Yaş Termometre Sıcaklığı

Nemli hava, hangi halde bulunursa bulunsun, sabit basınç altında doymuş hale getirilebilir. Nemli hava ile suyun denge halinin söz konusu olduğu bu durumda, suyun sıcaklığına, termodinamik yaş termometre sıcaklığı (  $T^*$  ) denir. Sabit basınçta gerçekleşen işlem sırasında, özgül nem  $W$  değerinden  $T^*$  sıcaklığına karşı gelen  $W_s^*$  değerine yükselir. Entalpi  $h$  iken, söz konusu sıcaklığa karşı gelen  $h_s^*$  değerine erişir. Olay sırasında; havaya geçen nem miktarı, (  $W_s^* - W$  ); kütle geçişinden dolayı entalpi artışı da (  $W_s^* - W$  ). $h_w^*$  olur.  $h_w^*$ ,  $T^*$  sıcaklığındaki suyun entalpisidir. İşlemin adyabatik olduğu düşünülür ve termodinamiğin 1. Kanunu uygulanırsa;

$$h + (W_s^* - W).h_w^* = h_s^* \quad (2.27)$$

bulunur. Sabit basınçta, doyma noktasına ait termodinamik özellikler sadece sıcaklığın fonksiyonudur. Başlangıç haline ait, entalpi (  $h$  ), özgül nem (  $W$  ) değerlerinin ve olayın gerçekleştiği basıncın belirtilmesi halinde; ( 2.27 ) yi sağlayan yalnız bir sıcaklık vardır. Bu sıcaklık, entalpi ve özgül nemi ile belirtilen nemli havaya ait termodinamik yaş termometre sıcaklığıdır (  $T^*$  ).

Su için entalpi ifadesi ;

$$h_w = 4,186.T_w \quad ( \text{kJ/kg} ) \quad (2.28)$$

yazılır. Burada,  $T_w$  su sıcaklığıdır ve (  $^{\circ}\text{C}$  ) birimindedir. Eğer sıcaklık  $T^*$  alınırsa, yaş termometre sıcaklığına karşılık gelen entalpi (  $h_w^*$  ) bulunur.

( 2.27 ) denkleminde, entalpi ifadeleri yerlerine konularak düzenlenirse;

$$W = \frac{(2501 - 2,381.T^*).W_s^* - (T - T^*)}{2501 + 1,805.T - 4,186.T^*} \quad (2.29)$$

bulunur. Sıcaklıkların hepsinin birimleri (  $^{\circ}\text{C}$  ) dir.

Doyma basıncı için ASHRAE [ 3 ] de iki bağıntı verilmiştir.

- 100 °c ile 0 °c arasında;

$$\ln( P_{ws} ) = C_1/T + C_2 + C_3.T + C_4.T^2 + C_5.T^3 + C_6.T^4 + C_7.\ln( T ) \quad ( 2.30 )$$

$$C_1 = -5674,5359$$

$$C_2 = 6,3925247$$

$$C_3 = -0,9677843.10^{-2}$$

$$C_4 = 0,62215701.10^{-6}$$

$$C_5 = 0,20747825.10^{-8}$$

$$C_6 = 0,9484024.10^{-12}$$

$$C_7 = 4,1635019$$

0 °c ile 200 °c arasında ise aşağıdaki gibidir.

$$\ln( P_{ws} ) = C_8/T + C_9 + C_{10}.T + C_{11}.T^2 + C_{12}.T^3 + C_{13}.\ln( T ) \quad ( 2.31 )$$

$$C_8 = -5800,2206$$

$$C_9 = 1,3914993$$

$$C_{10} = -0,04860239$$

$$C_{11} = 0,41764768.10^{-4}$$

$$C_{12} = -0,14452093.10^{-7}$$

$$C_{13} = 6,5459673$$

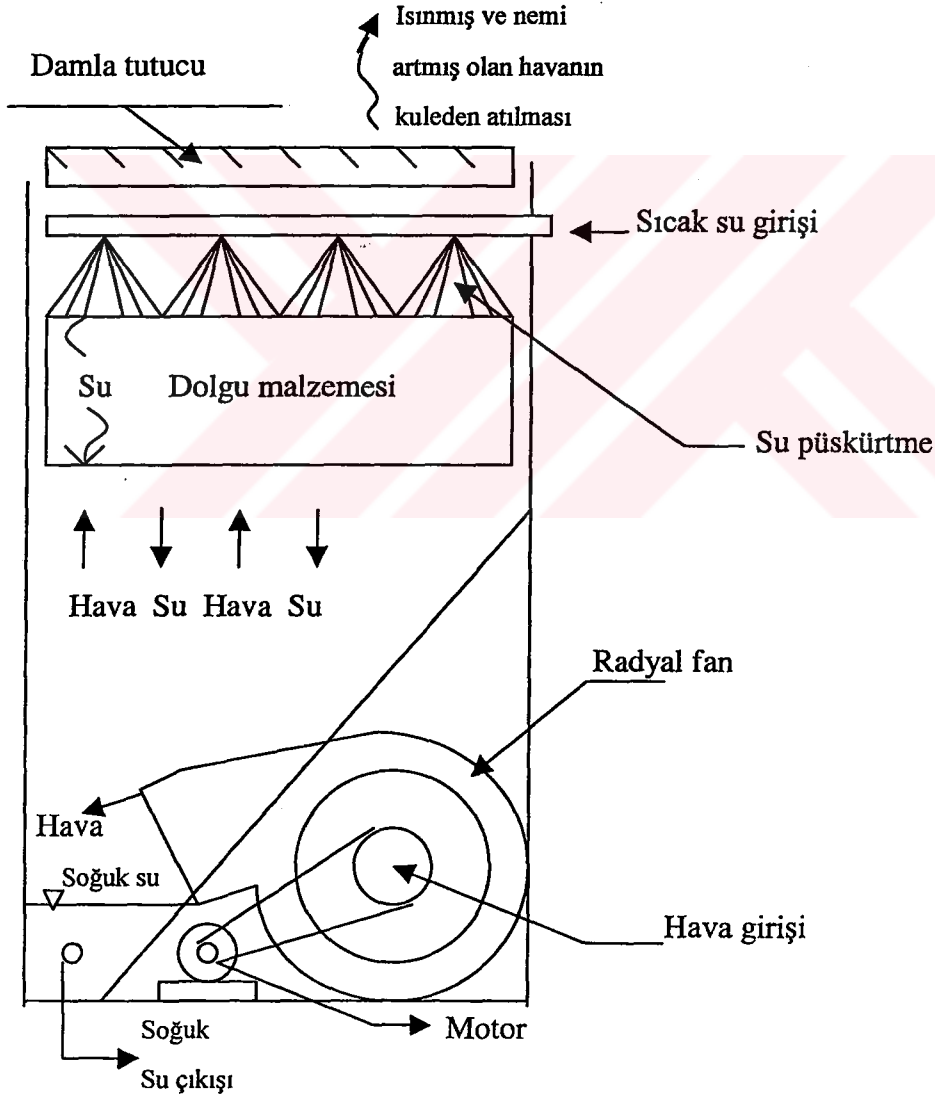
$P_{ws}$  : doyma basıncı ( pa ),

T : mutlak sıcaklık ( K ).

### 3 . SOĞUTMA KULELERİ

Atmosferik nemli hava ile su arasında ısı ve kütle geçişinin bir arada ve doğrudan gerçekleştiği tipik bir cihaz ve iklimlendirme sistemlerinde çokça kullanılması bakımından; soğutma kuleleri, termodinamik analiz açısından önemlidir.

Soğutma gruplarında, güç ünitelerinde kullanılan yoğuşturucuların çoğu su soğutmalıdır. Gerek bu birimlerde, gerekse su soğutmalı diğer ısı değıştiricileri için gereken soğutma suyu genellikle soğutma kulelerince temin edilir.



Şekil 3.1. Ters akışlı, zorlanmış taşınımlı soğutma kulesinin şematik resmi.

### 3 . 1 . Soğutma Kulelerinin Uygulamaları

Bu bölümün hazırlanmasında ARAL, “Soğutma Kulelerinin Uygulamaları” [ 1 ] olduğu gibi aktarılmıştır.

Yapılışlarına bakılarak, su soğutma kulelerini beş ana kümede toplayarak, bunların gerek yapılış ve gerekse işletme durumları ile bakımlarını incelemek bir kolaylık sağlayabilecektir.

Kulelerin yapımında kullanılan malzemeler ( 1- ahşap, 2- metal, 3- plastik, 4- çimento, 5- asbest/çimento, 6- beton ) çoğu kez kuleler için uygun seçilememektedir. Özenle seçilmesi gereken malzemeler; su, hava koşullarına karşı dayanıklı olmaları zorunludur. Genel olarak kullanılan gelen malzemelerden ahşabın seçiminde bilinçli bir özen gösterilmemekte, suya dayanıklılığı hiç olmayan ağaçlar ( örneğin kavak ) kullanılmaktadır.

Kule yapısına uygun olacak ahşabın seçiminden sonra bunun suya ve hava koşullarına karşı dayanıklılığını artırmak yolunda uygulanacak yöntemleri de bilinçli olarak saptamak gereklidir.

Ahşabın korunmasında, bunun özelliklerini kozan ya da tahrip eden zararlılara karşı her türlü önleyici ya da kurtarıcı işlemleri uygulamak zorunludur. Bu yolda uygulanan yöntemlerden sıvı, gaz ve katı durumunda bulunan maddelerle ahşabın bünyesine derinliğine geçirmek üzere yapılan emprenyeleme işleri, ahşabın fiziksel ya da kimyasal bünyesini tahrip eden canlılar ( küf, yosun, böcekler vb. ) kimyasal maddeler ve öbür sebeplere karşı koruma yöntemi olarak kabul edilebilir.

Ahşaba zarar veren mantarlardan, bunun çürümesine yol açan ev süngeri olarak adlandırılan ( merulius lacrimans wulf ) mantar türü ile kabarcıklı ( coniophara cerebella ) mantar türleri ahşaba zarar veren türlerdir. Bu gibi mantarların yaralarını almış bulunan ahşap bölgelerini kesip atmak ve bunları, çevrede bir yayılmayı önlemek üzere, hemen yakmak pek yerinde bir işlemdir. Bu gibi mantarların yaşamlarına uygun ortam ( ısı düzeyi ve rutubet % 35 - % 60 ) ise her zaman vardır.

Ahşaba zarar veren böcek türlerinden kakıcı ( cerambycidae ) böcekler, iğne yapraklı ağaç türlerine derin yaralar açarak, kuru ve yarı kuru ahşapta yaşamlarını sürdürerek zarar yaparlar. Bu gibi zararlar daha sıkça olarak kulelerin üst kabuk kaplamalarında görülür.

Kemirici böcek türlerinden ( anobidae ) olanlar ise yüksekçe hava rutubeti olan bölgelerde kulelerin alt kısımlarında yaşamlarını sürdürerek ahşaba zarar verirler.

Söz konusu zararların tehlike düzeyleri şöyle sıralanabilir : a) az tehlikeli ( küf mantarları, mavi leke mantarları ve benzerler ), b) orta tehlikeli ( kabuk böcekleri, iyice işlenmemiş kule kalın parçalarında ve ardak mantarları ), c) önemli tehlikeli ( sünger mantarları, merilius lacrimans, cerambicidae, anobidae ).

Sayıla gelen zararlara karşı ahşabın korunmasında konu olacak emprenyeleme yöntemlere uygun olacak emdirme yapılmayıp, seçilmiş herhangi bir madde ( asfalt, bitüm vb. ) ahşabı önceden hazırlamadan ( kurutma, ısıtma ) fırça ile hemen hemen, gelişi güzel sürülmektedir. Böyle bir işlemde, ahşaptaki çatlaklar ve bünyesindeki hava ve rutubet çok kısa bir sürede hava kabarcıkları yaparak sürülmüş koruyucu astar kaplamayı delmektedir. Yeterli empreyeleme ancak uygun emprenye maddesi ile ahşabın her tarafına geçecek nitelikte olmalıdır.

Kullanılması zorunlu olan emprenye maddeleri ( preparatlar ) su ile yıkanmaya dayanıklı türden olmaları zorunludur.

Ayrıca ahşap parçaların boyutları da yeterli mukavemette olması gereklidir.

Çoğu kez yetersiz kesit nedeniyle burkulma ve belvermelere yol açan bu gibi parçalar, hem kulelerin ömürlerini kısa sürede yetirmekte ve hem de yıpranmalarına yol açmaktadır.

Kulelerin hesaplarında düzenli bir su dağıtımı kabul edile gelmekte olup bu kabulün bazı soğutma kulelerinde geçerliliği söz konusu iken, bazı soğutma kulelerinde bozulmuş olduğu görülebilir. latalı su parçalama istifinde, istif katındaki lataların yamuk durumları nedeniyle su dağıtımı ( kule parçalama dolgusu içinde ) düzgün ve yatay alanda hesaplara uygun bir dağılımı sağlamayacak niteliktedir.

Bu gibi su paralama latalarını taşıyan çerçevelerinde gerek yetersiz kesit ve gerekse yerine yeteri kadar oturtulmamış olmaları sonucu damlalar, istenmedik bir yol izleyerek dağıtım modülünü bozarlar.

Kulelerde metal olarak konu olan malzeme ( belki birkaç farklılık göstereni varsa da ) demir olup, bunun pasa karşı korunmuş olması zorunludur. Ahşap parçaların bağlantılarını oluşturan kırdöküm parçaları dışında kullanılan çubuk, cıvata, çivi, sacların galvanizlenmiş olması ve galvaniz edildikten sonra, galvanizi bozacak bir işlemin uygulanmaması gereklidir ( kaynak dikişi gibi ).

Paslanmaya karşı dayanıklı olan kırdöküm parçaların yerine daha az dayanıklı boyalı kaynak dikişli parçalar kullanmak uygun düşmez. Bir ahşap taban parçasına geçirilmiş galvanizli demir üzenği daha olumlu bir sonuç verebilmektedir.

Gerek parçalama dolgusunda ve gerekse kule kabuğunda kullanılan plastik malzemeler uygun seçilip gerektiği gibi monte edilmeleri zorunludur. Karşıt durum sonucunda çatlamalar ve bağlantılarında yırtılmalar baş göstermektedir. Kullanılacak olan plastiklerin, sıcaklık değişimlerine dayanıklı olmaları gerektiği gibi, montajlarında yırtılmaya olanak vermeyecek düzende işlem görmelidir. Kabuk kaplamalarında, plastik plakaları asmaktan çok plakaların ağırlığını karşılayacak yolda yeteri kadar genişçe bir tabana oturtmak en uygun bir yöntemdir.

Plastik plakaların montajlarında göz önünde tutulacak yöntemler, çimento/asbest plaka ve malzemeleri için de geçerli tutulmalıdır.

Kule beton kısımlarının da suya karşı korunmuş olmaları için demirlerinin yeteri kadar örtülmüş ve su girebilecek çatlaklarının, demirin paslanmadan korunması için ve don havalarda çatlakların daha da büyümesini önlemek için bilinçli tamiri gerekmektedir.

Kulelerin şekillendirilmesinde, termodinamik hesaplar yanında aerodinamik olayları da gözden uzak tutmamak ve bunu değişik işletme koşullarında ( güç değişmelerinde ) uygun yönde etkileyecek önlemlere önceden olanak sağlayacak bir montaja değer vermelidir. ( belki yarı güçte çalışacak bir tesiste, iki kule yaparak gerektiğinde kuleleri paralel çalıştırmak gibi ).

Görevi gereği, açık havada kurula gelen soğutma kuleleri özel bir bakımı gerektirmekte ise de bu yönde bir bakımın ihmalinde büyük masraflar ortaya çıkmaktadır. ( kule randımanının düşmesi dışında tamiri de söz konusudur ).

Kule projelerinin oluşturulmalarında, suyun sertliği ve bu sertliğin kule içinde bir taş bağlayacağı göz önünde tutularak, taş bağlama sonunda hava geçit aralıklarının daralması hesaplara katıla gelmekte ise de, rüzgarın savurduğu toz ve benzeri kir çer çöp ile suyun koloidal sertliği değiştiğinden, taş bağlama, zamanla bir sarkıtlar görünümüne dönüşmektedir. Bu gibi sarkıtların önleneyeği ve kulelerin işletme süresinde, gerektiğinde bakımı yapılarak kulelerin sarkıtlardan kurtarılacağı kabul edilmekte olduğundan proje hesaplarında konu edilmemektedir. Serbest hava geçitli kule türlerinde daralma pek konu değildir, zira hava geçiş aralıklarının geniş olması nedeniyle taş bağlama oranı düşük kalır. Bu tür kulelerde kimi kez zararsız bir taş bağlama, ahşabı kılıf gibi örterek bir koruyucu kaplama oluşturur.

Ahşap aralıklarının genişçe olması, yabancı maddelerin temizlenmesinde bakım kolaylığı sağlar. Böyle tür kulelerde ne yazık ki yetersiz özen nedeniyle, yıpranan parçalarının değiştirilmesine önem verilmemektedir.

Plastik paralama dolguları, montajdan önce hor taşınarak getirildiklerinden, çoğu kez yer yer deforme olmakta ve kule içine istifleri uygun yapılamamaktadır. Bu nedenle, kule randımanı beklenmedik değerlere düşmektedir. Deforme olmuş plastik dolgu elemanları, düzgün olarak oturtulmamış olmaları dolayısıyla, su ve hava akımı etkisi altında bir kıpırdanmaya başlayarak periyodik bir dönme ( precession ) akışı vermeleri sonucu soğutma değerleri bozulmaktadır. Her ne kadar plastik malzeme, mantar ve böceklerin istilasına uğramasa da suyun sertliğinden çokça etkilenmekte ve suyun akış karakteri bozulmaktadır.

Geçit gözeneklerinin çeperlerinde yapılacak ince bir taşlamada, bir omuz meydana gelir ve bu lüle akış formülünde ( $\mathcal{M}$ ) kat sayısını artırsa da, lülenin çapını daraltması nedeniyle su akışını azaltır. ( lüle akış formülü  $Q = \mathcal{M} \cdot F \cdot (2 \cdot g \cdot h)^{1/2}$ ,  $\mathcal{M} = 0,82$  keskin kenarlı,  $\mathcal{M} = 0,90$  omuzlu kenarlı lüle için kabul edilmesiyle,  $d_o = 10 \text{ \AA}$  ve 1 mm taş bağlamada  $d_i = 8 \text{ \AA}$  olması ile  $Q_i = 3/4 \cdot Q_o$  bulunur. Her ne kadar petek gözeneklerinden akışın dolgun olmadığı tahmin edilirse de suyun çalkantı durumunda bulunması nedeniyle gözenekler yer yer ve zaman zaman dolu akmaktadır. Böyle bir dolu akıştan az önce konu edilmiş bulunan Precession olayı meydana gelmektedir; Periyot süresi ise yarım dakika kadardır ).

Suyun sertliği nedeniyle bu sertliğe aşırı duyarlık gösteren plastik paralama ( gözenekli petek türü ) dolgulu kulelerin, yumuşatılmış su ile çalışmaları düşünülürse de, açık havada savrulan maddelerle kirlenen yumuşatılmış suyun bir anlamı kalmamaktadır.

Bu açıklama ile konu olan türdeki dolguların nedeni düşündürücü olduğu her halde anlaşılmıştır.

Buna karşıt, uygun biçimli plastik parçalı dolguların daha güvenli olabileceği öne sürülebilir.

Bütün bu açıklamalarda, kullanılacak ana malzemelerin fiyatlarını, yatırım olanaklarına etken olacaklarından gözden uzak tutmamak gerekir.

Kulelerin yapımında seçilecek malzeme türleri ile kullanılacak parça boyutları, henüz ayrıntılı olarak bir standartla saptanmış değildir. Malzemelerin kullanma yetenekleri her malzeme için kendine ayrılmış standartları varsa da, bunları kulelerde kullanılabilme olasılık ve yetenekleri toplu olarak bir kule standardında toplanmış olmadığı gibi, minimum boyutları da saptanmış değildir. Kulelerin belirli bir ömrü olması gerektiğinde malzemenin de parça ölçülerinde yıpranma, yorulma, çürüme ve paslanmaya karşı bir kalınlığının olması zorunludur. Ayrıntılı bir standart bulunmayışı, teknik şartnamelerde kimi hususlar belirtilmiş olmasına karşıt, imalatçılar rekabet karşısında çoğu kez tereddüde düşmekte ve konu küçümsenmektedir.

Bu nedenle bu gibi kararsız durumları önlemek amacı ile kuleler için gerekli standartların saptanarak mevcut yan standartları da belirterek konuyu oluşturmak pek yerinde bir işlem olacaktır.

Görevlerini kolaylıkla oluşturmak ve bir bina içinde faydasız yer kaplamaması için dış havada ve bunun koşullarına uygun olarak yapıla gelen kuleler, gözden uzak kalmış olması nedeniyle bakımları ihmal edilmektedir. Yapılışlarının görüntüsü önemsiz gibi görünen kulelerin önemi çoğu kez geç değerlendirilmektedir. Bakım ve onarım için kullanılması gereken yedek parçalar uygunsuz köşelerde, kurallara aykırı olarak saklanmakta ve unutulmaktadır.

Yedekli olarak çalışan birkaç kuleli tesislerle kurulu gücünün bir kısmını ( yaklaşık yarısını ) kısa bir bakımı oluşturacak süre kadar, servis dışı koyabilen işletmelerde, ve bakım, temizlik işlemleri içinde olsa pek önemsenmemektedir. Konu olan ( güç bakımında ) kule bakımlarının

ayrıntılı olarak her işletmenin kendi koşullarına göre ele alınması gerektiğinden konuya daha fazla girilmeyecektir.

Bunun gibi, su giriş ve su emiş ( su dağıtma lüleleri, pompa ) düzenleri ile cebri çekişli kulelerin vantilatör ve elektrik motorlarının da bakımı kulenin kendi konusu dışında ( her ne kadar kuleyle bir tüm oluşturmakta ise de ) tutulmuştur.

Kulelerin kısa sürede kirlenerek çalışmalarının aksamasını önlemek ve gerekli bakımı kolaylıkla sağlayabilmek amacı ile, kule çevriminin serbest ve temiz tutulması önemlidir ( bakımlı bir çim alanı gibi ).

Kulelerin ilerideki bakımı ve onarımı için gerekli olanakların projelendirme ve montajda öngörülmüş olması uygun bir tutumdur ve bu tutum yozlaştırılmamalıdır.

İlk kuruluştaki kule konum yerinin seçiminde gerekli koşullar göz önünde tutulmakta ise de, zaman geçtikçe işletme gücünün ( gerek iş hacmi ve gerekse trafik sorunu ) artış göstermesinde kulenin çevresi eklenti yapılarla daralmaktadır. Bu daralma sonucu havası kısılan kulelerin verimi gerilemekte, kimi kez de bozulmaya yüz tutmaktadır. Söz konusu bozulma, yüksek kulelerde belirgin değilse de alçak yapılı kulelerde aşırı ölçüde kendisini göstermektedir. Havası kısılan kulelerde, atılan hava uzaklaşmamakta ve bu hava ( bir payı da içte değişebilmekte ) yeniden kulece emilmektedir. Böylece kuleler kısa hava çevrimi ile baş başa kalmaktadır. Konu olan kısa çevrimin önemi küçük bir örnekle ele alındığında: kısa çevrim gösteren kulelerde edinilen ölçümlere dayanan kalorimetrik ısı bilançosu hesaplarına göre ortalama olarak hava girişindeki yaş termometrenin 3°C artmasında hava debisinin % 14 kadar arttırılması gerektiği ortaya çıkmıştır. Cebri hava akımlı kulelerde bunun, gerektiğinde vantilatör hızının artmasıyla karşılamakta bir olanak söz konusu edilebilirse de, serbest çekimli kulelerde buna olanak bulunamaz. Belirtilmiş olan sayısal değerler, kısa çevrimin ne kadar verimi etkileyeceğini yeterince ortaya koyar. Böyle bir duruma maruz kalan kulelerde soğutmanın gerilemesi sonucu soğutulmuş sudan fayda bekleyen donanımının enerji harcamasında da artışlar söz konusu olacaktır.

İşletmelerde çoğu kez hava koşullarının değişmesine uyulmaktadır. Havanın aşırı soğumasında bir buzlanmanın baş göstermesinde, buzların ağırlığından zarar görecektir narin parçaların kırılmaları ile hava giriş yollarının daralması önemsenmemektedir. Bu gibi hava

koşullarında kulelerin korunması için hava giriş ağızlarının kapakları kullanılmakta ( çoğu kez bu kapaklar ilgisizlik nedeniyle eksilmiş durumdadır ), buz sarkıtlarını süngüleyerek kırıp dağıtmak ise kulelere zarar vermektedir.

Çoğu kez, rüzgarların ( serbest çekimli kulelerde bulunan rüzgar yönetici paravanlar ) paravanının yıpranmasında kırılan parçaların ortadan kaldırılmaması ve onarılmaması başka bir üzüntü kaynağı olmaktadır. Böylelikle esintili günlerde kule soğutucu havası kule içinde yükselmeyip, yatay yönde akıp gitmektedir; soğutma, görevine ulaşamamaktadır.

Kule soğutma düzeni parçalarında konu olan açıklamalar cebri çekişli kulelerde damla tutucuları içinde ( eliminatör ) olduğu gibi geçerli bulunmaktadır. Bu nedenle damla tutucularından ayrıca söz etmeye gerek görülmemiştir.

Kulelere üst yandan olumsuz bir saldırı ise kuşlardandır. Bu yaratıklar, gerek cebri havalı ve gerekse serbest çekimli kulelerin üst bölgelerine yuva kurarak, bunların döküntüleri ya da kendi leşleri ile su dağıtım lülelerine tıkanıklık vermekle kalmayıp, suyun akışını da uygunsuz yönlerde bozmaktadır.

Kulelerin ilk güç ve verim saptamalarında belirtilen değerleri, bakımlı bir kule her zaman elde tutar.

Yürürlükte bulunan standartlar, kulelerin yapılışı ile ilgili bulunmayıp, bunların yalnızca soğutma gücünün kontrol ve saptanmasına konu etmektedir. İşverenlerin düzenlediği şartnamelerde, her ne kadar bazı şartlar ileri sürülmekte ise de bunlar çoğu kez gözden kaçmakta, aykırı anlama nedeniyle ve kişisel yargıya bağlı kalmaktadır.

Kulelerin güç bakımından seçimleri ise, bu gibi işlerle uğraşan mütehassıs firmaların güç bildiren abaklarına göre yapılmaktadır. Ancak büyük kulelerin boyutları, teklif veren firmaca açıklanmaktadır. Bütün bu abak ve tekliflerde ise, kimi kez fiyatların kaçak olması nedeniyle detaylara girilmemekte ve malzeme bakımından da birkaç alternatif gösterilmektedir. Kopyacı imalatçılar ise işin özüne bilinçli olarak girmiş değillerdir. Bu bakımdan bu gibilerin imatları çoğu kez aldatıcı sonuçlar göstermekte ve çok kısa ömürlü olmaktadır.

Buraya dek sayılan uygunsuz koşulların ve ihmal edilen bakım yöntemlerinin önemszenmesinin nedeni, kulelerin sağlıklı çalışmaları için bu koşul ve yöntemlerin gerekli olduğunu duyurmak ve eksikliklerin kaldırılması yolunda zorunlu işlemleri uygulamak gerektiğini vurgulamak içindir.

### 3 . 2 . Soğutma Kulelerinin Sınıflandırılması

Bu bölümün hazırlanmasında ASHRAE [ 2 ] ve Güner [ 5 ] no lu kaynaklardan yararlanılmıştır.

Her iki akışkanın, yani su ve havanın sürekli ısı alışverişi nedeniyle giriş sıcaklıkları kule boyunca değişir. Bu sıcaklık değişimleri akışkanların akış yönlerine de bağlıdır. Soğutma kulelerini akışkanların birbirine göre bağlı akış durumu göz önüne alarak, su ve hava akışının şekline göre,

- 1 – Ters akışlı,
- 2 – Paralel akışlı,
- 3 – Çapraz akışlı

soğutma kuleleri olmak üzere üç grupta toplayabiliriz.

Ters akımlı kulelerde hava aşağıya doğru püskürtülen suyun arasından yukarıya doğru çıkar. Paralel akımlı kulelerde ise hava ve su yukarıdan aşağıya doğru aynı yönde akar. Pratikte paralel akımlı kuleler daha az tercih edilirler. Çapraz akımlı olanlarda ise adından da anlaşılacağı üzere hava ve su birbirine göre çapraz olarak akarlar. Paket tipi kulelerde ise genellikle akışkanlar birbirlerine göre dik yönde akarlar.

Hava akımını sağlayan etmene göre de soğutma kulelerini şu şekilde sınıflandırabiliriz,

- 1 – Doğal taşınımlı,
- 2 – Zorlanmış taşınımlı,
- 3 – Rüzgarlı tip soğutma kuleleri.

Isı ve kütle geçişinin daha iyi olması açısından, ters akışlı ve zorlanmış taşınımlı soğutma kuleleri uygulamada önemli bir yere sahiptir. İlerdeki bölümlerde, Soğutma kulelerinin termodinamik analizinde bu tip kuleler üzerinde durulacaktır.

Ters akışlı ve zorlanmış taşınımı soğutma kulesi için daha önce şekil 3.1. de şematik resim verilmiştir. Hava akışını sağlayan fan; aksenal olabildiği gibi, sessizliğin önemli olduğu okul, hastane, otel gibi yerlerde radyal fanlar kullanılır.

Soğutma kuleleri yapım tarzlarına göre bazı farklılıklar gösterirler. Bu farklılaşmaları şu şekilde gruplayabiliriz,

A ) Soğutucu su yüzeyine göre :

- 1 – Su püskürtmeli sistem : Su püskürtücüde parçalanarak transfer yüzeyi artırılır.
- 2 – Bölmeli sistem : Su bölmeler üzerinden geçirilir.
- 3 – Püskürtme ve bölmeli sistem : Yukarıdaki iki sistemin bileşimidir.

B ) Gövde konstrüksiyonuna göre :

- 1 – Ahşap soğutma kuleleri,
- 2 – Çelik iskeletli soğutma kuleleri,
- 3 – Betonarme inşaat tipi soğutma kuleleri,
- 4 – Seramik soğutma kuleleri.

C ) Soğutucu dolgunun malzemesine göre :

- 1 – Ahşap dolgulu soğutma kuleleri,
- 2 – Asbest dolgulu soğutma kuleleri,
- 3 – Plastik dolgulu soğutma kuleleri.

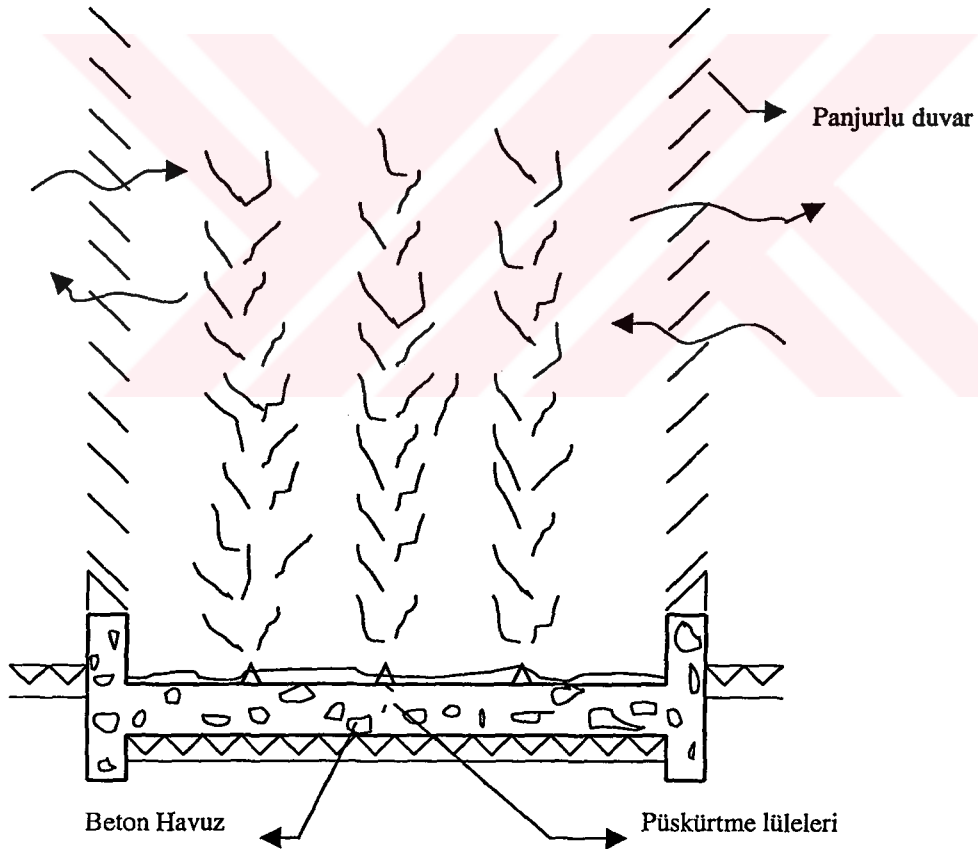
### 3 . 2 . 1 . Doğal taşınimli soğutma kuleleri

Yoğuşturucuda soğutma amacı ile kullanılan suyun sıcaklığı da artar, tekrar soğutma ise soğutma kulesinde hava ile temas sonucunda olur. Bu sırada havanın nem miktarı artar. Kaybolan su miktarını karşılamak için ilave su gerekir. Havanın nemlenmesi, çevre ile ısı alışverişi olduğu için adiyabatik değildir.

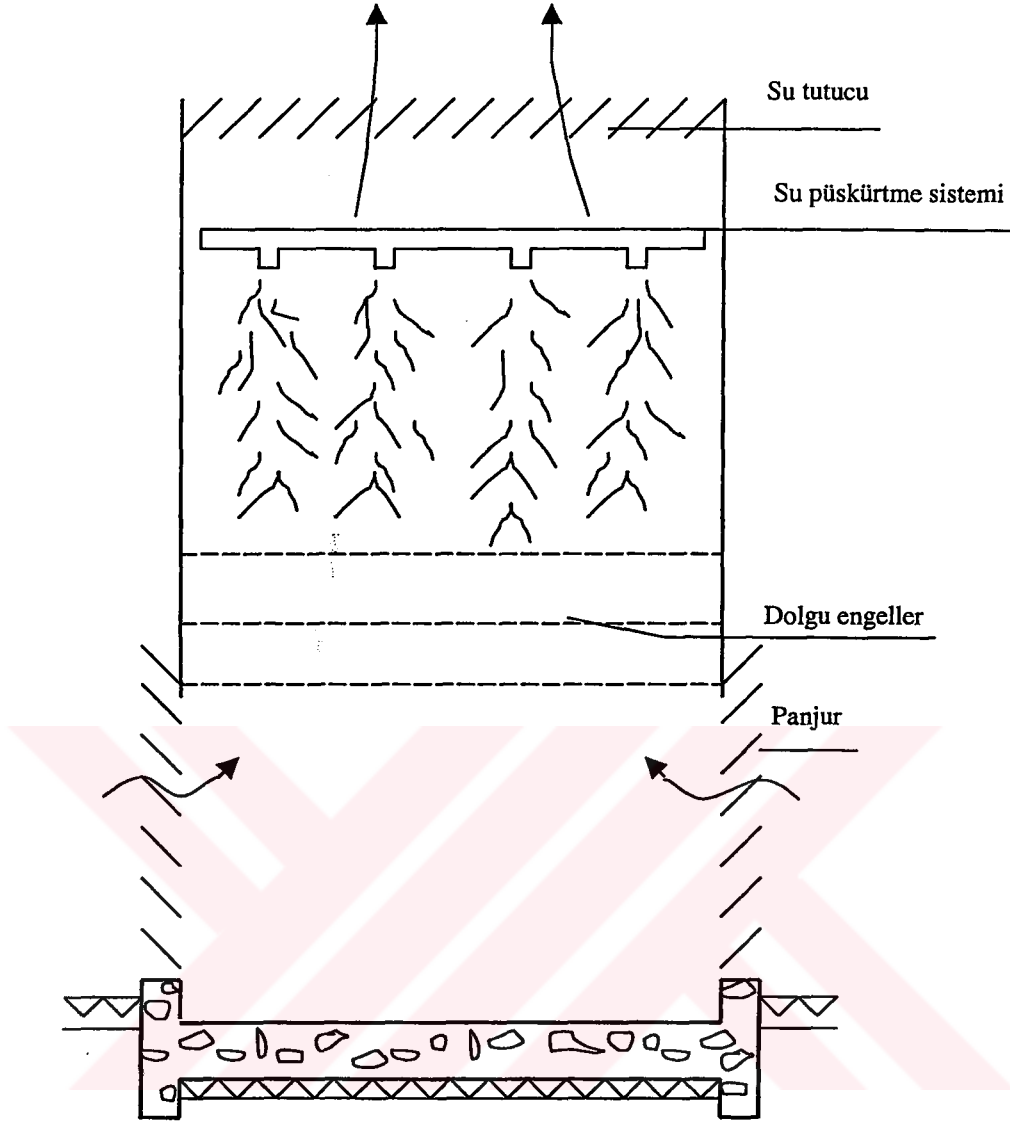
Halen dünyada üretilmekte olan enerjinin % 75'i buhar türbinli santrallerde, % 5'i gaz türbinli santrallerde, % 20'si de hidrolik santrallerde üretilmektedir. Bu nedenle buhar türbinli santrallerde besleme suyunun soğutulması söz konusu olduğunda ve denizlerden uzaklaşıldığında soğutma kulelerinin önemi artmaktadır.

Önceleri besleme suyunun soğutulması işleminde soğutma havuzları kullanılmış, sonra daha az hacimde daha çok soğutma yapmak istenmesi soğutma kulelerinin gelişmesine neden olmuştur. Fıskiyesiz havuzlara göre fıskiyeli havuzlarda birim alan başına ısı atılma kapasitesi 20 kat daha fazla iken, soğutma kulesi kullanarak bu oran 1000 katına çıkmaktadır. Fıskiyeli havuzlara göre soğutma kulelerinde havaya olan ısı kaybı 5 kat daha azalır.

Doğal taşınımlı soğutma kulelerinde en basit örnek kenarları içe doğru eğik panjurlu duvarlarla çevrili fıskiyeli küçük bir havuzdur. Şekil 3.2. de böyle bir havuz görülmektedir. Eğik panjurlardan hava girip çıkarken yön değiştirir. Havada asılı halde bulunan su tanecikleri Panjurlara çarparak aşağıya akar, dipteki su havuzda toplanır.



Şekil 3.2. Kenarları içe doğru eğik panjurlu duvarlarla çevrili fıskiyeli küçük bir havuz.

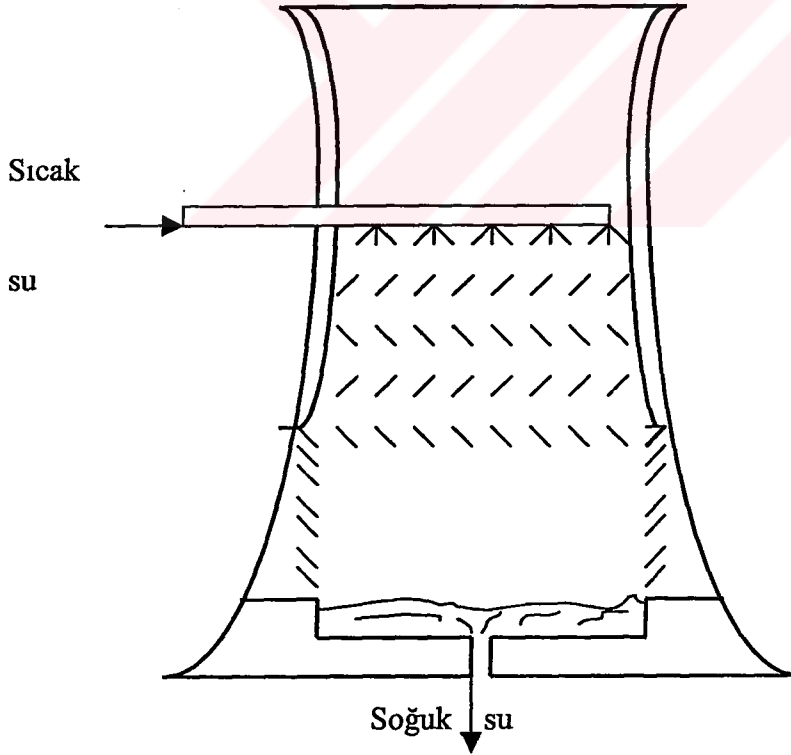


Şekil 3.3. Ters akımlı,doğal taşınımlı dolgu tipi soğutma kulesi.

Şekil 3.3. deki kule fiskiyeli havuzlarla soğutma kuleleri arasında bir geçiş teşkil eder. Hava ile su arasındaki ısı alışverişi sırasında havaya nem geçişi olur ve ilave su gerekir. Bu ilave suyun olabildiğince azaltılabilmesi için ve soğutma kulesinin yeterince verimli olabilmesi için hava ile suyun uzun süre birbiri ile temasta olması gerekir. Bunu sağlarken kule boyutlarının da küçültülmesi istenirse kule içine düşey yönde çeşitli engeller konulur. Bu engeller suyun düşme hızını azaltır ve hava ile suyun uzun süre temasta bulunmasını sağlar. Böylelikle verim artar ve daha iyi soğutma sağlanır. Bu tip kuleler paket ya da dolgu tipi kuleler olarak adlandırılır. Şekil 3.3. deki gibi ters akımlı bir kulede havanın aşağıdan yukarıya doğru

hareketi de suyun düşüş hızını azaltır. Hava yükselirken sıcaklığı artar ve ısınan havanın yükselmesi de kolaylaşır.

Şekil 3.4. da ki kuleler, ortam sıcaklığının  $26 - 27^{\circ}\text{C}$  civarında olduğu yerlerde ve yıl boyunca sürekli rüzgar akımının olduğu yerlerde kullanılırlar. Bu kulede dış duvar bir hiperboloid şeklindedir. Betonarme olan duvar en çok 5 –8 cm kalınlığındadır. 92 m yüksekliğindeki bir kulenin kapasitesi  $13250 \text{ m}^3 / \text{h}$  'dır. Dış duvara hipoid şekli verilirken beton içindeki çelik kısım bir ağ şeklindedir. Doğal akımlı kuleler içinde en iyi çekiş gücüne sahiptir. Kule yuvarlak tahta payandalara yerleştirilir. Hava bu kısımdan girer ve ısınarak yükselir. Bu nedenle kışın kulenin ısı kapasitesi artar. Bu tür kulelerin işletme maliyetleri oldukça küçüktür.



Şekil 3.4. Dış duvarı hiperboloid şeklindeki doğal taşınımlı soğutma kulesi.

Wheller – Blacke doğal akımlı çelikten mamül soğutma kulesinde ise hava akımı baca vasıtasıyla yapıldığından, hava kulenin alt kısmında bulunan ağızlardan içeriye girer ve bacadan dışarıya çıkar. Bu taktirde dış hava ne kadar soğuk olursa bacadaki çekme kuvveti de o oranda artar. İlk tesis masraflarının yüksek olmasına karşılık bakım ve işletme masrafları oldukça düşüktür. Ancak şekil 3.4. da ki kulelere oranla çekiş gücü düşüktür, köşelerde girdap akımları oluşabilir.

### 3 . 2 . 2 . Zorlanmış taşınımlı soğutma kuleleri

Kuleye vantilatör veya aspiratör eklenerek ısı kapasite arttırılabilir. Burada yapılacak ek masraf yanında, ısı kapasite artarken atılan birim ısı miktarı başına düşen masraflarda artar. Yani yatırım maliyeti dışında işletme maliyeti de yüksektir. Ancak doğal taşınımlı kulelere oranla boyutlar küçülür, kapasite artar. Fan yukarı konursa ters akımlı kulelerde emmeli çekiş söz konusudur. Fan aşağıda ise ters akımlı kulelerde üflemler söz konusu olmaktadır. Paralel akımlı kulelerde tam tersi olmaktadır. Yani fan yukarıda olduğu durumda üflemler, fan aşağıda olduğu durumda emmeli çekiş söz konusu olmaktadır. Ancak daha öncede belirtildiği gibi paralel akımlı kulelere pratikte pek rastlanmaz. Fan altta olursa daha mukavemetli bir yapı elde edilir. Fakat bu kez rüzgara karşı duyarlılık artar. Bu nedenle üstte fan yerleştirme tercih edilir. Böylelikle ayrıca kullanılan hava yukarıda kulenin uzağına gönderilir. Güç sarfiyatını azaltmak için boyutlar büyük, hızı düşük fanlar tercih edilir.

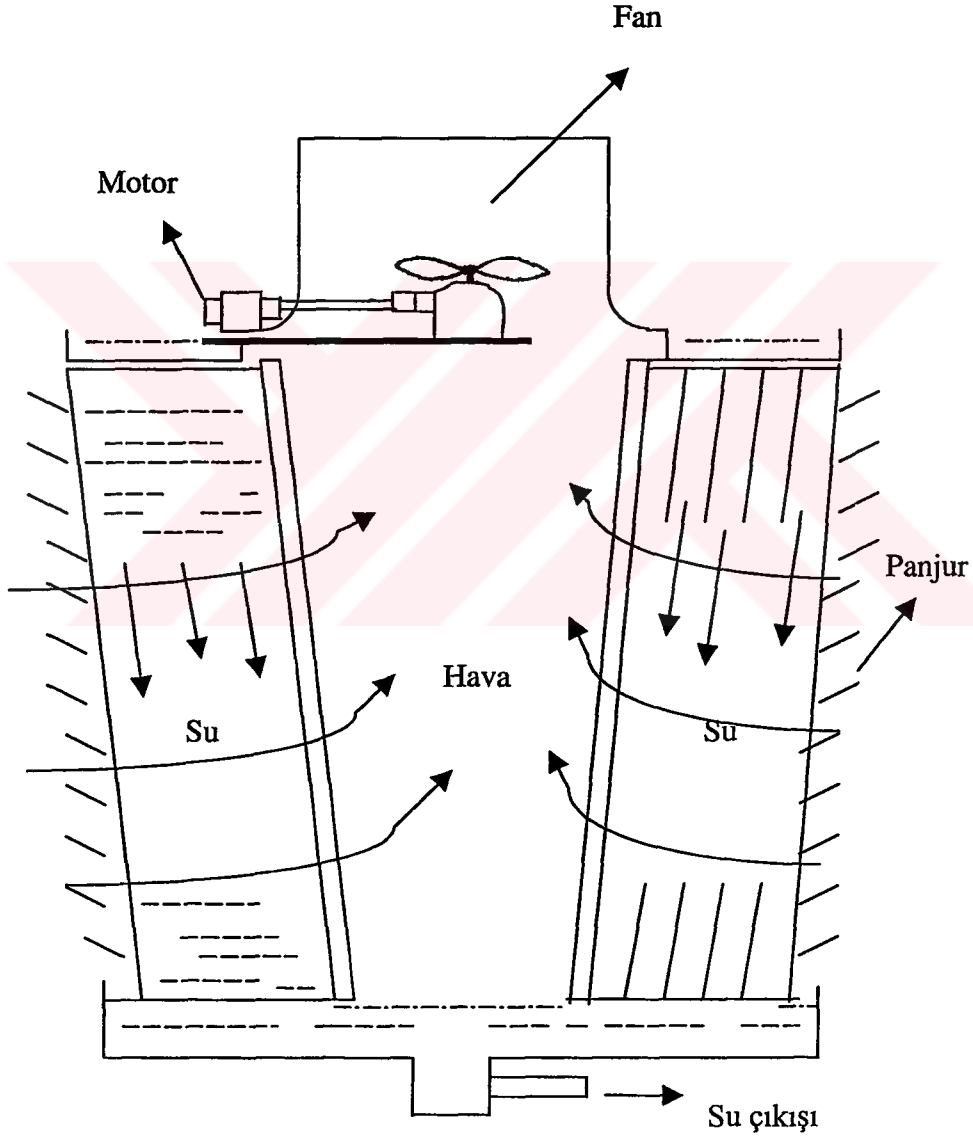
Doğal taşınımlı kulelerde genellikle ters akıma rastlanmasına rağmen zorlanmış akımlı kulelerde ters, paralel , çapraz, akım olmak üzere her üç tür akıma da rastlanır.

Şekil 3.5. de emmeli tip çapraz akımlı bir kule görülmektedir. Konstrüksiyon açısından inşai tip olarak adlandırılır, çift akımlıdır. Yerleştirme açısından sınırlı uygulamalar için tek akımlı kulelere de rastlanır. Bu tür kulelerde kulenin üç tarafı da kapalıdır.

Şekil 3.5. de vantilatör elektrik motoruna bir dişli sistemi ile bağlıdır. Bu dişli sistemi genellikle konik helisel dişli çiftinden oluşur. Vantilatör, göbeğinden bir mil ile dişli vasıtasıyla yatay olan elektrik motoru miline bağlıdır.

Havanın kuleye yatay olarak girmesi kule yüksekliğini azaltır. Bu nedenle bu tür konstrüksiyonlar maliyetin az olmasının istendiği, çevre yapısı nedeniyle kule yüksekliğinin az olmasının zorunlu olduğu yerlerde kullanılırlar.

Yüksek kapasitelerde inşai tiplerden birkaç tanesi yan yana getirilebilir. İnşai tiplerde en iyi sonuç en fazla esen rüzgar yönünde, kule boyunun yüksek buna karşılık eninin dar olması sayesinde sağlanır.



Şekil 3.5. Zorlanmış taşınımlı soğutma kulesi.

Gerek hava emiş ve gerekse hava bası ( üfle ) prensibine göre çalışan mekanik çekiş sistemli su soğutma kuleleri, çeşitli boyutlarda hücrelere ve ünitelere sahip olacak şekilde inşa edilmektedirler. İstenen soğutma kapasitesine göre bunların çeşitli boyutlarda ünitelerinin gereği durumunda kombine edilmek üzere sisteme dahil edilmeleri olası olmaktadır. Tesis tam kapasite ile çalışmadığı zaman böyle kombine sisteme haiz su soğutma kulelerinin her bir ünitesi bağımsız olarak devreye alınabilme ve çıkarılabilme özelliğine sahiptirler. Buna benzer olarak vantilatör motorları da iki hızlı ( çift devirli ) oldukları taktirde istenen hızda çalıştırılabilirler. Keza aynı şekilde vantilatör pervanesinin ayarı da istenen kapasiteye göre ayarlanabilir.

Soğutma kulelerinde iyi bir transfer yüzeyi sağlamak üzere, suyu partiküllere ayırmak, film tabakaları oluşturmak için labirent şeklinde latalardan oluşan tertibatlar bulunur. Su bu latalar üzerinde hareket ederek aşağıya doğru düşer.

Mekanik çekişli kulelerin üst kısmında, nemli hava ile birlikte atmosfere çıkabilecek su zerrecelerini kule içinde tutarak soğutma suyu kayıplarını minimize edecek şekilde dizayn edilmiş eliminatörler bulunur. Yine de sistemlerde su kayıpları olabilir. Bunun için su kayıplarını kompanse edecek ilave su tertibatı mevcuttur.

### **3 . 2 . 2 . 1 . Deniz suyu kuleleri :**

İkmal suyu olarak yeterli miktarda tatlı su bulunmayan yerlerde veya deniz suyunun kullanılıp atma sisteminin uygulanamayacağı kadar denizden uzak veya yüksek olan yerlerde deniz suyu kuleleri kullanmak uygun olmaktadır.

Ayrıca deniz kıyısı suyunun karakteristiğinin zamanla değişiklik göstermesi, su ile birlikte tesisata devamlı kum girmesini önleyici tedbirlerin masraflı oluşu gibi nedenlerden dolayı deniz suyunun soğutmada kapalı devre olarak kullanılması ancak küçük bir nispetinin denizden sirküle ettirilmesi, direkt deniz suyu kullanılmasına oranla daha ekonomik olmaktadır.

### 3 . 2 . 2 . 2 . Paket ( dolgu ) tipi kuleler :

Bu tip kulelerde düşey yönde su akışını yavaşlatıcı çeşitli engeller konulur. Kule boyutları küçülür ve yüksek bir kapasite sağlanır. Örneğin ALARKO ürünü AQUATOWER serisi kule tipi 47175 için kule yüksekliği 2,434 m iken su debisi en çok 159 m<sup>3</sup>/h olabilmektedir. RC 8614 te ise yükseklik 3,867 m iken su debisi 340 m<sup>3</sup>/h olabilmektedir.

### 3 . 2 . 3 . Rüzgarlı soğutma kuleleri

Pratikte az rastlanır. Rüzgar hızınının 10 km/h dan büyük olduğu ve yıl boyunca sürekli rüzgarın olduğu yerlerde ancak sadece rüzgara bağlı kalınabilir. Rüzgar daha çok doğal ve zorlanmış akımlı kulelerde verimi iyileştirici olarak ele alınabilir. Soğutulan suyun sıcaklığının rüzgara bağlı olması soğutma kulesi için kararlılık arz etmez.

Rüzgarlı çalışan ahşap tipte bir soğutma kulesinde esas unsur meyilli konmuş yüzeylerdir. Bunlar yardımıyla hem kuleye çarpan hava akımı aşağıya doğru yöneltilmiş, hem de su damlacıklarınının dışarıya sıçraması bir miktar önlenmiş olur. bu tip kulelerde yatay yöndeki hava akımı yanında aşağıdan yukarıya doğru hareket eden ikinci bir hava akımı daha olmuş olur. soğutulacak olan su, kulenin üst kısmına yerleştirilmiş memeler yardımıyla püskürtülür ve yağmur şeklinde aşağıya dökülür. Bu tip kulelerde iyi bir soğutma temin edebilmek için, muhtelif rüzgarlara açık yerlere konmaları gerekir. En iyi sonuç; en fazla esen rüzgar yönünde, kule boyunun yüksek, buna karşılık eninin dar olması sayesinde sağlanır.

### 3 . 3 . Ters Akışlı Soğutma Kulesi İçin Termodinamik Analiz

Şekil 3.6. da ters akışlı soğutma kulesinin termodinamik analizinde yardımcı olacak şematik resimdir. Atmosferik hava alttan girer. Üstten püskürtülen su taneciklerinden havaya ısı ve kütle geçişi olur. sudan ısı ve nem alan hava tekrar atmosfere verilir. Threlkeld [ 8 ]

Analiz için dV hacim elemanı alınır ve aşağıdaki kabuller yapılır.

- 1 – Kule cidarlarından çevreye olan ısı kaybı ihmal edilebilir.

2 – Hava akışıyla birlikte kule dışına atılan suyun miktarı, kuleye püskürtülen su debisinin % 2 – 3 ünü geçmez. Bunun ihmal edilmesi sonuçları etkilemez.

3 – Akış yönüne dik herhangi bir kesitte, hava ve suyun fiziksel özellikleri sabittir.

Bu varsayımları ışığı altında, sürekli akışlı sürekli açık sistem ( SASA ) alınacak dv diferansiyel hacmindeki elemanın zamana göre enerjisinde bir değişim olmadığından ( zamana göre sürekli ) ve dışarıdan herhangi bir ısı almadığı kabul edildiğinden termodinamiğin 1. Kanunu olan enerjinin korunumu yazılırsa ( buna göre dv hacmine giren ve çıkan enerjiler birbirine eşittir ),

$$\begin{aligned} Ma.(h + dh) + [Mw - Ma.(W_2 - W)].[h_{fw} + dh_{fw}] = \\ Ma.h + [Mw - Ma.(W_2 - W)].h_{fw} + Ma.dW.h_{fw} \end{aligned} \quad (3.1)$$

yazılır ve buradan

$$Ma.dh = - [Mw - Ma.(W_2 - W)].dh_{fw} + Ma.dW.h_{fw} \quad (3.2)$$

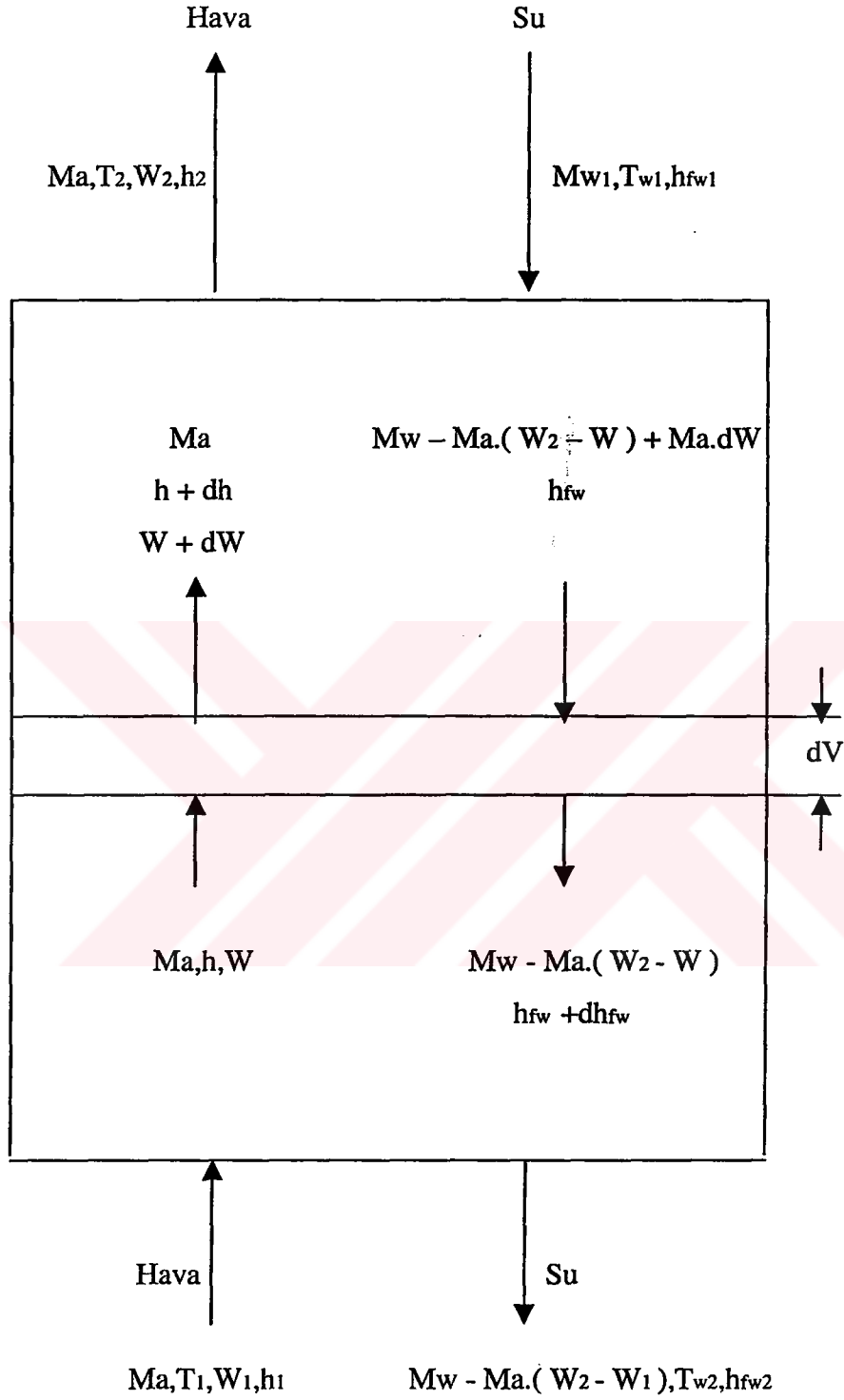
burada  $Ma.(W_2 - W).dh_{fw}$  terimi diğerlerinin yanında çok küçük olduğundan ihmal edilirse ( 3.2 ) eşitliği yaklaşık olarak,

$$Ma.dh = - Mw . dh_{fw} + Ma.dW.h_{fw} \quad (3.3)$$

yazılır.

Diferansiyel hacim elemanı içindeki su taneciklerinden havaya, kütle geçişi ve taşınım ile ısı geçişi olmaktadır. Matematiksel olarak ifade edilirse,

$$- Mw.dh_{fw} = h_c.A_v.dV.(T_w - T) + h_d.A_v.dV.(W_{sw} - W).h_{fgw} \quad (3.4)$$



Şekil 3.6. Ters akışlı soğutma kulesinin termodinamik analizi için şematik resim.

yazılabilir. Bu eşitlik de  $M_w$  kütleli suyun  $dV$  hacminde,  $dh_{fw}$  kadar entalpi değişimini ifade eder ki; bu entalpi değişimi eşitliğin sağ tarafındaki ilk terimindeki sıcaklık farkından ( hava ile su arasındaki ) dolayı oluşan ısı transferi ve ikinci terimindeki hava içinde buharlaşan suyun çektiği buharlaşma ( gizli ) enerjisinin toplamına eşittir. Bu eşitliğin başındaki ( - ) işaretinin nedeniyse; aslında  $M_w.dh_{fw}$  suyun havadan kazandığı ısıdır. Dolayısıyla bu ifade suyun ısı kazancı olduğundan,

$$M_w.dh_{fw} = h_c.A_v.dV.( T - T_w ) + h_d.A_v.dV.( W - W_{sw} ).h_{fgw}$$

$\underbrace{\hspace{10em}}$	$\underbrace{\hspace{10em}}$
Suyun, sıcaklık farkından	Suyun, özgül nem farkından
dolayı havadan kazandığı	[ su buharı, basınç farkından dolayı
ısı	( konsantrasyon farkı ) bir kütle
	transferi oluşturur ] dolayı kütle
	transferiyle havadan kazandığı gizli
	ısı

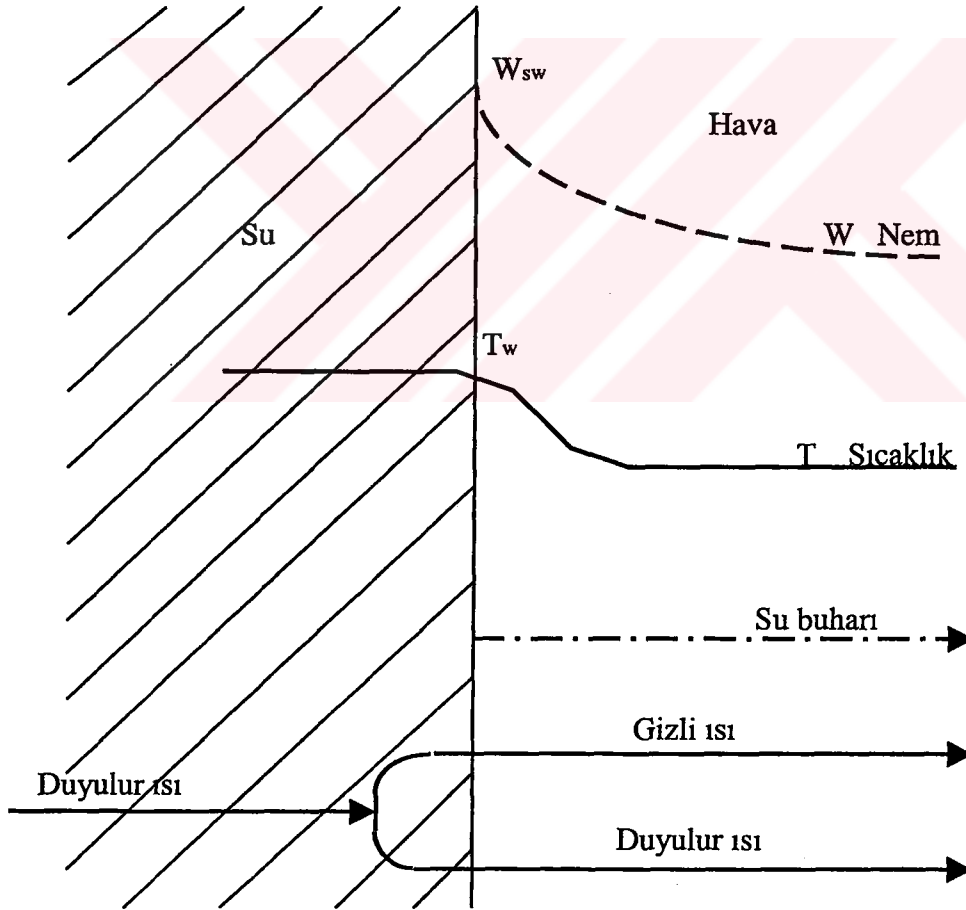
Bu ifade suyun havadan kazandığı ısıdır. Eşitliğin her iki tarafı ( - ) ile çarpılırsa, eşitliğin sol tarafının işareti ( - ) olurken sağ taraftaki parantez içindeki terimlerin yerleri değişir.

Ters akımlı soğutma kulesinde buharlaşmayla havanın alacağı su miktarına göre çok daha büyük su debisi söz konusu olduğundan proses adiyabatik nemlendirmeden çok sabit suyla nemlendirmeye benzemektedir. Fakat hava yukarı çıktıkça su sıcaklığı arttığından giderek daha yüksek su sıcaklığıyla nemleniyormuş gibi davranır. Yani hava 1 noktasından 2 noktasına doğru giderken giderek artan  $dh/dW$  eğiminde bir eğri takip edecektir.

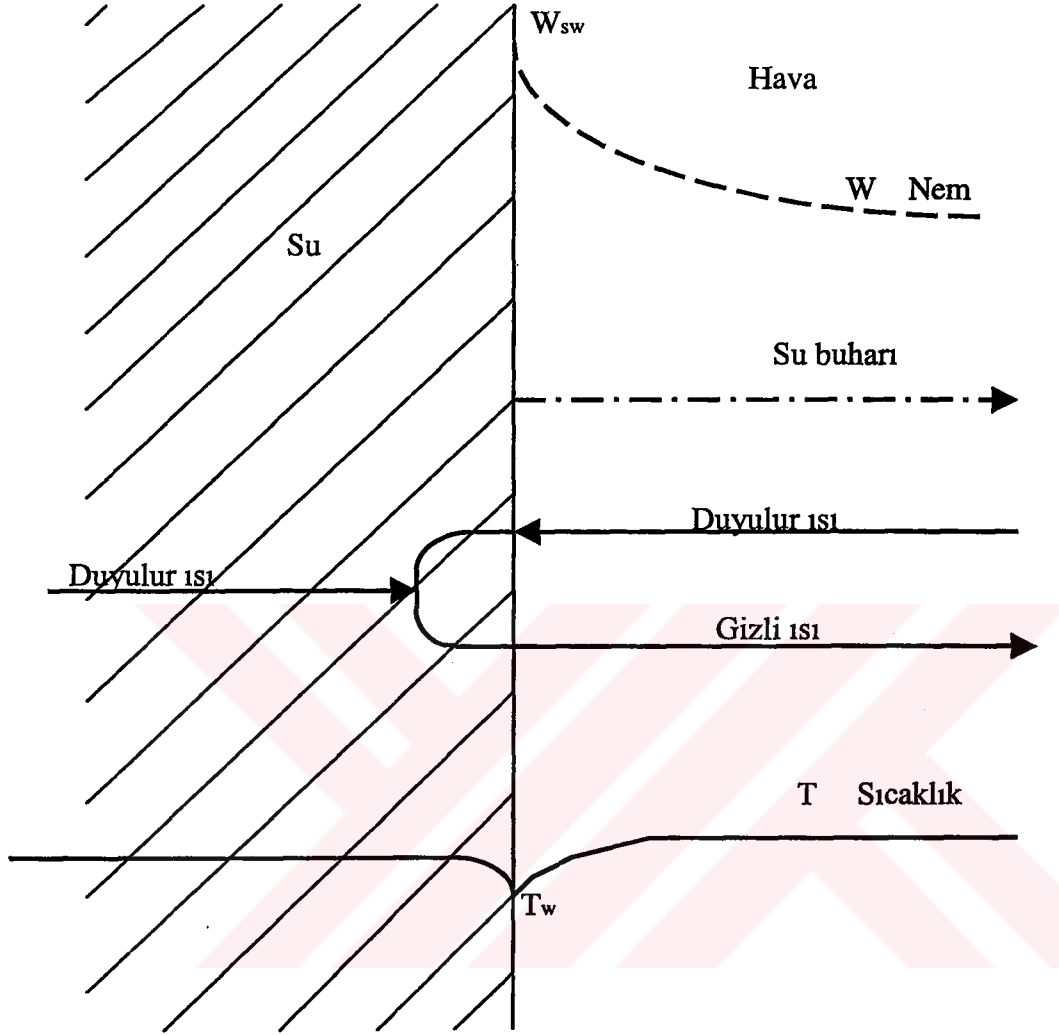
Ters akımlı soğutma kulesinde koşullar, su sıcaklığının havanın kuru termometre sıcaklığından yüksek olmasına veya havanın yaş ve kuru termometre sıcaklıkları arasında olmasına bağlıdır. Böyle bir kulenin üst ve alt kısımlarındaki değişim şematik olarak şekil 3.7. ve şekil 3.8. de gösterilmeye çalışılmıştır. Şekil 3.7. de soğutma kulesinin üst kısmındaki durum görülmektedir. Su hem buharlaşırken, hem de duyulur ısı transferi nedeni ile soğutulur. Hava tabakasına ait sıcaklık ve nem farkları, fazlar arası yüzeyden hava kütesine doğru azalmaktadır. Güner [ 5 ]

Soğutma kulesinin alt kısmında suyun sıcaklığı, havanın yaş termometre sıcaklığından yüksektir. Fakat suyun sıcaklığının, havanın kuru termometre sıcaklığından daha az olması da olasıdır. Bu durumda fazların temas yüzeyinin, su kütesinden daha soğuk olması nedeni ile su soğutulabilir. Su içerisindeki sıcaklık farkı, su kütesinden fazların temas yüzeyine doğrudur. Diğer taraftan, hava adiyabatik olarak nemlendirildiği için, hava kütesinden fazların temas yüzeyine doğru bir duyulur ısı akımının olması gerekir. Su kütesinden fazların temas yüzeyine ve hava kütesinden yine bu yüzeye doğru akan ısıların toplamı, yüzeyde bir buharlaşmanın oluşumuna neden olur ve oluşan su buharı hava kütesi içerisine difüze olur. Bu buharlaşma, fazlar arası yüzeye her iki yönden duyulur ısı şeklinde transfer olan ısıyı, gizli ısı şeklinde yüzeyden uzaklaştırır. Elde edilen sıcaklık değişikliği şekil 3.8.de gösterilmiştir.

Güner [ 5 ]



Şekil 3.7.



Şekil 3.8.

( 3.4 ) eşitliğinin sağ tarafındaki 2. terim su tanecikleri ile hava arasındaki kütle geçişinin bir sonucu olarak, havada ki nem artışıdır. Dolayısıyla,

$$Ma.dW = hd.Av.dV.( W_{sw} - W ) \quad (3.5)$$

yazılır.

Lewis ifadesi (  $Le = hc/hd.c_p$  ), ( 3.4 )denkleminde kullanılırsa,

$$- M_w \cdot dh_{fw} = h_d \cdot A_v \cdot dV \cdot [ Le \cdot c_p \cdot (T_w - T) + (W_{sw} - W) \cdot h_{fgw} ] \quad (3.6)$$

elde edilir. ( 3.3 ), ( 3.5 ) ve ( 3.6 ) denklemleri kullanılarak,

$$\frac{dh}{dW} = Le \cdot c_p \cdot \frac{T_w - T}{W_{sw} - W} + h_{gw} \quad (3.7)$$

yazılır. Nemli havanın özgül ısısı (  $c_p$  ) sabit alınıp,

$$h_{sw} - h = c_p \cdot (T_w - T) + 2501,3 \cdot (W_{sw} - W)$$

ifadesinden yararlanılırsa, ( 3.7 ) bağıntısı,

$$\frac{dh}{dW} = Le \cdot \frac{h_{sw} - h}{W_{sw} - W} + (h_{gw} - 2501,3 \cdot Le) \quad (3.8)$$

yazılır. ( 3.8 ), nemli havanın kuleye girişinden çıkışına kadar, psikometrik hal değişimini gösterir.

Buraya kadar kullanılan sembollerin tanımında yarar görülmektedir.

$h_c$  : ısı taşınım katsayısı (  $W / m^2 \cdot ^\circ C$  ),

$A_v$  : birim hacimdeki su taneciklerinin yüzey alanlarının hacme oranı (  $m^2 / m^3$  ),

$V$  : kule hacmi (  $m^3$  ),

$h_d$  : kütle geçiş katsayısı (  $kg / h \cdot m^2$  ).

Genellikle kütle geçiş katsayısı tek başına değil,  $A_v$  ile beraber (  $h_d A_v$  ) değerlendirilir.

$h_{fw}$  : suyun entalpisi (  $kJ / kg$  ),

$h_{fgw}$  : suyun gizli ısısı (  $kJ / kg$  ),

$Le$  : Lewissayısı ( boyutsuz ),

$h_{sw}$  : doymuş havanın entalpisi (  $kJ / kg$  ),

$h_{gw}$  : havadaki su buharının entalpisi, su sıcaklığında hesaplanır (  $kJ / kg$  ),

$W_{sw}$  : doymuş havanın özgül nemidir (  $kg / kg$  ).

( 3.8 ) denklemindeki termodinamik özellikler, bölüm 2 de verilen bağıntılarla bulunabilir. Lewis sayısının bulunması için, Threlkeld [ 8 ] de verilmiş olan sıcaklıkla Lewis sayısının değişimine ait tablodan ( Tablo 3.1 ) yararlanır. Tablo 3.1 ve ( 3.9 ) denklemini ile Lewis sayısı da elde edilir.

$$Le = \left[ \frac{\alpha^{2/3}}{D} \right] \quad (3.9)$$

Burada,

$\alpha$  : ısı yayılım katsayısı (  $m^2 / h$  ),

$D$  : kütle yayılım katsayısıdır (  $m^2 / h$  ).

Çizelge 3.1. Kuru ve doymuş nemli hava için ısı ve kütle yayılım bilgileri, Threlkeld [ 8 ].

Sıcaklık °C	Doyma derecesi	$\alpha$ cm <sup>2</sup> / s	D cm <sup>2</sup> / s	$\alpha / D$
10,0	0	0,1987	0,2325	0,855
	1	0,1985		0,854
15,6	0	0,2062	0,2415	0,854
	1	0,2057		0,852
21,1	0	0,2137	0,2506	0,853
	1	0,2132		0,850
26,7	0	0,2214	0,2599	0,852
	1	0,2204		0,848
32,2	0	0,2292	0,2694	0,851
	1	0,2279		0,846
37,8	0	0,2372	0,2790	0,850
	1	0,2351		0,843
43,3	0	0,2449	0,2888	0,848
	1	0,2421		0,838
48,9	0	0,2532	0,2986	0,848
	1	0,2485		0,832
54,4	0	0,2612	0,3086	0,846
	1	0,2542		0,823
60,0	0	0,2694	0,3187	0,845
	1	0,2588		0,812

Çizelgede verilen bilgiler kullanılırken, doymuş hava sıcaklığı olarak, su yüzeyinin sıcaklığının alınması önerilmektedir, Threlkeld [ 8 ].

Su giriş ve çıkış sıcaklıkları (  $T_{w1}$ ,  $T_{w2}$  ), hava ve su debileri (  $M_a$ ,  $M_w$  ) ve kuleye giren havanın özelliklerinin belirli olduğu düşünülürse, ( 1 ) haline ait doğrunun eğimi ( 3.8 ) ifadesi yardımıyla saptanır, ( Şekil 3.9 ). ( 1 ) noktasından itibaren keyfi olarak belirlenen, hesaplama boyunca sabit kalacak özgül nem artışı (  $W$  ) ile ( a ) haline ulaşılır. Bu yeni halde su sıcaklığının saptanabilmesi için ( 3.3 ) ifadesi,

$$- \Delta T_w = \frac{M_a}{M_w \cdot c_w} \cdot (\Delta h - \Delta h_{fw}) \quad (3.10)$$

yazılabilir. ( a ) noktası için su sıcaklığının bulunmasından sonra, bir sonraki adıma geçmek için ( 3.8 ) denklemi ( a ) noktasında çözülür. Hesaplama tarzı örnek uygulamanın açıklandığı kısımlarda daha detaylı olarak açıklanacaktır.

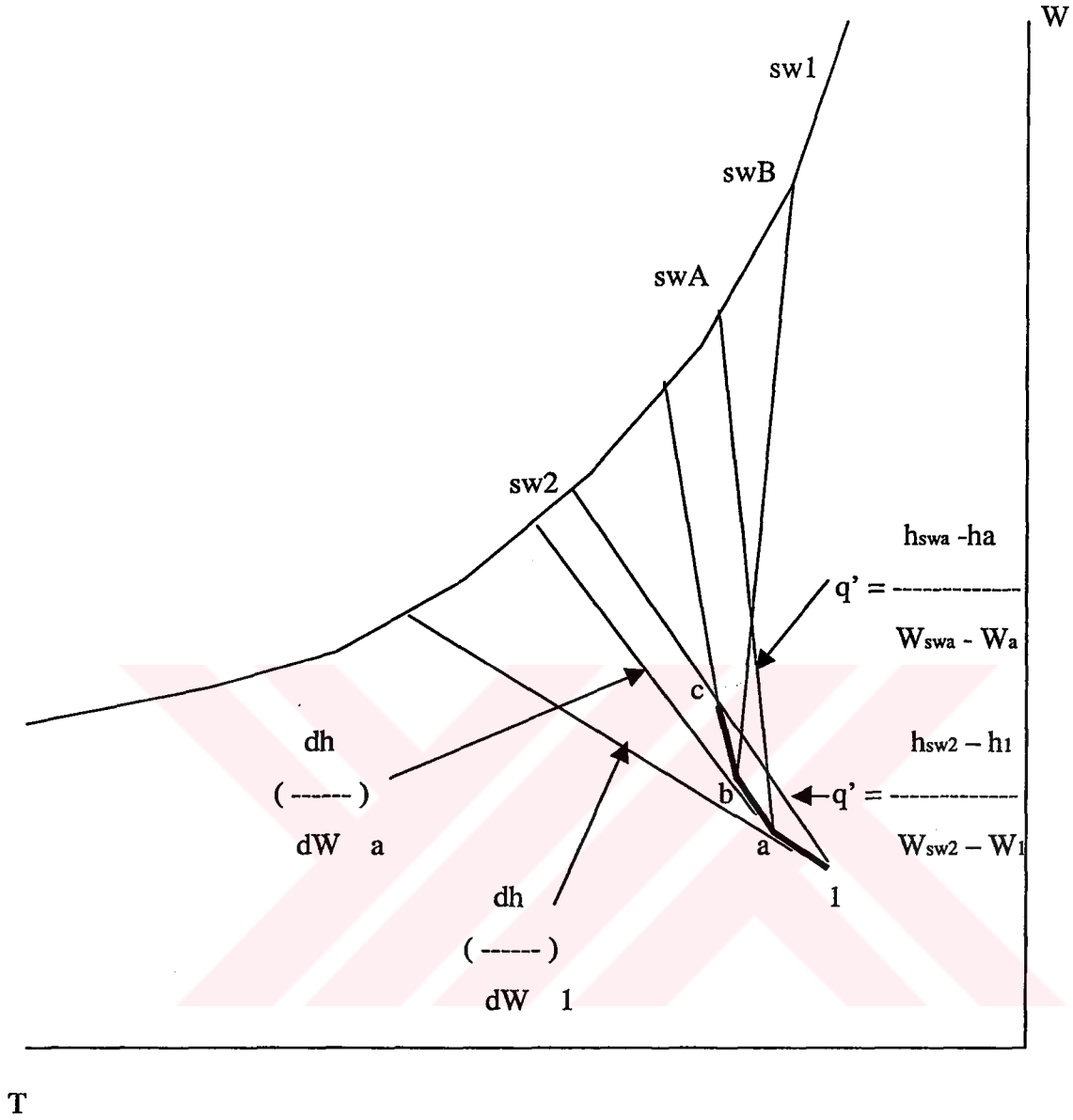
Soğutma kulesinin tamamı için 1. Kanun yazılır,

$$M_a \cdot h_1 + M_w \cdot h_{fw1} = M_a \cdot h_2 + [ M_w - M_a \cdot (W_2 - W_1) ] \cdot h_{fw2}$$

düzenlenirse,

$$h_2 = h_1 + \frac{M_w \cdot c_w}{M_a} \cdot (T_{w1} - T_{w2}) + (W_2 - W_1) \cdot h_{fw2} \quad (3.11)$$

bulunur. Karakteristik eğrinin hesaplandığı göz önüne alınırsa, ( 3.11 ) ile sağlama yapılmış olur; Threlkeld [ 8 ].



Şekil 3.9. Soğutma kulesi içinde nemli havanın hal değişimi.

( 3.11 ) denklemini aynı zamanda ( 3.3 ) denkleminin integre edilmesinden de bulunabilir. Zaten kule için termodinamiğin 1. Kanununun yazılması veya ( 3.3 ) denkleminin integre edilmesi aynı şeyi ifade etmektedir.

Havanın hal değişimi ve hava çıkış şartlarının belirlendiği düşünülürse, ortalama kütle geçiş katsayısının (  $h_d A_v$  ) bilinmesi halinde, ( 3.5 ) düzenlenerek,

$$V = \frac{Ma}{hdA_v} \int_{W_1}^{W_2} dW = W_{sw} - W \quad (3.12)$$

kule hacmi bulunur, Threlkeld [ 8 ]. İntegral hesabı, karakteristik eğrinin çıkarılması sırasında elde edilen  $W_{sw}$ ,  $W$  değerleri kullanılarak, sayısal olarak yapılır.

### 3.4. Örnek Uygulama

Soğutma kulesi içindeki havanın hal değişimi, kule çıkış şartları ve kule hacmi hesabı yapılacaktır. Threlkeld [ 8 ]

Kuleye giren havaya ait bilgiler :

Yaş termometre sıcaklığı :  $24^\circ\text{C}$

Kuru termometre sıcaklığı :  $35^\circ\text{C}$

Suya ait bilgiler :

Kuleye giriş sıcaklığı :  $38^\circ\text{C}$

Kuleden çıkış sıcaklığı :  $30^\circ\text{C}$

Hacimsel debisi :  $340 \text{ m}^3 / \text{h}$

Kütle geçiş katsayısı  $hdA_v$  :  $2000 \text{ kg} / \text{hm}^3$

Kütlesel debilerin oranı  $M_w / M_a = 1,0$

olarak verilmektedir.

Nemli havanın kuleye girişindeki bağıl neminin (  $\phi$  ) % 40 olduğu psikometrik diyagramdan okunur.  $T_1 = 35^\circ\text{C}$  için doymuş su buharı tablosundan doyma basıncı bulunur.

$P_{ws} = 5694 \text{ pa}$ .

( 2.18 ) bağıntısı ile havadaki su buharının kısmi basıncı

$$P_w = \phi \cdot P_{ws} = 0,4.5694 = 2278 \text{ pa.}$$

Kulenin deniz seviyesinde işletileceği düşünülürse, özgül nem ( 2.15 ) ile bulunur.

$$W_1 = 0,622 \cdot \frac{2278}{101325 - 2278} = 0,0143 \text{ kg/kg.}$$

Hava entalpisi,  $T_1 = 35^\circ\text{C}$  için ( 2.26 ) ile bulunur.

$$h_1 = 35 + ( 2501 + 1,805.35 ).0,0143 = 71,7 \text{ kJ/kg.}$$

Su damlacıklarının hemen yanındaki doymuş havada bulunan su buharının entalpisi, ( 2.25 ) ile hesaplanır.

$$h_{gw2} = 2501 + 1,805.30 = 2555 \text{ kJ/kg}$$

Buraya kadar nemli hava – su ikilisinden, nemli havanın özellikleri saptandı. Şimdi de su damlacıklarının yüzeyindeki termodinamik özellikler ele alınsın.

Su çıkış sıcaklığında (  $T_{w2} = 30^\circ\text{C}$  ) doymuş hava (  $\phi = 1$  ) içindeki buhar basıncı ( 2.31 ) ile veya doymuş su buhar tablosundan bulunur.

$$T_{w2} = 30^\circ\text{C} \text{ için } P_{ws} = 4295 \text{ pa.}$$

Doymuş havanın özgül nemi,

$$W_{sw2} = 0,622 \cdot \frac{4295}{101325 - 4295} = 0,0275 \text{ kg/kg}$$

entalpisi,

$$h_{sw2} = 30 + (2501 + 1,805.30) \cdot 0,0275 = 100,27 \text{ kJ/kg.}$$

bulunur.

Kulenin bu bölümünde, nemli hava ile su damlacıkları arasındaki, ısı ve kütle geçişine ait operasyon doğrusunun belirlenmesi için, entalpi-nem oranı;

$$\frac{h_{sw2} - h_1}{W_{sw2} - W_1} = \frac{100,27 - 71,7}{0,0275 - 0,0143} = 2164 \text{ kJ/kg.}$$

bulunur.

Le sayısı,  $T_{w2} = 30^\circ\text{C}$  için tablo 3.1. ve (3.9) ile hesaplanır.

$$\alpha/D = 0,847 \longrightarrow Le = 0,847^{2/3} = 0,895$$

(3.8) ifadesindeki bütün terimler ilk adım için hesaplandı.

$$\frac{dh}{dW} = 0,895 \cdot 2164 + (2555 - 2501 \cdot 0,895) = 2253,5 \text{ kJ/kg.}$$

$T_{w2} = 30^\circ\text{C}$  deki su entalpisi (2.28) ile hesaplanır.

$$h_{fw2} = 4,186 \cdot 30 = 125,58 \text{ kJ/kg.}$$

İkinci adıma geçilebilir. (3.10) ile bir sonraki adımdaki su sıcaklığı tespit edilir. Özgül nemdeki artış miktarı  $\Delta W = 0,002 \text{ kg/kg}$  seçilsin. ( $\Delta W$  değeri ne kadar küçük alınırsa bulunacak olan havanın karakteristik eğrisi gerçeğe o kadar yaklaşır).

$$T_{wa} - T_{w2} = \frac{Ma}{Mw \cdot cw} \cdot [(h_a - h_1) - (W_a - W_1) \cdot h_{fw2}]$$

veya

$$T_{wa} - T_{w2} = \frac{Ma}{Mw \cdot cw} \cdot (W_a - W_1) \cdot \left( \frac{h_a - h_1}{W_a - W_1} - h_{fw2} \right)$$

yazılabilir.  $Mw/Ma = 1,0$  verilmişti. Yukarıdaki denklemde  $T_{w2}$ ' yi eşitliğin sağ tarafına atıp ifadedeki terimlerin değerlerini yerine koyarsak,

$$T_{wa} = 30 + \frac{1}{4,186} \cdot (0,002) \cdot (2253,5 - 125,58)$$

$T_{wa} = 31,0^\circ\text{C}$  bulunur.

$$\left( \frac{dh}{dW} \right)_1 = \frac{h_a - h_1}{W_a - W_1}$$

$$\longrightarrow h_a - h_1 = \left( \frac{dh}{dW} \right)_1 \cdot \Delta W$$

yazılırsa,

$$h_a = 71,7 + 2253,5 \cdot 0,002 = 76,21 \text{ kJ/kg.}$$

bulunur. Bu adımdaki özgül nem,

$$W_a = W_1 + \Delta W = 0,0143 + 0,002 = 0,0163 \text{ kg/kg.}$$

hesaplanır. Hava sıcaklığı, ( 2.26 ) ile hesaplanır.

$$T_a = \frac{h_a - 2501.W_a}{1 + 1,805.W_a} = \frac{76,21 - 2501.0,0163}{1 + 1,805.0,0163} = 34,43^\circ\text{C}$$

Böylece, problemin başında belli olan hava ve su sıcaklığı, bu adım için elde edildi. Nemli havanın entalpisi (  $h_a$  ), özgül nemi (  $W_a$  ) da hesaplandı. Takip eden adımlarda, geri kalan hesaplamalar ilk adımdaki gibi yapılır. Su sıcaklığı, su giriş sıcaklığına ulaşıncaya kadar hesaplamaya devam edilir. Problem için sonuçlar çizelge 3.2. da verilmiştir.

Nemli havanın kuleden çıkış entalpisi ( 3.11 ) ifadesi yardımıyla hesaplanarak, hesapların doğruluğu kontrol edilebilir.

$$h_2 = 71,7 + 4,186.(38 - 30) + (0,0284 - 0,0143).125,58$$

$$h_2 = 107,0 \text{ kJ/kg.}$$

Hesaplamada, havanın kuleden çıkış entalpisi 107,4 kJ/kg bulunmuştu. Hata oranı % 0,4 ile oldukça küçüktür.

Çizelge 3.2. Örnek uygulamanın hesap sonuçları.

Nokta	T	h	W	T <sub>w</sub>	h <sub>fw</sub>	Le	$h_{sw} - h$	h <sub>gw</sub>	dh/dW
	°C	kJ/kg	kg/kg	°C	kJ/kg		$W_{sw} - W$	kJ/kg	kJ/kg
1	35,0	71,8	0,0143	30,00	125,58	0,8950	2166	2555	2255,4
a	34,4	76,3	0,0163	31,00	129,80	0,8948	2287	2557	2365,7
b	34,0	81,0	0,0183	32,10	134,30	0,8946	2403	2559	2471,4
c	33,6	86,0	0,0203	33,20	139,00	0,8942	2510	2561	2568,5
d	33,9	91,1	0,0223	34,40	143,80	0,8937	2602	2563	2653,7
e	34,0	96,4	0,0243	35,60	148,90	0,8933	2680	2565	2724,9
f	34,3	101,9	0,0263	36,80	154,00	0,8928	2741	2567	2781,8
g	34,7	107,4	0,0283	37,93	159,30	0,8924	2788	2570	2825,3
2	34,8	107,7	0,0284	38,00	---	---	---	---	---

Soğutma kulesinin hacminin bulunması için ( 3.12 ) ifadesi kullanılır. Bu ifadedeki integralin alınması gerekir. Hesap sonuçlarından yararlanarak,

$$f( W ) = 1/( W_{sw} - W )$$

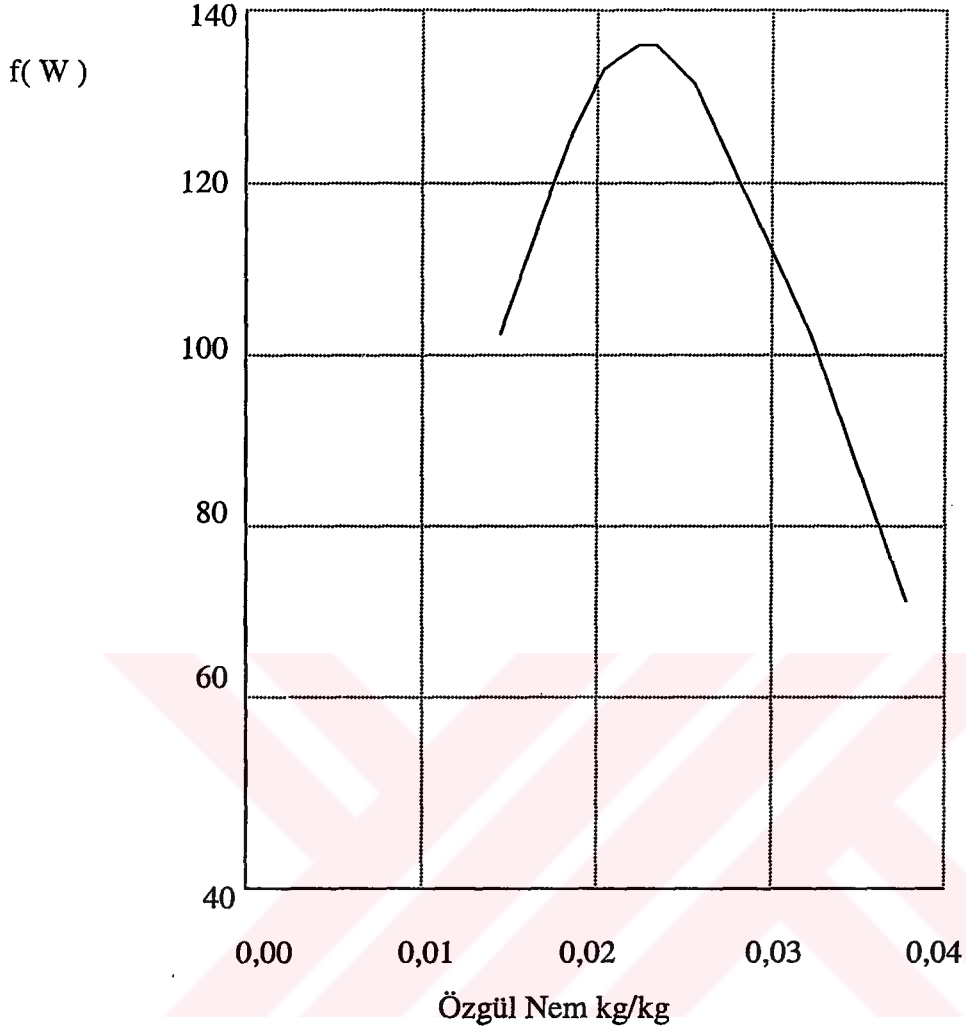
fonksiyonu için değerler hesaplanır. Bu fonksiyonun; kule giriş şartlarından, çıkışa kadar integrasyonunu almak için;

1. Bulunan  $f_1( W_1 )$  değerleri için, en küçük kareler metodu kullanılarak uygun bir eğri uydurulur. Bulunan sürekli fonksiyon  $W_1$  ve  $W_2$  değerleri arasında integre edilir.
2. Herhangi bir sayısal integral yöntemiyle sonuca daha kolay varılabilir.

$1/( W_{sw} - W )$  fonksiyonunun değerleri hesaplanıp çizelge 3.3. oluşturulmuştur. Ayrıca söz konusu fonksiyon bir grafik halinde şekil 3.10. da gösterilmektedir.

Çizelge 3.3.  $f( W ) = 1/( W_{sw} - W )$  fonksiyonunun aldığı değerler.

Nokta	$T_w$ °C	$W$ kg/kg	$W_{sw}$ kg/kg	$W_{sw} - W$ kg/kg	$1/( W_{sw} - W )$ kg/kg
1	30,00	0,0143	0,0275	0,0132	75,758
a	31,00	0,0163	0,0293	0,0130	76,923
b	32,10	0,0183	0,0312	0,0129	77,519
c	33,20	0,0203	0,0333	0,0130	76,923
d	34,40	0,0223	0,0357	0,0134	74,627
e	35,60	0,0243	0,0383	0,0140	71,429
f	36,80	0,0263	0,0411	0,0148	67,568
g	37,93	0,0283	0,0439	0,0156	64,103
2	38,00	0,0284	0,0441	0,0157	63,694



Şekil 3.10.  $f(W) = 1/(W_{sw} - W)$  eğrisi.

İntegral, herhangi bir yolla hesaplanırsa,

$$W_1 = 0,0143; W_2 = 0,0284$$

$$I = \int_{W_1}^{W_2} \frac{dW}{W_{sw} - W} = 1,05$$

sonucu bulunur.

Suyun hacimsel debisi  $340 \text{ m}^3/\text{h}$  olarak verilmişti.  $38 \text{ }^\circ\text{C}$  da suyun özgül hacmi  $1,0071 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{kg}$  olarak tablolardan okunabilir. Suyun kütleli debisi,

$$M_w = 340 / 1,0071 \cdot 10^{-3} = 337603 \text{ kg/h}$$

bulunur.  $M_w/M_a = 1,0$  olduğundan, havanın kütleli debisi de aynıdır.

O halde kule hacmi;

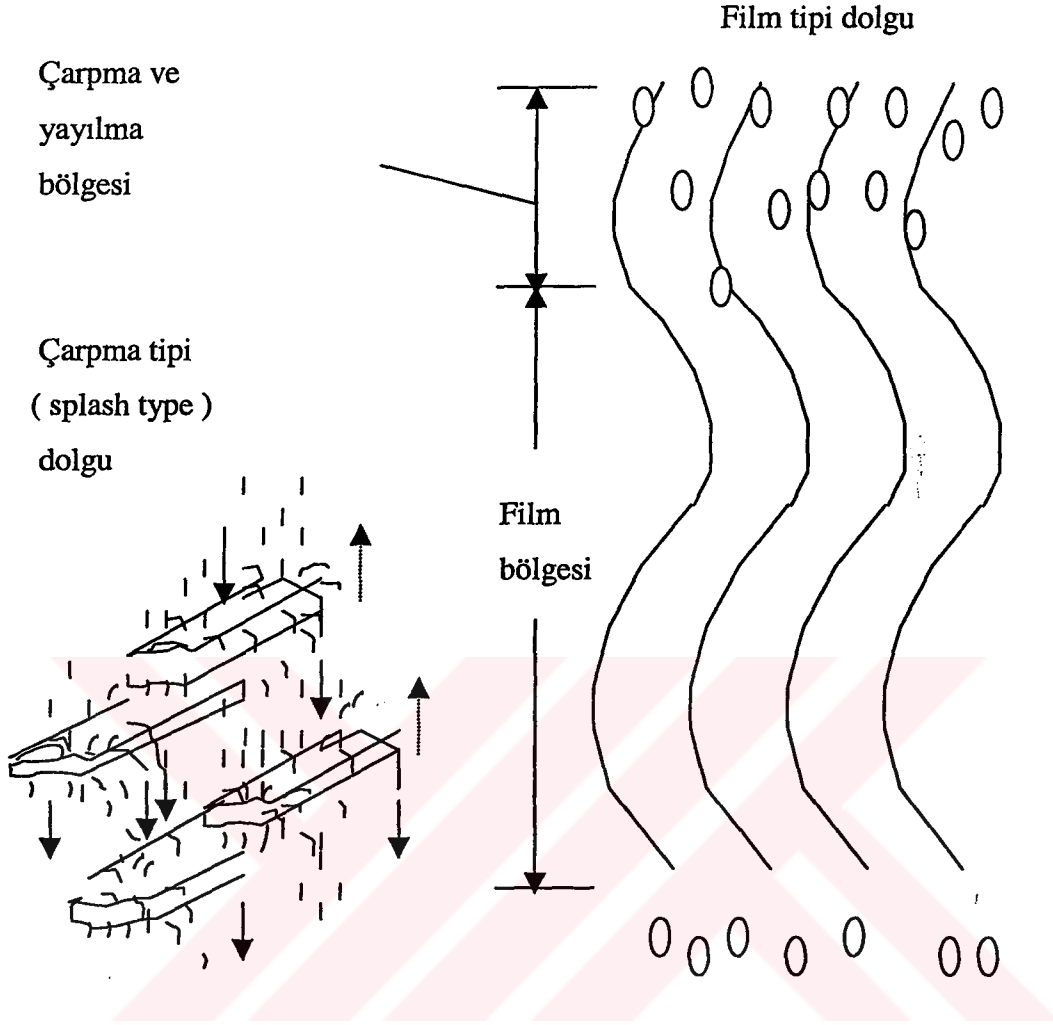
$$V = \frac{M_a}{h_d A_v} \cdot I = 337603 \cdot 1,05 / 2000 = 177 \text{ m}^3$$

bulunur.

### 3 . 5 . Soğutma Kuleleri İçin Kütle Geçiş Katsayısı

Su ve hava temas süresini ve yüzeyini artırmak, dolayısıyla kule hacmini küçültmek için dolgu malzemeleri kullanılır. Bu malzemeler çok değişik geometrik şekillerde olabilir. Sıçratma tipi ( splash type ) ve film tipi ( film type ) diye iki ana grupta toplanabilir, ASHRAE [ 2 ]. Dolgu malzemesi tipleri Şekil 3.11. de gösterilmiştir.

Fıskiyelerden püskürtülen suyun, havayla kule dışına sürüklenmesini önleyecek şekilde tasarlanmış, damla tutucu adıyla anılan malzemeler kullanılır.



Şekil 3.11. Dolgu tipleri, ASHRAE [ 2 ].

Nemli hava ile suyun doğrudan temasta olduğu hallerde, kütle geçiş katsayısı  $ha$  ve yüzey – hacim oranının ( $A_v$ ) bilinmesi gerekmektedir. Çoğu zaman bu iki kavram ayrı ayrı düşünülmeyp, birlikte ( $haA_v$ ) ele alınır, Threlkeld [ 8 ].

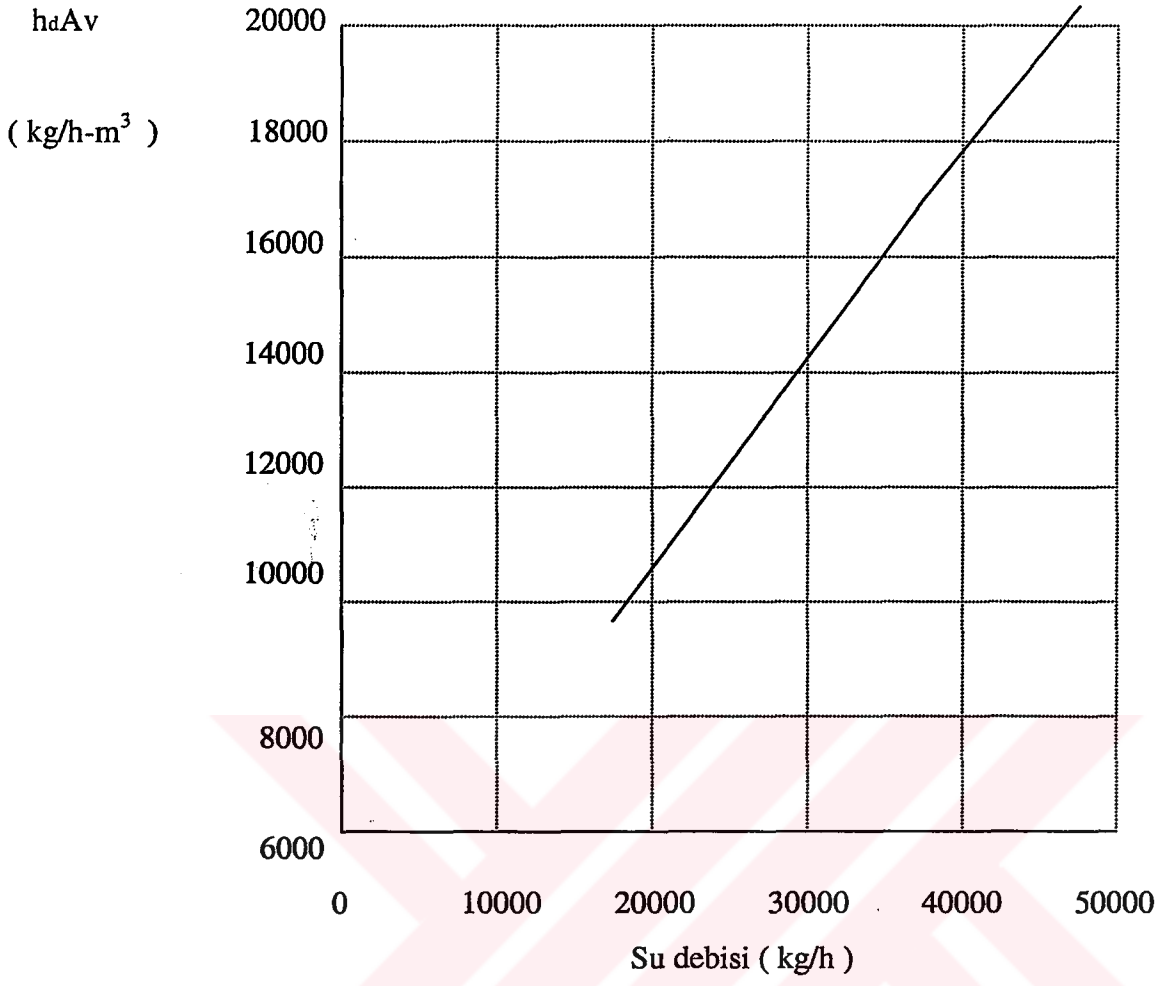
Deneysel çalışmalarda;  $haA_v$  kütle geçiş katsayısının, kuru hava ve su debisine, su giriş sıcaklığına bağlı olduğu görülmüştür. Dolgu malzemelerinin çeşitli olması nedeniyle, bu değer seçilirken dikkatli olunması önerilmektedir, Threlkeld [ 8 ]. Aynı soğutma kulesi, dolgu tipinin değiştirilmesiyle, farklı kütle geçiş katsayıları verebilir.

Soğutma kuleleri için kütle geçiş katsayısının saptanması çoğu zaman laboratuvar çalışmaları için hazırlanan küçük kulelerle yapılmaktadır, Kern[ 7 ]. Su ve hava debileri  $5000 \text{ kg/hm}^2$  civarında olan kuleler için kütle geçiş katsayısının  $3200$  ile  $9600 \text{ kg/hm}^2$  arasında olduğu görülmüştür,

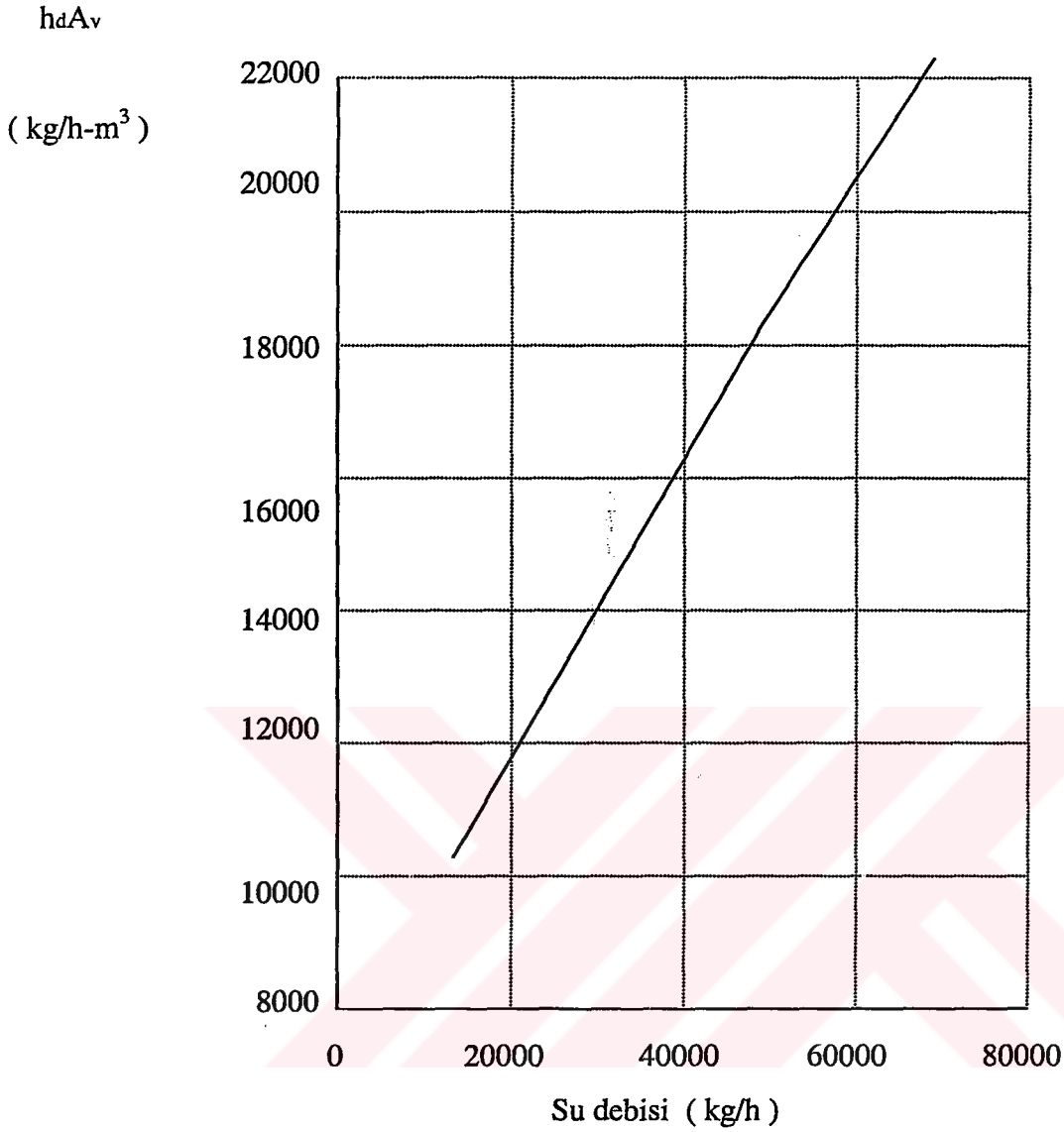
Kern[ 7 ], bu değerleri, çeşitli dizilişlerdeki çarpma tipi ( splash type ) ve rashing tabir edilen dolgu malzemelerinin kullanıldığı kuleler için vermektedir. Günümüzde kullanılmakta olan soğutma kulelerinde, film tipi dolgu malzemesi kullanımı yaygındır. Bu tip dolgu malzemeleri daha az basınç kaybı vermekte, daha yüksek hava debilerine aynı fan kullanılarak ulaşılabilmektedir. Dolayısıyla su debileri de yüksek tutulabilmektedir. Bu tip dolgular için literatürde pek bilgiye rastlanmamıştır.

Modern kulelerdeki kütle geçiş katsayısı değerleri hakkında bir fikir edinmek için bir çalışma yapılmıştır. Ele alınan kule, halen uygulamada kullanılmakta, ters akışlı, radyal fanlı ve film tipi dolguya sahiptir.

Hava giriş şartları;  $33^\circ\text{C}$  kuru termometre sıcaklığı,  $24^\circ\text{C}$  yaş termometre sıcaklığı alınmıştır. İnceleme;  $38^\circ\text{C}$  ve  $40^\circ\text{C}$  su giriş sıcaklıkları için yapılmıştır. Kullanılan radyal fan  $14000 \text{ kg/h}$  civarında hava debisini sağlamaktadır. Kule kesiti  $1,3 \text{ m} * 1,3 \text{ m}$  dir. dolayısıyla kütleli hava hızı, yaklaşık olarak,  $8200 \text{ kg/hm}^2$  dir. Su çıkış sıcaklığına göre, üretici firmanın öngördüğü su debileri kullanılmıştır. Bulunan  $h_{Av}$  değerleri grafik haline getirilmiş, Şekil 3.12. ve 3.13. de sunulmuştur.



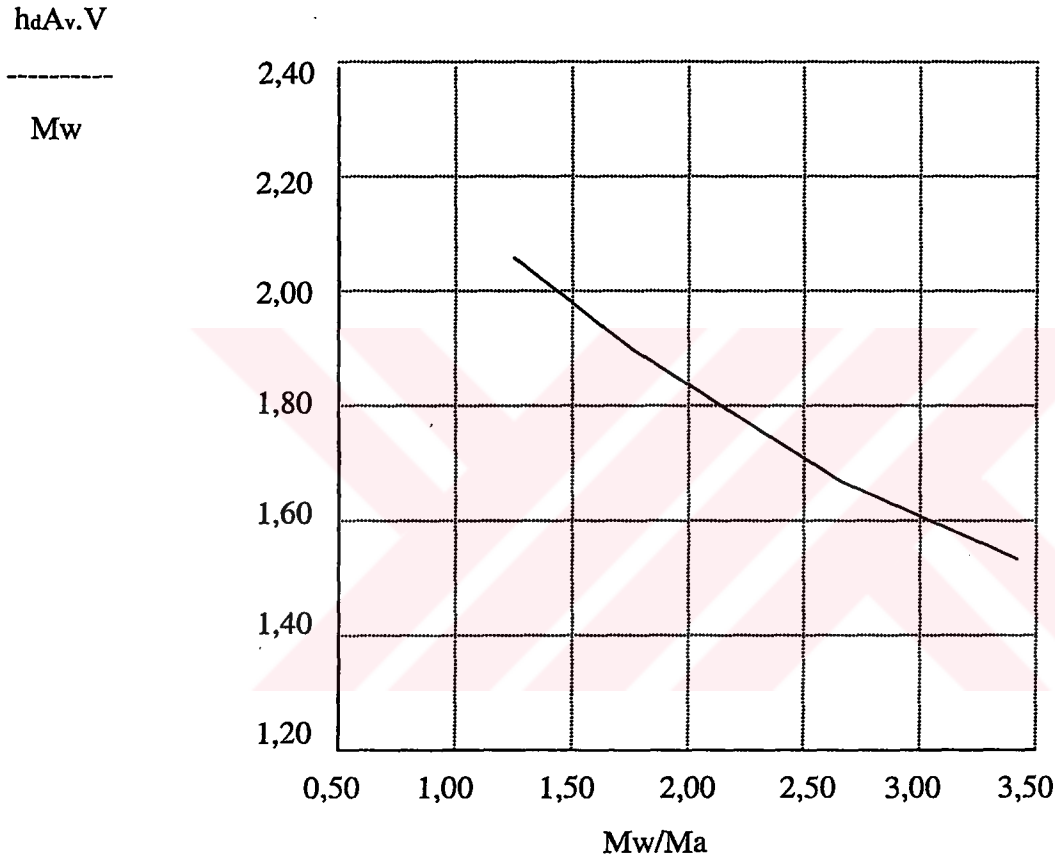
Şekil 3.12. Su debisi -  $haA_v$  diyagramı. Su giriş sıcaklığı :  $38^{\circ}\text{C}$



Şekil 3.13. Su debisi –  $h_d A_v$  diyagramı. Su giriş sıcaklığı :  $40^\circ\text{C}$

Her iki şekilde de görüldüğü gibi  $h_d A_v$  değerleri  $10000 \text{ kg/h-m}^3$  değerinden yüksektir. Genel olarak, su debisi arttığında  $h_d A_v$  değerleri yükselmektedir. Emniyetli kule tasarımı açısından,  $h_d A_v$  kule kütle geçiş katsayısının  $10000$  ile  $15000 \text{ kg/h-m}^3$  alınabileceği görülmektedir. Grafikler üzerindeki rakamlar, suyun kuleden çıkış sıcaklıklarını belirtmektedir.

Analiz sonuçlarını bir de boyutsuz eksenlerde görmeyi yararlı olabileceği düşünülmüştür. Yatay ekseninde boyutsuz debi (  $Mw/Ma$  ), dikey ekseninde ise kaynaklarda yayılım ünitesi sayısı ( number of diffusion units ) olarak adlandırılan, boyutsuz kütle geçiş katsayısı (  $HDU = hdAv.V/Mw$  ) olsun. Sonuçlar, belirtilen eksen takımında, Şekil 3.14. ve Şekil 3.15. de verilmiştir.

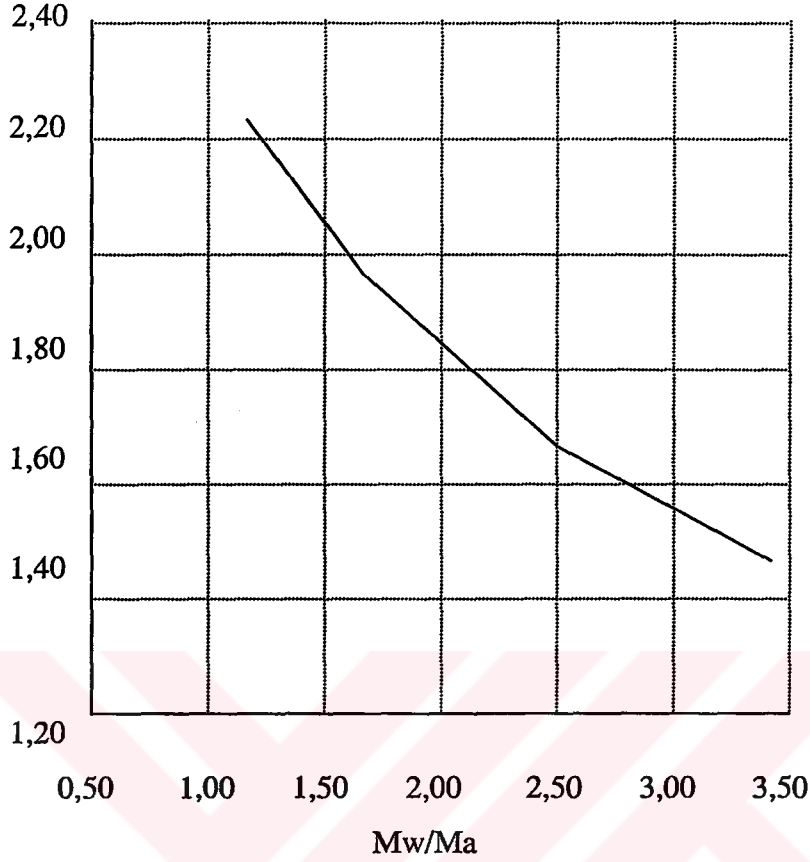


Şekil 3.14. Boyutsuz debi HDU grafiği.

Su giriş sıcaklığı : 38°C

$hd_{Av}.V$ 

-----

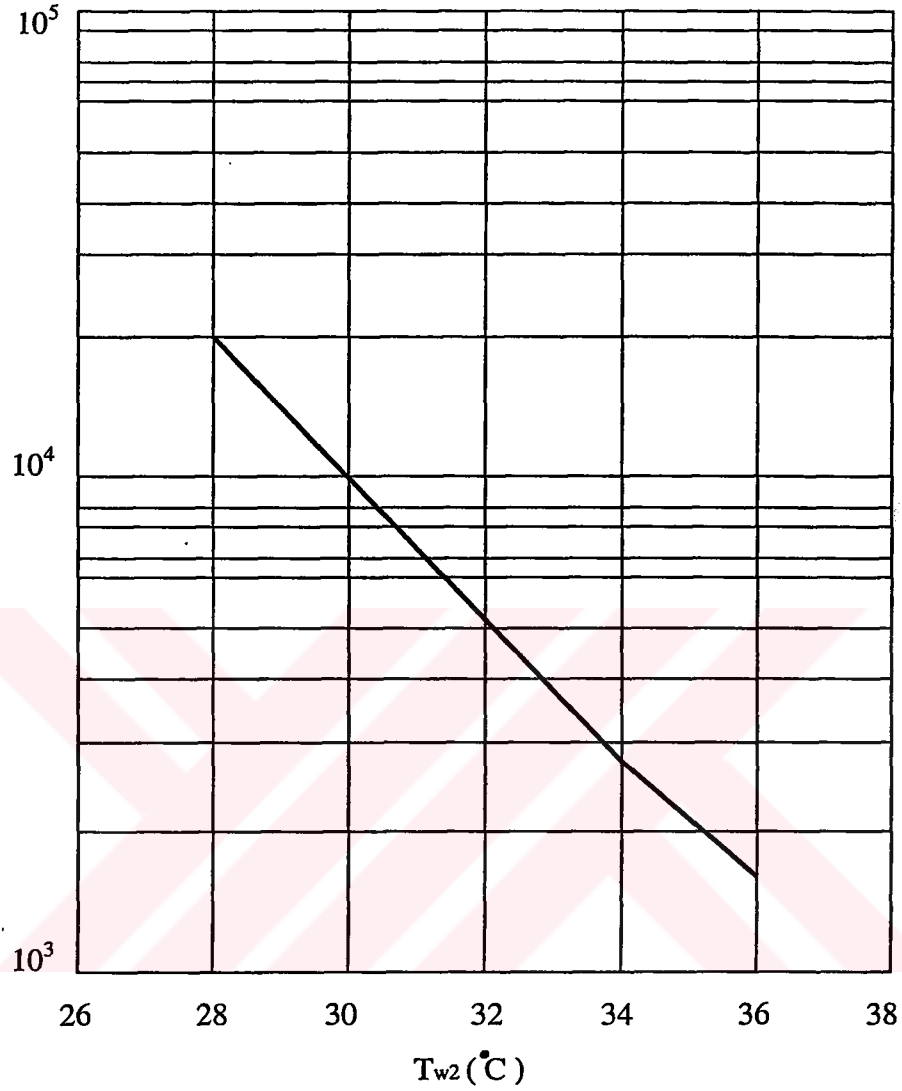
 $Mw$ 

Şekil 3.15. Boyutsuz debi HDU grafiği.

Su giriş sıcaklığı : 40 °C

Debiler oranındaki artış ile HDU her iki sıcaklık için de azalmaktadır. Hava debisinin sabit olduğu anımsanacak olursa; su debisinin artması ile HDU azalmakta denebilir. Oysa Şekil 3.12. ve şekil 3.13. su debisinin artması ile  $hd_{Av}$  kule kütle geçiş katsayısının arttığını göstermektedir. Bu bir çelişki değildir. HDU daki terimlerden  $Mw$  nun,  $hd_{Av}$  değerlerinden daha hızlı arttığı söylenebilir.

Giriş ve çıkış sıcaklıkları arasındaki farkın  $hd_{Av}$  üzerindeki etkisini incelemek için bir çalışma yapılmıştır. Bunun için 33 °C kuru termometre ve 24 °C yağ termometre dış hava sıcaklığı, suyun kuleye giriş sıcaklığı 40 °C,  $Mw/Ma$  oranı 1,5 alınmıştır. Su çıkış sıcaklığı 28 ile 36 °C arasında değiştirilerek hacmi belirli bir kule alınıp,  $hd_{Av}$  değerleri hesaplanmış, grafik halinde düzenlenerek Şekil 3.16. da verilmiştir.

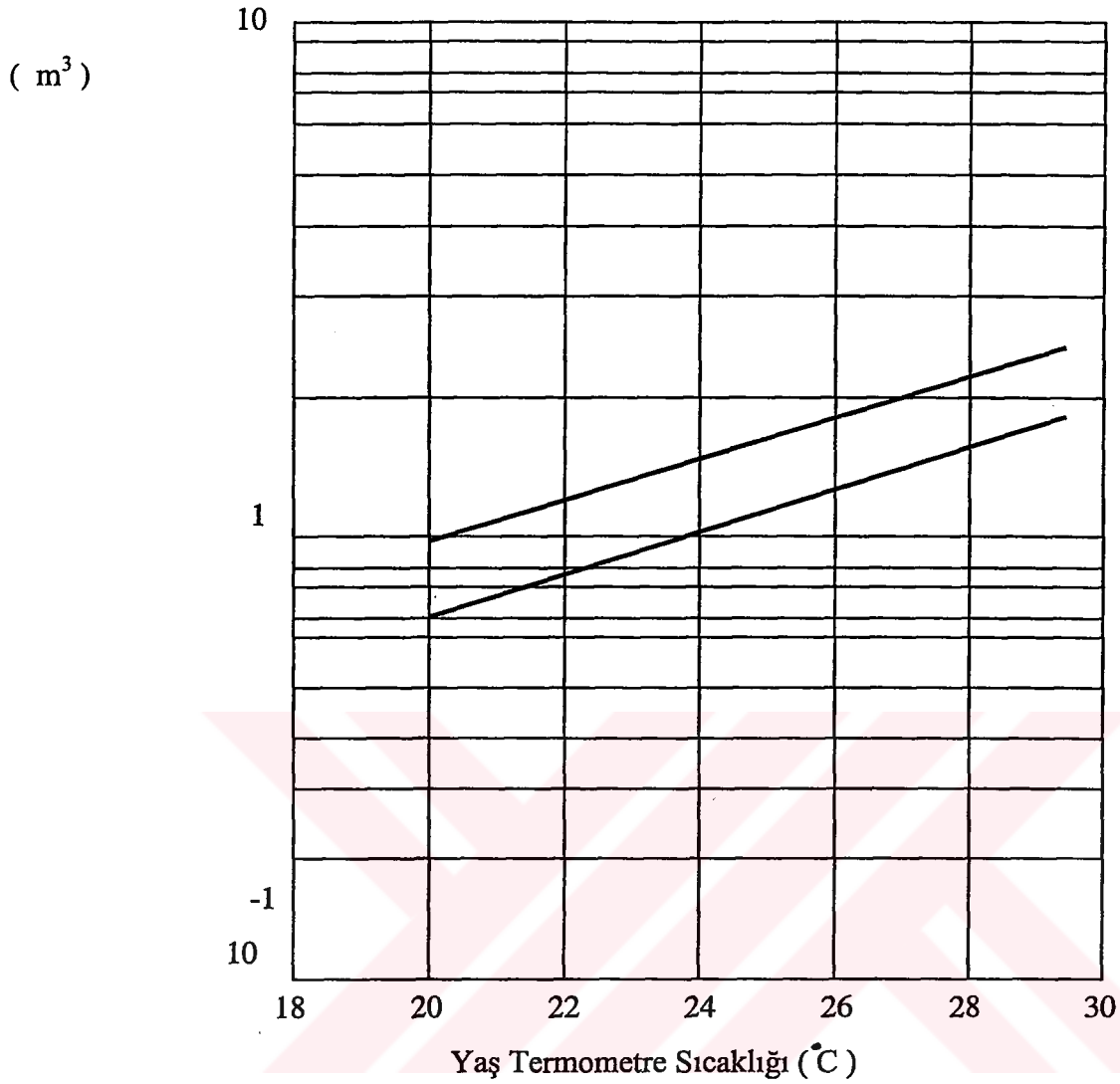
$hA_v$  $(\text{kg/h-m}^3)$ 

Şekil 3.16. Su giriş – çıkış sıcaklık farkının  $hA_v$  ye etkisi.

Su giriş sıcaklığı :  $40^\circ\text{C}$

Şekilden su giriş ve çıkış sıcaklıkları arasındaki fark azaldıkça gereken  $hA_v$  azalmakta, diğer bir deyişle, gerekli kule hacmi daha küçük olmaktadır. Su giriş ve çıkış sıcaklıkları arasındaki farkın azalması ile aynı dolgu tipi, fan ve pompa kullanımı halinde gereken kule hacmi logaritmik artış gösterir denebilir.

Kule Hacmi



Şekil 3.17. Yaş termometre sıcaklığının kule hacmine etkisi.

Kule hacmini etkileyen en önemli faktörlerden biri de havanın yaş termometre sıcaklığıdır. Bir önceki örnekteki veriler aynen kullanılıp, 38 °C ve 40 °C su giriş ve 33 °C çıkış sıcaklıkları için yaş termometre sıcaklığı 20 °C ile 29 °C arasında değiştirilmiştir.  $h_d A_v = 10000 \text{ kg/h-m}^3$  alınmış, bu verilerle kule hacimleri hesaplanarak Şekil 3.17. düzenlenmiştir.

Su çıkış sıcaklığı ile yaş termometre sıcaklığı arasındaki farkın azalmasıyla gereken kule hacmi hızla artmakta, farkın 4 °C in altına inmesi ile ekonomik olmayan hacimler söz konusu olmaktadır. Bu nedenle “eşik” denen bu değer in altında bir çalışma pratikte pek düşünülmez.

Bu kısımda, birtakım parametrik çalışmalar yapıldı. Bütün veriler her ne kadar pratikte kullanılan kulelere dayanmaktaysa da sonuçların deneylerle sınanması gerekir.

### 3 . 6 . Soğutma Kulelerinde Ekonomikliğin Hesaplanması

Su çıkış sıcaklığı ile yaş termometre sıcaklığı arasındaki farkın azalmasıyla gereken kule hacmi hızla artmaktadır. Hatta su çıkış sıcaklığını kuleye verilen havanın yaş termometre sıcaklığıyla aynı olduğunu düşünecek olursak, bu durumda hava ile suyun hemen yanındaki doymuş hava filminin entalpi değerleri aynı olduğundan suyu daha fazla soğutabilmek mümkün değildir. Suyun sıcaklığı havanın yaş termometre sıcaklığına eşit olduğu durumda hava, suya sıcaklık farkından dolayı verdiği duyulur ısı kadar gizli ısı yani nem alacak ve entalpisi değişmeyecektir. Dolayısıyla suyun çıkış sıcaklığını ancak kuleye giren havanın yaş termometre sıcaklığına kadar düşürebilmek mümkündür.

Bilindiği gibi suyun birim hacimde havaya verdiği ısı  $- M_w.dh_{fw} = h_c A_v.dV.( T_w - T ) + h_d A_v.dV.( W_{sw} - W ).h_{fgw}$  eşitliği kadardır. Su çıkış sıcaklığının hava yaş termometre sıcaklığına yaklaşması durumunda havanın suya verdiği duyulur ısı suyun havaya verdiği gizli ısıya yaklaştığından dolayı havayla su arasındaki net ısı transferi azalacak ve suyun bu noktadan sonra daha fazla soğutulabilmesi için çok daha büyük kule hacimlerine gereksinim duyulacaktır. Farkın  $4\text{ }^\circ\text{C}$ ' nin altına inmesiyle ekonomik olmayan hacimler söz konusu olmaktadır. Yani bu durumda normale göre birim kule hacminde sudan çok daha az ısı çekilebilecektir. O halde soğutma kulelerinde ekonomikliği incelemek açısından maliyet hesabının gerekmektedir dolayısıyla enerjiden olan kazançlar ve yatırım masrafları eğrileri çıkartılıp optimum şartlar bulunmalıdır.

#### 3 . 6 . 1 . Yatırım masrafları

Yatırım masrafını bulabilmek için öncelikle kule hacminin hesaplanabilmesi gerekmektedir. Havanın psikometrik diyagramda izlediği yol, dışarı çıkış şartı ve ortalama kütle transfer katsayısı  $h_d A_v$  bilindiğinden istenilen kule hacmi eşitlik ( 3.5 ) den elde edilebilir. Bu eşitliği yazarsak,

$$M_a.dW = h_d A_v.dV.( W_{sw} - W )$$

$$dV = \frac{Ma}{hdA_v} \frac{dW}{(W_{sw} - W)}$$

$$\int V = \int \frac{Ma}{hdA_v} \frac{dW}{W_1 - W_2} \quad (3.12)$$

bulunur.

( 3.12 ) Denklemindeki  $W_{sw}$  terimi suyun sıcaklığına göre değiştiğinden bir sabit değildir; değişkendir. Suyun sıcaklığına bağlı bir fonksiyondur.  $W_{sw} = W_{sw}(T_w)$ .  $W_{sw}$  teriminin su sıcaklığına bağlı değişimi doymuş su tablolarında verilmektedir.

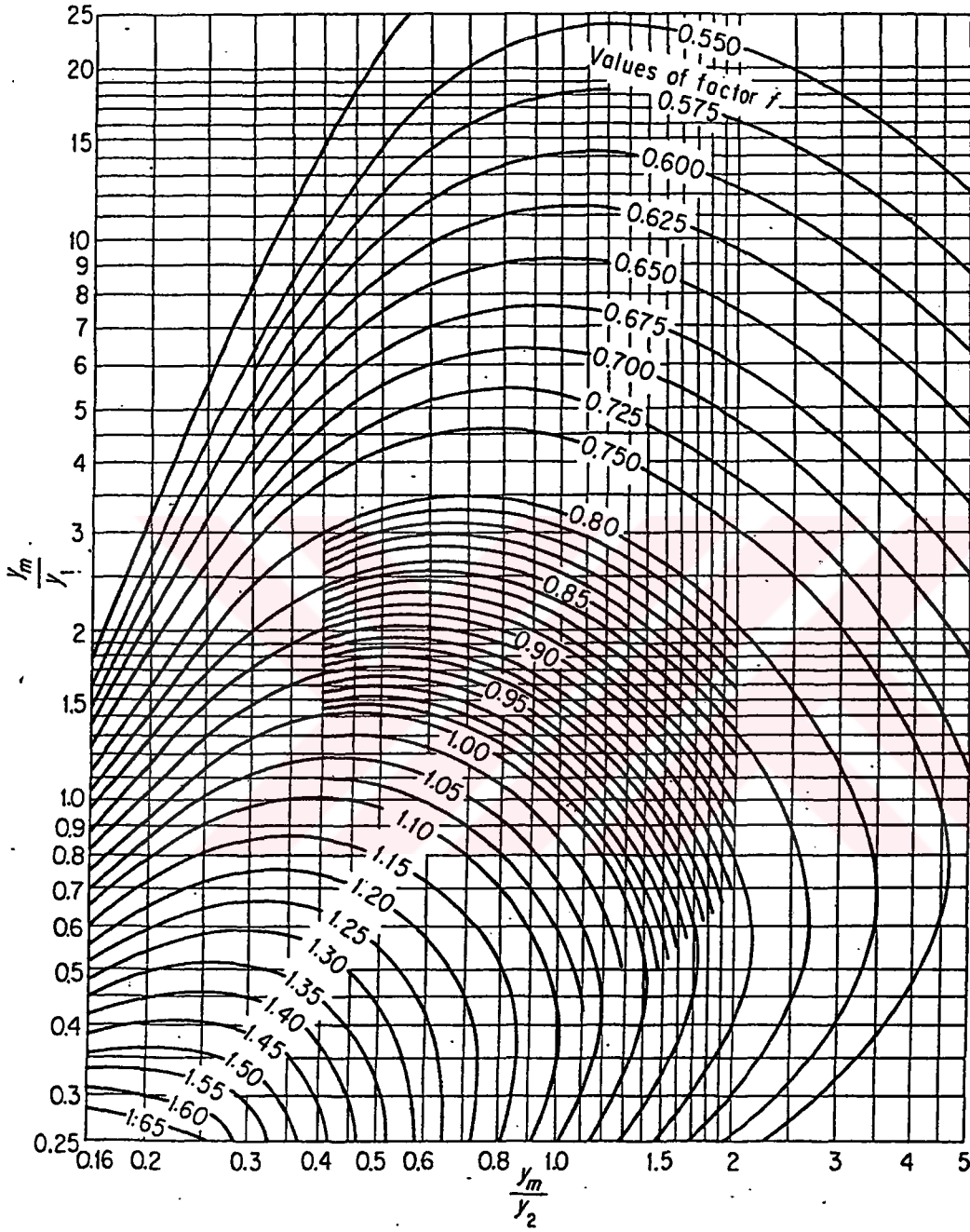
Bu integral nümerik metotla çözülmelidir. Bu integralin çözümü için en uygun metot, daha önce örnekte gördüğümüzün dışında ( sayısal integral kullanmadan veya bulunan  $f_1(W_1)$  değerlerine en küçük kareler metodu kullanarak, bulunan bu değerlere en yakın sonucu verecek bir enterpolasyon fonksiyonu uydurarak integralin çözümünü yapmadan ) Stevens diyagramının kullanılmasıdır. Şekil 3.18. de diyagram gösterilmiştir ki bu diyagramda bulunan  $f$  kule faktörü  $y_m/y_1$  ve  $y_m/y_2$  değişkenlerinin fonksiyonudur.

$$\begin{aligned} y_1 &= W_{sw1} - W_2 \\ y_2 &= W_{sw2} - W_1 \\ y_m &= W_{swm} - W_m \end{aligned} \quad (3.13)$$

burada;

$$W_m = (W_1 + W_2)/2 \quad \text{ve} \quad W_{swm} = \frac{W_{sw1} + W_{sw2}}{2} \quad (3.14)$$

integralin çözümü,



Şekil 3.18. Stevens diyagramı.

$$\int_{W_1}^{W_2} \frac{dW}{W_{sw} - W} = \frac{W_2 - W_1}{f \cdot y_m} \quad (3.15)$$

olarak verilir. hesaplanan  $y_m/y_1$  ve  $y_m/y_2$  değerlerinden kule faktörü  $f$  Stevens diyagramına bakılarak bulunur.

En ekonomik boyut hesabını yapabilmek için kule hacminin, suyun çıkış sıcaklığı  $T_w$  nun fonksiyonu şeklinde bulunması gerekmektedir. Bunu sağlamak için soğutma kulesinin su çıkış sıcaklığı, soğutma kulesine giren su sıcaklığı ile kuleye giren havanın yaş termometre sıcaklığı arasındaki her sıcaklığa göre alınarak; bu alınan her su çıkış sıcaklığına göre kule hacmi hesabı yapılır. Alınan her  $T_{w2}$  su çıkış sıcaklığına göre kule hacimleri belirlenir. Daha sonra bulunan bu noktalara en küçük kareler metodu kullanılarak uygun bir eğri uydurulur.

$$V = V(T_{w2})$$

$$V = \frac{Ma \cdot (W_2 - W_1)}{hdA_v \cdot f \cdot y_m} \quad (3.16)$$

Eşitlikten de anlaşılacağı gibi kule hacmi kuleye giren havanın giriş özgül nemi belirli olduğundan çıkan havanın özgül nemine göre değişecektir.  $W_2$  de su çıkış sıcaklığı  $T_{w2}$  ye bağlı olarak değişir. O halde soğutma kulesinden çıkan su sıcaklığı  $T_{w2}$  değeri ne olmalıdır ki soğutma kulesi optimum şartlarda olsun. ( Soğutma kulesi su çıkış sıcaklığına ( $T_{w2}$ ) göre en ekonomik şartı bulmaya çalışıyoruz. )

Yatırım Masrafı : YM

$$YM = \text{Birim Hacim Maliyeti} \cdot V ; V = V(T_{w2}) \quad (3.17)$$

Yatırım masrafına harcanan miktar soğutma kulesine harcanmayıp senelik  $f$  faizi ya da karı ile başka bir alanda yatırım olarak değerlendirilebilirdi. O halde soğutma kulesine harcanan miktar bir sene sonra  $YM(1) = YM.(1 + f)$  olup, soğutma kulesinin  $n$  sene kullanılacağı düşünülecek olursa,  $n$  sene sonra kulenin yapımında harcanmış olan miktarın ulaşacağı değer  $YM(n) = YM.(1 + f)^n$  kadar olacaktır. O halde,

$$YM(n) = BHM.V.(1 + f)^n \quad (3.18)$$

olarak  $n$  sene sonundaki yatırım masrafının ulaştığı değer bulunur.

### 3.6.2. Enerjiden olan kazançlar

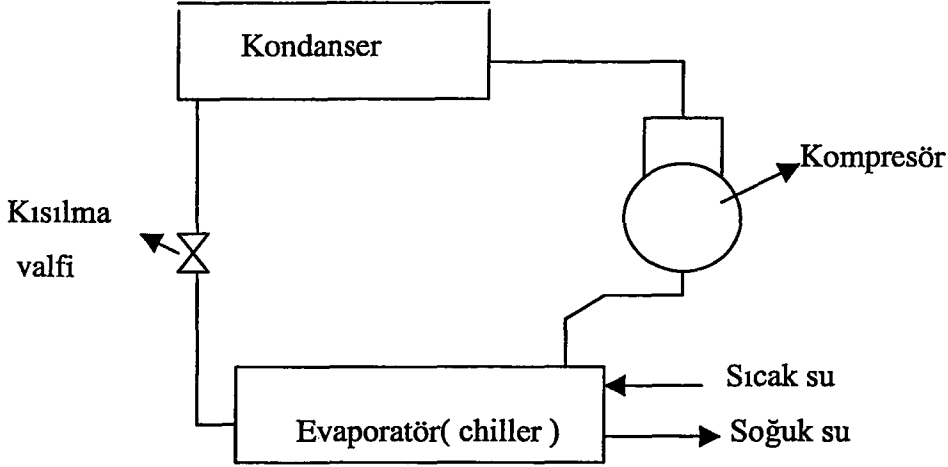
Soğutma kulesinde proses yaklaşık olarak sabit basınçta meydana geldiğinden suyun havaya verdiği ısı  $Q = \Delta H$  kadar olacaktır. 1 kg havanın entalpi değişimi kule cidarlarından çevreye olan ısı kaybı ihmal edildiğinden,

$$h_2 - h_1 = \frac{M_w.c_w}{M_a} . (T_{w1} - T_{w2}) + (W_2 - W_1).h_{fw2}$$

kadardır. Kule cidarlarından çevreye olan ısı kaybı ihmal edildiğinden havanın kazandığı ısı suyun kaybettiği ısıya eşittir. Suyun kaybettiği ısı, suyun girişteki ve çıkıştaki entalpi farkıyla havaya karışan suyun entalpisi toplamı kadar olacaktır.

Enerjiden olan  $Q$  kazancını hesaplarken, yatırım masrafında  $V$  hacminin  $T_{w2}$ 'nin fonksiyonu halinde çıkartılışında olduğu gibi burada da biz soğutma kulesine giren sıcaklığı belli olan giriş suyu sıcaklığı ile yine sıcaklığı belli olan kuleye giren havanın yaş termometre sıcaklığı arasındaki her sıcaklığa göre  $Q$  ısını bulmalıyız. Çünkü kuleden çıkan su sıcaklığı, su giriş sıcaklığından küçük; kuleye giren havanın yaş termometre sıcaklığından da büyük olacaktır. Yani kuleden çıkan suyun sıcaklığı bu iki sıcaklık değeri arasında olabilir. Alınan her  $T_{w2}$  (su çıkış sıcaklığı değeri) sıcaklığına karşılık bir  $Q$  ısı bulunur. Bulunan bu nokta çiftleri kullanılarak  $Q = f(T_{w2})$  enterpolasyon fonksiyonu bulunur.

Soğutma kulesi kullanılırken yapılan bir tasarruf söz konusudur. Soğutma kulesi yerine suyu soğutabilmek için başka bir sistem kullanmış olsaydık ki biz bu işlemi sağlamak için su soğutmalı chiller kullandığımızı varsayalım. Bu durumda soğutma kulesi yerine chiller kullanıldığında harcanacak olan para miktarını bulalım.

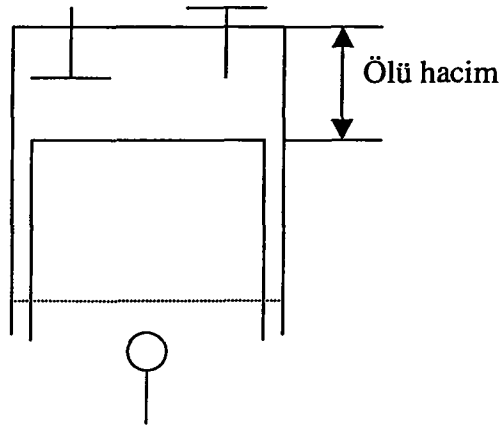


Şekil 3.19 Tek kademeli chillerli soğutma sisteminin şematik resmi.

Bu sistemin verimini bulalım.

**Volumetrik verim ( zararlı hacimler ) :**

Kompresörde sıkıştırma esnasında basılan gazın tümü deşarj edilemez. Valf pleyti ( valfin oturduğu yer ) ve piston arasında birkaç milimetrelik mesafe kalır. Bu boşlukta sıkıştırılmış gaz vardır. Ölü hacim içinde sıkışan gaz nedeniyle emilen gazın miktarı azalacaktır.



Şekil 3.20. Kompresörün şematik resmi.

$$\eta_v = \frac{V_G}{V_s}$$

$V_G \longrightarrow$  Emilen gaz  
 $V_s \longrightarrow$  Silindir hacmi

Deneyleerde bulunan verimler

$$Q = 11600 \text{ kw' a kadar} \quad \eta_v = 0,60 - 0,70$$

$$Q = 58000 \text{ kw' a kadar} \quad \eta_v = 0,70 - 0,80$$

$$Q > 58000 \text{ kw için} \quad \eta_v = 0,75 - 0,88$$

**Mekanik verim :**

Kompresörün fabrika için verilmiş gücünün uygulamada çekmiş olduğu güce oranı olup  $\eta_m$  ile gösterilir ve % 80 – 93 arasında değişir.

**Termik verim :**

Oldukça zor tespit edilir. Kompresörün tipi, akışkanın cinsi ve kondanserin soğutma şekli etki eden faktörlerdir. Uygulamada iyi sonuç veren değerler;

$$0^\circ\text{c' e kadar} \quad \% 90 - 95$$

$$0 \text{ ila } -5^\circ\text{c arasında} \quad \% 87 - 92$$

$$-5 \text{ ila } -10^\circ\text{c arasında} \quad \% 82 - 90$$

$$-15 \text{ ila } -20^\circ\text{c arasında} \quad \% 70 - 80$$

$$-30 \text{ ve daha aşağı için} \quad \% 45 - 50$$

**Kayış verimi :**

$$\text{Kompresör kayışla hareket alıyorsa kayış verimi} \quad \eta_k = 0,96 - 0,98$$

( elektrik motorundan )

**Elektrik motor verimi :**

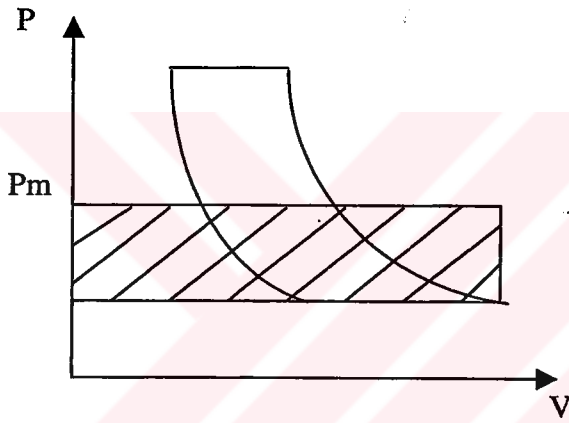
$$\eta_{el} = 0,90 - 0,96$$

**Kompresör gücü : 3 çeşit güç vardır.**

- 1 ) indikatör gücü  $N_i$
- 2 ) kompresör gücü  $N_k$
- 3 ) efektif güç  $N_e$

**1 ) İndikatör gücü :**

Kompresörün çalışması esnasında indikatör aracılığıyla çizilmiş olan diyagram yardımıyla hesaplanır ve  $N_i$  olarak hesaplanır.



Şekil 3.21. Kompresörün indikatör diyagramı.

$$L = P_m \cdot V \left( \frac{N}{m^2} \cdot m^3 \right) = Nm = \text{joule (iş)}$$

$$L = \frac{P_m \cdot V \cdot n}{60} \text{ joule/s}$$

$$N_i = \frac{P_m \cdot V \cdot n}{60} \quad (3.19)$$

2 ) Kompresörün çektiği güç :

$$N_k = \frac{N_i}{\eta_k} \quad \text{kayıp verimi} \quad (3.20)$$

3 ) Efektif güç :

$$N_e = N_k \cdot \frac{1}{\eta_v} \cdot \frac{1}{\eta_t} \cdot \frac{1}{\eta_m} \quad (3.21)$$

şeklinde ifade edilir. Toplam verim ise,

$$\eta_v \cdot \eta_t \cdot \eta_m = \eta_T \quad (3.22)$$

olarak yazılır.

Soğutma etkisi :

Evaporatörde dışarıdan çekilen ısının kompresörün çektiği güce oranıdır.

$$SE = \frac{Q_{EV}}{W} \longrightarrow N_i = \frac{Q}{SE}$$

$$N_k = \frac{N_i}{\eta_k} \longrightarrow N_k = \frac{Q}{SE \cdot \eta_k}$$

$$N_e = N_k \cdot \frac{1}{\eta_v} \cdot \frac{1}{\eta_t} \cdot \frac{1}{\eta_m} \longrightarrow N_e = N_k \cdot \frac{1}{\eta_T}$$

$$N_e = \frac{Q}{SE \cdot \eta_k \cdot \eta_T} \quad (3.23)$$

Elektrik motorunun çektiği güç

$$N = \frac{N_e}{\eta_{el}} \longrightarrow N = \frac{Q}{SE \cdot \eta_k \cdot \eta_T \cdot \eta_{el}} \quad (3.24)$$

Soğutma kulesinin kullanılmasıyla enerjiden sağlanacak para tasarrufu

$$PT = N.H.F \quad (3.25)$$

burada,

H : çalışma süresi,

F : kullanılan elektrik enerjisi fiyatı.

$$PT = \frac{Q}{SE \cdot \eta_k \cdot \eta_T \cdot \eta_{el}} . H.F \quad (3.26)$$

n sene sonunda ulaşılabilecek toplam parasal tasarrufu bulalım. Bunun için 1. senede PT kadar tasarruf yapalım. 2. senede bu tasarruf  $PT \cdot (1 + f)$  değerine ulaşacaktır. Fakat bu değer sadece 1. senede elde edilen tasarrufun başka bir şekilde yatırım olarak değerlendirildiğinde ulaştığı meblağdır. 2. senede de buna ek olarak bu seneye ait tasarrufta geleceğinden "2. senedeki toplam tasarruf = 1. Senedeki parasal tasarrufun ulaştığı değer + bu sene içinde yapılan parasal tasarruf" olacaktır. 2. sene için;

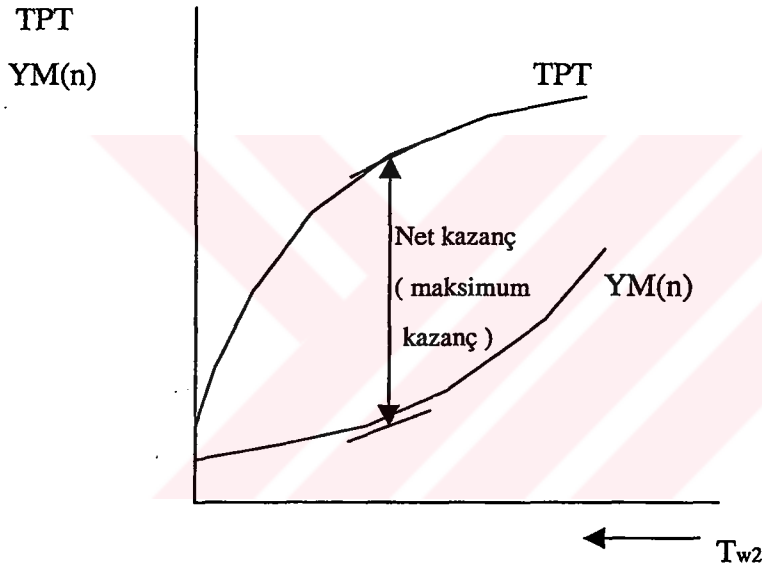
$$PT(2) = \underbrace{PT \cdot (1 + f)}_{\text{1. senedeki parasal tasarrufun 2. Seneye ulaştığı değer.}} + \underbrace{PT}_{\text{2. Senede elde edilen tasarruf}} \quad (3.27)$$

1. senedeki parasal tasarrufun 2. Seneye ulaştığı değer.  
2. Senede elde edilen tasarruf

n sene sonunda ulaşılabacak toplam parasal tasarruf

$$TPT = PT \cdot [(1 + f)^n - 1] / f \quad (3.28)$$

olarak bulunur.



Şekil 3.22. Toplam parasal tasarruf ve yatırım masrafı eğrileri

Yatırım masrafı eğrisinin eğimiyle toplam parasal tasarruf eğrisinin eğiminin aynı olduğu  $tw_2$  (suyun çıkıştaki sıcaklığı) değeri en ekonomik çıkış havası özgül nemini veya başka bir deyişle soğutma kulesi hacmini verecektir. Bu  $Tw_2$  değerini bulabilmek için yatırım masrafı eğrisinin  $Tw_2$ 'ye göre türevini alır; toplam parasal tasarruf eğrisinin türevine eşitleyerek her iki eğrinin aynı eğime sahip olduğu  $Tw_2$  değerini bulmuş oluruz. İki eğrinin eğiminin aynı olduğu  $Tw_2$  noktası maksimum net kazanç değerini verir.

Yatırım Masrafı :

$$YM(n) = BHM.V(T_{w2}).(1+f)^n \quad (3.29)$$

Toplam Parasal Tasarruf :

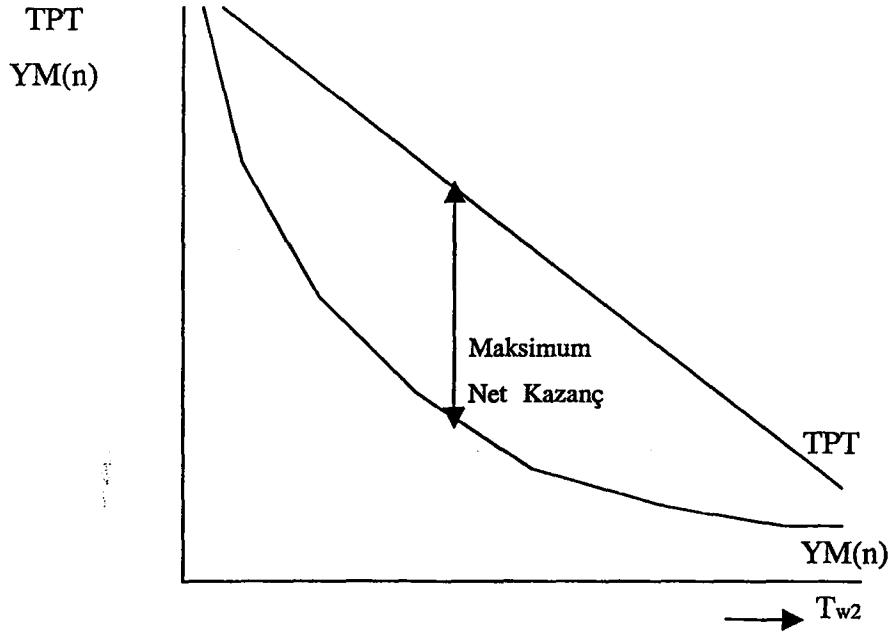
$$TPT = \frac{Q(T_{w2}).[(1+f)^n - 1]}{SE. \tilde{\alpha}_k. \tilde{\alpha}_T. \tilde{\alpha}_{el. f}} . H.F \quad (3.30)$$

$$\frac{d(TPT)}{dT_{w2}} = \frac{d[YM(n)]}{dT_{w2}} \quad (3.31)$$

Maksimum kazanç bu iki fonksiyonun eğiminin eşit olduğu  $T_{w2}$  değerindedir.

$$\frac{d[YM(n)]}{dT_{w2}} = BHM.V(T_{w2}).(1+f)^n \quad (3.32)$$

$$\frac{d(TPT)}{dT_{w2}} = \frac{Q(T_{w2}).[(1+f)^n - 1]}{SE. \tilde{\alpha}_k. \tilde{\alpha}_T. \tilde{\alpha}_{el. f}} . H.F \quad (3.33)$$



Şekil 3.23. Soğutma kulesi çıkış suyu sıcaklığına göre toplam parasal tasarruf ve yatırım masrafı eğrileri

### 3.6.3 Örnek uygulama

Soğutma kulelerindeki hacmi ( $V$ ) ve sudan çekilen ısı yükünü ( $Q$ )  $T_{w2}$ 'nin fonksiyonu olarak bulabilmek için daha önce görmüş olduğumuz örnekteki değerleri alalım. Fakat bu defa soğutma kulesi çıkış suyu sıcaklığını, suyun giriş sıcaklığı olan  $38^{\circ}\text{C}$  ile havanın yaş termometre sıcaklığı olan  $24^{\circ}\text{C}$  arasındaki sıcaklıklar olan  $T_{w2} = 26, 28, 30, 32, 34, 36^{\circ}\text{C}$  değerlerini seçerek; seçilen bu her bir değer için soğutma kulesi hesap tablolarını yazalım.

Kuleye giren havaya ait bilgiler :

Yaş termometre sıcaklığı :  $24^{\circ}\text{C}$

Kuru termometre sıcaklığı :  $35^{\circ}\text{C}$

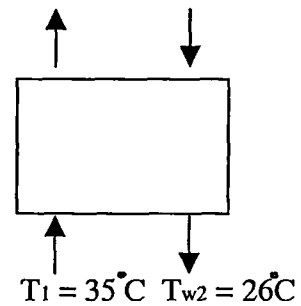
Suya ait bilgiler :

Kuleye giriş sıcaklığı :  $38^{\circ}\text{C}$

Kuleden çıkış sıcaklığı :  $26^{\circ}\text{C}$

Hacimsel debisi :  $340 \text{ m}^3 / \text{h}$

$T_{w1} = 38^{\circ}\text{C}$



Kütle geçiş katsayısı : 2000 kg/h.m<sup>3</sup>

Kütleli debilerin oranı :  $M_w/M_a = 1,0$

olarak verilmiştir.

Nemli havanın kuleye girişindeki bağıl nemi  $\phi = \% 40$  olduğuna göre  $T_1 = 35^\circ\text{C}$  için ( 2.31 ) den veya doymuş su buharı tablosundan doyma basıncı bulunur.

$$T_1 = 35^\circ\text{C} \longrightarrow P_{ws} = 5694 \text{ pa.}$$

( 2.18 ) bağıntısı ile havadaki su buharının kısmi basıncı,

$$P_w = \phi .P_{ws} = 0,4.5694 = 2278 \text{ pa.}$$

Kulenin deniz seviyesinde işletileceği düşünülürse, özgül nem ( 2.15 ) ile bulunur.

$$W_1 = 0,622 \cdot \frac{2278}{101325 - 2278} = 0,0143 \text{ kg/kg.}$$

Hava entalpisi,  $T_1 = 35^\circ\text{C}$  için ( 2.26 ) ile bulunur.

$$h_1 = 35 + ( 2501 + 1,805.35 ).0,0143 = 71,7 \text{ kJ/kg.}$$

Su çıkış sıcaklığındaki (  $T_{w2} = 26^\circ\text{C}$  ) doymuş hava (  $\phi = 1$  ) içindeki buhar basıncı ( 2.31 ) ile veya doymuş su buharı tablosundan bulunur.

$$T_{w2} = 26^\circ\text{C} \text{ için } P_{ws} = 3360 \text{ pa.}$$

$26^\circ\text{C}$  deki doymuş havanın özgül nemi,

3360

$$W_{sw2} = 0,622 \cdot \frac{3360}{101325 - 3360} = 0,02133 \text{ kg/kg.}$$

26 °C deki doymuş havada bulunan su buharının entalpisi, ( 2.25 ) ile hesaplanır.

$$h_{gw2} = 2501 + 1,805 \cdot 26 = 2548 \text{ kJ/kg.}$$

Su damlacıklarının yanındaki doymuş hava filminin entalpisi,

$$h_{sw2} = 26 + ( 2501 + 1,805 \cdot 26 ) \cdot 0,02133 = 80,35 \text{ kJ/kg.}$$

Entalpi – nem oranı,

$$\frac{h_{sw2} - h_1}{W_{sw2} - W_1} = \frac{80,35 - 71,7}{0,02133 - 0,0143} = 1230 \text{ kJ/kg}$$

Le sayısı Tablo 3.1. ve ( 3.9 ) dan 0,895 alındı.

$$dh = 0,895 \cdot 1230 + ( 2548 - 2501 \cdot 0,895 ) = 1410 \text{ kJ/kg.}$$

$T_{w2} = 26$  °C deki su entalpisi ( 2.28 ) ile hesaplanır.

$$h_{fw2} = 4,186 \cdot 26 = 108,84 \text{ kJ/kg.}$$

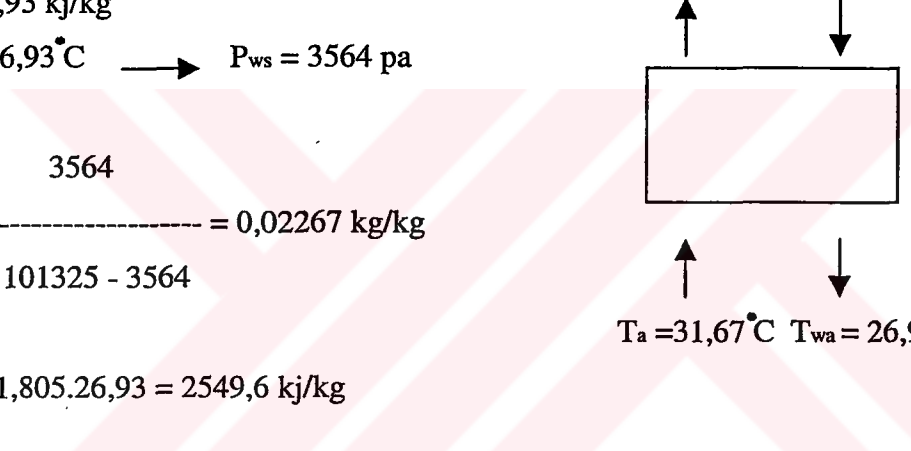
İkinci adıma geçilebilir. ( 3.10 ) ile bir sonraki adımdaki su sıcaklığı tespit edilir. Özgül nemdeki artış miktarı  $\Delta W = 0,003 \text{ kg/kg}$  seçilsin.

$$T_{wa} = 26 + \frac{1}{4,186} \cdot ( 0,003 ) \cdot [ 1410 - 108,84 ] = 26,93$$
 °C

$$h_a = 71,7 + 1410 \cdot 0,003 = 75,93 \text{ kJ/kg.}$$

$$W_a = 0,0173 \text{ kg/kg} \quad \longrightarrow \quad T_a = \frac{75,93 - 2501 \cdot 0,0173}{1 + 1,805 \cdot 0,0173} = 31,67^\circ\text{C}$$

Böylece, problemin başında belli olan hava ve su sıcaklığı, bu adım için elde edildi. Nemli havanın entalpisi (  $h_a$  ) ve özgül nemi (  $W_a$  ) hesaplandı. Takip eden adımlarda, geri kalan hesaplar yapılırsa;

$$\begin{aligned} W_a &= 0,0173 \text{ kg/kg} & T_{w1} &= 38^\circ\text{C} \\ h_a &= 75,93 \text{ kJ/kg} \\ T_{wa} &= 26,93^\circ\text{C} \quad \longrightarrow \quad P_{ws} = 3564 \text{ pa} \end{aligned}$$


$$W_{swa} = 0,622 \cdot \frac{3564}{101325 - 3564} = 0,02267 \text{ kg/kg}$$

$$h_{gwa} = 2501 + 1,805 \cdot 26,93 = 2549,6 \text{ kJ/kg}$$

$$h_{swa} = 26,93 + (2501 + 1,805 \cdot 26,93) \cdot 0,02267 = 84,73 \text{ kJ/kg}$$

$$\frac{h_{swa} - h_a}{W_{swa} - W_a} = \frac{84,73 - 75,93}{0,02267 - 0,0173} = 1638,7 \text{ kJ/kg}$$

$$W_{swa} - W_a = 0,02267 - 0,0173$$

dh

$$= 0,895 \cdot 1638,7 + (2549,6 - 2501 \cdot 0,895) = 1777,8 \text{ kJ/kg}$$

dW

$$h_{fwa} = 4,186 \cdot 26,93 = 112,73 \text{ kJ/kg}$$

$$\Delta W = 0,003 \text{ kg/kg alındı.}$$

$$T_{wb} = 26,93 + (1 / 4,186) \cdot (0,003) \cdot [1777,8 - 112,73] = 28,12^\circ\text{C}$$

$$h_b = 75,93 + 1777,8 \cdot 0,003 = 81,26 \text{ kJ/kg}$$

$$W_b = 0,0203 \text{ kg/kg} \quad \longrightarrow \quad T_b = \frac{81,26 - 2501 \cdot 0,0203}{1 + 1,805 \cdot 0,0203} = 29,4^\circ\text{C}$$

$$W_b = 0,0203 \text{ kg/kg}$$

$$h_b = 81,26 \text{ kJ/kg}$$

$$T_{wb} = 28,12^\circ\text{C} \quad \longrightarrow \quad P_{ws} = 3780 \text{ pa}$$

$$W_{swb} = 0,622 \cdot \frac{3780}{101325 - 3780} = 0,0241 \text{ kg/kg}$$

$$h_{gwb} = 2501 + 1,805 \cdot 28,12 = 2551,7 \text{ kJ/kg}$$

$$h_{swb} = 28,12 + (2501 + 1,805 \cdot 28,12) \cdot 0,0241 = 89,62 \text{ kJ/kg}$$

$$\frac{h_{swb} - h_b}{W_{swb} - W_b} = \frac{89,62 - 81,26}{0,0241 - 0,0203} = 2200,1 \text{ kJ/kg}$$

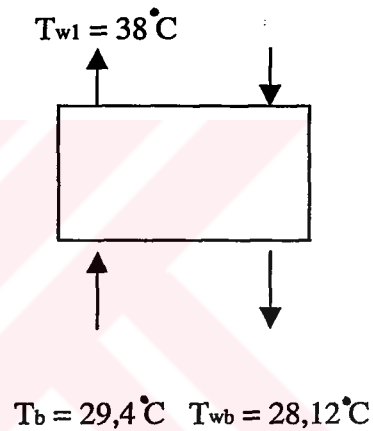
$$W_{swb} - W_b = 0,0241 - 0,0203$$

$$dh = 0,895 \cdot 2200,1 + (2551,7 - 2501 \cdot 0,895) = 2282,4 \text{ kJ/kg}$$

$$dW$$

$$h_{fwb} = 4,186 \cdot 28,12 = 117,72 \text{ kJ/kg}$$

$$\Delta W = 0,003 \text{ kg/kg alindi.}$$



$$T_{wc} = 28,12 + (1 / 4,186) \cdot (0,003) \cdot [2282,4 - 117,72] = 29,67^\circ\text{C}$$

$$h_c = 81,26 + 2282,4 \cdot 0,003 = 88,1 \text{ kJ/kg}$$

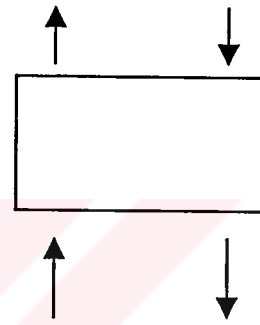
$$W_c = 0,0233 \text{ kg/kg} \longrightarrow T_c = \frac{88,1 - 2501 \cdot 0,0233}{1 + 1,805 \cdot 0,0233} = 28,62^\circ\text{C}$$

$$W_c = 0,0233 \text{ kg/kg}$$

$$h_c = 88,1 \text{ kJ/kg}$$

$$T_{wc} = 29,67^\circ\text{C} \longrightarrow P_{ws} = 4140 \text{ pa}$$

$$T_{w1} = 38^\circ\text{C}$$



$$W_{swc} = 0,622 \cdot \frac{4140}{101325 - 4140} = 0,0265 \text{ kg/kg}$$

$$h_{gwc} = 2501 + 1,805 \cdot 29,67 = 2554,5 \text{ kJ/kg}$$

$$T_c = 28,62^\circ\text{C} \quad T_{wc} = 29,67^\circ\text{C}$$

$$h_{swc} = 29,67 + (2501 + 1,805 \cdot 29,67) \cdot 0,0265 = 97,366 \text{ kJ/kg}$$

$$\frac{h_{swc} - h_c}{W_{swc} - W_c} = \frac{97,366 - 88,1}{0,0265 - 0,0233} = 2895,6 \text{ kJ/kg}$$

$$W_{swc} - W_c = 0,0265 - 0,0233$$

dh

$$dW = 0,895 \cdot 2895,6 + (2554,5 - 2501 \cdot 0,895) = 2907,7 \text{ kJ/kg}$$

dW

$$h_{fwc} = 4,186 \cdot 29,67 = 124,2 \text{ kJ/kg}$$

$$\Delta W = 0,003 \text{ kg/kg alındı.}$$

$$T_{wd} = 29,67 + (1 / 4,186) \cdot (0,003) \cdot [2907,7 - 124,2] = 31,66^\circ\text{C}$$

$$h_a = 88,1 + 2907,7 \cdot 0,003 = 96,82 \text{ kJ/kg}$$

$$W_d = 0,0263 \text{ kg/kg} \longrightarrow T_d = \frac{96,82 - 2501 \cdot 0,0263}{1 + 1,805 \cdot 0,0263} = 29,64^\circ\text{C}$$

$$W_d = 0,0263 \text{ kg/kg}$$

$$h_a = 96,82 \text{ kJ/kg}$$

$$T_{wd} = 31,66^\circ\text{C} \longrightarrow P_{ws} = 4650 \text{ pa}$$

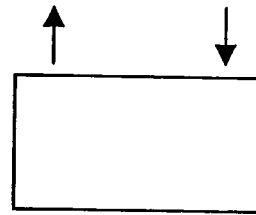
$$4650$$

$$W_{swd} = 0,622 \cdot \frac{4650}{101325 - 4650} = 0,0299 \text{ kg/kg}$$

$$101325 - 4650$$

$$h_{gwd} = 2501 + 1,805 \cdot 31,66 = 2558,14 \text{ kJ/kg}$$

$$T_{wi} = 38^\circ\text{C}$$



$$T_d = 29,64^\circ\text{C} \quad T_{wd} = 31,66^\circ\text{C}$$

$$h_{swd} = 31,66 + (2501 + 1,805 \cdot 31,66) \cdot 0,0299 = 108,15 \text{ kJ/kg}$$

$$\frac{h_{swd} - h_d}{W_{swd} - W_d} = \frac{108,15 - 96,82}{0,0299 - 0,0263} = 3147,2 \text{ kJ/kg}$$

$$W_{swd} - W_d \quad 0,0299 - 0,0263$$

dh

$$--- = 0,895 \cdot 3147,2 + (2558,14 - 2501 \cdot 0,895) = 3136,5 \text{ kJ/kg}$$

dW

$$h_{fwd} = 4,186 \cdot 31,66 = 132,5 \text{ kJ/kg}$$

$$\Delta W = 0,003 \text{ kg/kg alını.$$

$$T_{we} = 31,66 + (1 / 4,186) \cdot (0,003) \cdot [3136,5 - 132,5] = 33,81^\circ\text{C}$$

$$h_e = 96,82 + 3136,5 \cdot 0,003 = 106,23 \text{ kJ/kg}$$

$$W_e = 0,0293 \text{ kg/kg} \quad \longrightarrow \quad T_e = \frac{106,23 - 2501 \cdot 0,0293}{1 + 1,805 \cdot 0,0293} = 31,3^\circ\text{C}$$

$$W_e = 0,0293 \text{ kg/kg}$$

$$h_e = 106,23 \text{ kJ/kg}$$

$$T_{we} = 33,81^\circ\text{C} \quad \longrightarrow \quad P_{sw} = 5260 \text{ pa}$$

$$W_{swe} = 0,622 \cdot \frac{5260}{101325 - 5260} = 0,034 \text{ kg/kg}$$

$$h_{gwe} = 2501 + 1,805 \cdot 33,81 = 2562 \text{ kJ/kg}$$

$$h_{swe} = 33,81 + (2501 + 1,805 \cdot 33,81) \cdot 0,034 = 120,92 \text{ kJ/kg}$$

$$\frac{h_{swe} - h_e}{W_{swe} - W_e} = \frac{120,92 - 106,23}{0,034 - 0,0293} = 3125,5 \text{ kJ/kg}$$

$$W_{swe} - W_e = 0,034 - 0,0293$$

dh

$$----- = 0,895 \cdot 3125,5 + (2562 - 2501 \cdot 0,895) = 3121 \text{ kJ/kg}$$

dW

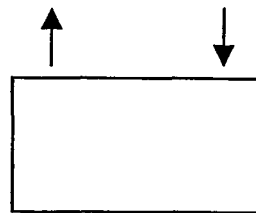
$$h_{fwe} = 4,186 \cdot 33,81 = 141,5 \text{ kJ/kg}$$

$$\Delta W = 0,003 \text{ kg/kg alındı.}$$

$$T_{wf} = 33,81 + (1 / 4,186) \cdot (0,003) \cdot [3121 - 141,5] = 35,95^\circ\text{C}$$

$$h_f = 106,23 + 3121 \cdot 0,003 = 115,6 \text{ kJ/kg}$$

$$T_{w1} = 38^\circ\text{C}$$



$$T_e = 31,3^\circ\text{C} \quad T_{we} = 33,81^\circ\text{C}$$

$$W_f = 0,0323 \text{ kg/kg} \longrightarrow T_f = \frac{115,6 - 2501 \cdot 0,0323}{1 + 1,805 \cdot 0,0323} = 32,9^\circ\text{C}$$


---

$$W_f = 0,0323 \text{ kg/kg}$$

$$h_f = 115,6 \text{ kJ/kg}$$

$$T_{wf} = 35,95^\circ\text{C} \longrightarrow P_{ws} = 5920 \text{ pa}$$

$$W_{swf} = 0,622 \cdot \frac{5920}{101325 - 5920} = 0,0386 \text{ kg/kg}$$

$$h_{gwf} = 2501 + 1,805 \cdot 35,95 = 2566 \text{ kJ/kg}$$

$$h_{swf} = 35,95 + (2501 + 1,805 \cdot 35,95) \cdot 0,0386 = 135 \text{ kJ/kg}$$

$$\frac{h_{swf} - h_f}{W_{swf} - W_f} = \frac{135 - 115,6}{0,0386 - 0,0323} = 3078,3 \text{ kJ/kg}$$

dh

$$= 0,895 \cdot 3078,3 + (2566 - 2501 \cdot 0,895) = 3082,7 \text{ kJ/kg}$$

dW

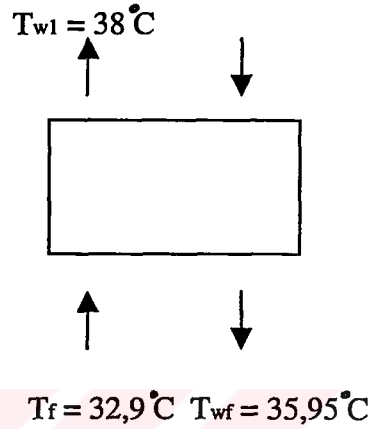
$$h_{fwf} = 4,186 \cdot 35,95 = 150,5 \text{ kJ/kg}$$

$$\Delta W = 0,003 \text{ kg/kg alındı.}$$

$$T_{w1} = 35,95 + (1 / 4,186) \cdot (0,003) \cdot [3082,7 - 150,5] = 38^\circ\text{C}$$

$$h_2 = 115,6 + 3082,7 \cdot 0,003 = 124,85 \text{ kJ/kg}$$


---



$$W_2 = 0,0353 \text{ kg/kg} \longrightarrow T_2 = \frac{124,85 - 2501 \cdot 0,0353}{1 + 1,805 \cdot 0,0353} = 34,4^\circ\text{C}$$

6624

$$W_{sw1} = 0,622 \cdot \frac{6624}{101325 - 6624} = 0,0435 \text{ kg/kg}$$

Diğer su çıkış sıcaklıkları ( $T_{w2} = 28, 30, 32, 34, 36$ ) için de hesapları bu yöntemle yapıp, sonuçları çizelgelerde yazalım.

Çizelge 3.4.  $T_{w2} = 26^\circ\text{C}$  su çıkış sıcaklığı için örnek uygulamanın hesap sonuçları.  
(  $\Delta W = 0,003 \text{ kg/kg}$  alındı. )

Nokta	T	$T_w$	W	$W_{sw}$	h	$h_{fw}$	$h_{gw}$	$h_{sw} - h$	dh
	$^\circ\text{C}$	$^\circ\text{C}$	kg/kg	kg/kg	kJ/kg	kJ/kg	kJ/kg	----- $W_{sw} - W$ kJ/kg	---- $dW$ kJ/kg
1	35,00	26,00	0,0143	0,0213	71,70	108,84	2548	1230	1410
a	31,67	26,93	0,0173	0,0227	75,93	112,73	2549,6	1638,7	1777,8
b	29,40	28,12	0,0203	0,0241	81,26	117,72	2551,7	2200,1	2282,4
c	28,62	29,67	0,0233	0,0265	88,10	124,20	2554,5	2895,6	2907,7
d	29,64	31,66	0,0263	0,0299	96,82	132,50	2558,1	3147,2	3136,5
e	31,30	33,81	0,0293	0,034	106,23	141,50	2562	3125,5	3121
f	32,90	35,95	0,0323	0,0386	115,6	150,50	2566	3078,3	3082,7
2	34,40	38,00	0,0353	0,0435	124,85	---	---	---	---

$T_{w2} = 26^\circ\text{C}$  için ( 3.13 ) ve ( 3.14 ) eşitliklerinden bulunan  $y_m/y_1$  ve  $y_m/y_2$  değerlerinden Şekil 3.18. deki Stevens diyagramına bakılarak, kule faktörü f belirlenerek ( 3.16 ) denkleminde kule hacmi bulunur.

$$W_m = \frac{0,0143 + 0,0353}{2} = 0,0248 \text{ kg/kg}$$

$$W_{swm} = \frac{0,02133 + 0,0435}{2} = 0,0324 \text{ kg/kg}$$

$$y_2 = 0,00703 \text{ kg/kg}$$

$$y_m = 0,007615 \text{ kg/kg}$$

$$y_1 = 0,0082 \text{ kg/kg}$$

$$\frac{y_m}{y_1} = 0,93 \text{ ve } \frac{y_m}{y_2} = 1,083 \longrightarrow f = 1$$

(3.16) denkleminde kule hacmi hesaplanırsa,

$$V = \frac{Ma}{hdA_v} \cdot \frac{W_2 - W_1}{f \cdot y_m}$$

$$V = \frac{337603}{2000} \cdot \frac{0,021}{1,0,007615} \longrightarrow V = 466 \text{ m}^3$$

bulunur.

$T_{w2} = 26^\circ\text{C}$ ' de su çıkış sıcaklığına sahip bir soğutma kulesinde havanın kazandığı ısı suyun kaybettiği ısıya eşittir. O halde sudan çekilen ısı miktarını hesaplırsak,

$$\Delta h = 124,85 - 71,7 = 53,15 \text{ kJ/kg}$$

$$Q = Ma \cdot \Delta h = 337603.53,15 = 17943600 \text{ kJ/h}$$

bulunur.

Çizelge 3.5.  $T_{w2} = 28^\circ\text{C}$  su çıkış sıcaklığı için örnek uygulamanın hesap sonuçları.  
(  $\Delta W = 0,003 \text{ kg/kg}$  alındı. )

Nokta	T	$T_w$	W	$W_{sw}$	h	$h_{fw}$	$h_{gw}$	$h_{sw} - h$	dh
	$^\circ\text{C}$	$^\circ\text{C}$	kg/kg	kg/kg	kJ/kg	kJ/kg	kJ/kg	kJ/kg	kJ/kg
1	35,0	28,0	0,0143	0,0241	71,7	117,2	2551,5	1815,5	1938,0
a	33,2	29,3	0,0173	0,026	77,51	122,47	2554,0	2090,5	2186,5
b	32,12	30,78	0,0203	0,0285	84,1	128,84	2556,5	2383,0	2451,0
c	31,84	32,44	0,0233	0,0314	91,45	135,8	2560,0	2637,0	2637,0
d	32,2	34,26	0,0263	0,035	99,5	143,4	2562,8	2811,4	2840,6
e	33,0	36,2	0,0293	0,0392	108	151,5	2566,3	2909,0	2931,6
2	34,0	38,0	0,032	0,0435	116	---	---	---	---

$T_{w2} = 28^\circ\text{C}$  için ( 3.13 ) ve ( 3.14 ) eşitliklerinden bulunan  $y_m/y_1$  ve  $y_m/y_2$  değerlerinden Şekil 3.18. deki Stevens diyagramına bakılarak, kule faktörü f belirlenerek ( 3.16 ) denkleminde kule hacmi bulunur.

$$0,0143 + 0,032$$

$$W_m = \frac{\quad}{2} = 0,0232 \text{ kg/kg}$$

2

$$0,0241 + 0,0435$$

$$W_{swm} = \frac{\quad}{2} = 0,0338 \text{ kg/kg}$$

2

$$y_2 = 0,0098 \text{ kg/kg}$$

$$y_m = 0,0106 \text{ kg/kg}$$

$$y_1 = 0,0115 \text{ kg/kg}$$

$$\frac{y_m}{y_1} = 0,92 \text{ ve } \frac{y_m}{y_2} = 1,08 \longrightarrow f = 1$$

(3.16) denkleminde kule hacmi hesaplanırsa,

$$V = \frac{Ma \cdot W_2 - W_1}{hdA_v \cdot f \cdot y_m}$$

$$V = \frac{337603 \cdot 0,0177}{2000 \cdot 1,0,0106} = 282 \text{ m}^3$$

bulunur.

$T_{w2} = 28^\circ\text{C}$ ' de su çıkış sıcaklığına sahip bir soğutma kulesinde havanın kazandığı ısı suyun kaybettiği ısıya eşittir. O halde sudan çekilen ısı miktarını hesaplırsak,

$$\Delta h = 116 - 71,7 = 44,3 \text{ kJ/kg}$$

$$Q = 337603 \cdot 44,3 = 14955813 \text{ kJ/h}$$

bulunur.

Çizelge 3.6.  $T_{w2} = 30^\circ\text{C}$  su çıkış sıcaklığı için örnek uygulamanın hesap sonuçları.  
( $\Delta W = 0,002 \text{ kg/kg}$  alındı.)

Nokta	T	T <sub>w</sub>	W	W <sub>sw</sub>	h	h <sub>fw</sub>	h <sub>gw</sub>	h <sub>sw</sub> - h	dh
	°C	°C	kg/kg	kg/kg	kJ/kg	kJ/kg	kJ/kg	W <sub>sw</sub> - W	dw
								kJ/kg	kJ/kg
1	35,0	30,0	0,0143	0,0275	71,7	125,58	2555	2188	2255,4
a	34,4	31,0	0,0163	0,0293	76,3	129,80	2557	2287	2385,7
b	34,0	32,1	0,0183	0,0312	81,0	134,30	2559	2403	2471,4
c	33,8	33,2	0,0203	0,0333	86,0	139,00	2561	2510	2568,5
d	33,9	34,4	0,0223	0,0357	91,1	143,80	2563	2602	2653,7
e	34,0	35,6	0,0243	0,0383	96,4	148,90	2565	2680	2724,9
f	34,3	36,8	0,0263	0,0411	101,9	154,00	2567	2741	2781,8
g	34,7	37,9	0,0283	0,0439	107,4	159,30	2570	2788	2825,3
2	34,8	38,0	0,0284	0,0441	107,7	---	---	---	---

T<sub>w2</sub> = 30 °C için ( 3.13 ) ve ( 3.14 ) eşitliklerinden bulunan y<sub>m</sub>/y<sub>1</sub> ve y<sub>m</sub>/y<sub>2</sub> değerlerinden Şekil 3.18. deki Stevens diyagramına bakılarak, kule faktörü f belirlenerek ( 3.16 ) denkleminde kule hacmi bulunur.

$$0,0143 + 0,0284$$

$$W_m = \frac{0,0143 + 0,0284}{2} = 0,02135 \text{ kg/kg}$$

$$0,0275 + 0,0441$$

$$W_{swm} = \frac{0,0275 + 0,0441}{2} = 0,0358 \text{ kg/kg}$$

$$y_2 = 0,0132 \text{ kg/kg}$$

$$y_m = 0,01445 \text{ kg/kg}$$

$$y_1 = 0,0157 \text{ kg/kg}$$

$$\frac{y_m}{y_1} = 0,92 \quad \text{ve} \quad \frac{y_m}{y_2} = 1,094 \quad \longrightarrow \quad f = 1$$

( 3.16 ) denkleminde kule hacmi hesaplanırsa,

$$V = \frac{Ma}{hdAv} \cdot \frac{W_2 - W_1}{f \cdot y_m}$$

$$V = \frac{337603}{2000} \cdot \frac{0,0141}{1,0,01445} = 165 \text{ m}^3$$

bulunur.

$T_{w2} = 30^\circ\text{C}$ ' de su çıkış sıcaklığına sahip bir soğutma kulesinde havanın kazandığı ısı suyun kaybettiği ısıya eşittir. O halde sudan çekilen ısı miktarını hesaplırsak,

$$\Delta h = 107,7 - 71,7 = 36 \text{ kJ/kg}$$

$$Q = Ma \cdot \Delta h = 337603 \cdot 36 = 12150000 \text{ kJ/h}$$

bulunur.

Çizelge 3.7.  $T_{w2} = 32^\circ\text{C}$  su çıkış sıcaklığı için örnek uygulamanın hesap sonuçları.  
(  $\Delta W = 0,002 \text{ kg/kg}$  alındı. )

Nokta	T	T <sub>w</sub>	W	W <sub>sw</sub>	h	h <sub>fw</sub>	h <sub>gw</sub>	h <sub>sw</sub> - h	dh
	°C	°C	kg/kg	kg/kg	kJ/kg	kJ/kg	kJ/kg	W <sub>sw</sub> - W	dW
								kJ/kg	kJ/kg
1	35,0	32,0	0,0143	0,0306	71,70	134,0	2558,8	2368,0	2440,0
a	34,8	33,1	0,0163	0,0327	76,58	138,4	2561,0	2454,6	2519,5
b	34,7	34,2	0,0183	0,0350	81,62	143,3	2562,8	2537,7	2595,6
c	34,8	35,4	0,0203	0,0374	86,81	148,0	2565,0	2601,8	2655,2
d	34,9	36,6	0,0223	0,0400	92,12	153,0	2567,0	2664,5	2713,4
2	35,3	38,0	0,0246	0,0435	98,36	---	---	---	---

T<sub>w2</sub> = 32 °C için ( 3.13 ) ve ( 3.14 ) eşitliklerinden bulunan y<sub>m</sub>/y<sub>1</sub> ve y<sub>m</sub>/y<sub>2</sub> değerlerinden Şekil 3.18. deki Stevens diyagramına bakılarak, kule faktörü f belirlenerek ( 3.16 ) denkleminde kule hacmi bulunur.

$$W_m = \frac{0,0143 + 0,0246}{2} = 0,0195 \text{ kg/kg}$$

$$W_{swm} = \frac{0,0306 + 0,0435}{2} = 0,037 \text{ kg/kg}$$

$$y_2 = 0,0163 \text{ kg/kg}$$

$$y_m = 0,0175 \text{ kg/kg}$$

$$y_1 = 0,0189 \text{ kg/kg}$$

$$\frac{y_m}{y_1} = 0,93 \quad \text{ve} \quad \frac{y_m}{y_2} = 1,08 \quad \longrightarrow \quad f = 1$$

( 3.16 ) denkleminde kule hacmi hesaplanırsa,

$$V = \frac{Ma}{hdAv} \cdot \frac{W_2 - W_1}{f \cdot y_m}$$

$$V = \frac{337603}{2000} \cdot \frac{0,0103}{1,0,0175} \quad \longrightarrow \quad V = 100 \text{ m}^3$$

bulunur.

$T_{w2} = 32^\circ\text{C}$ ' de su çıkış sıcaklığına sahip bir soğutma kulesinde havanın kazandığı ısı suyun kaybettiği ısıya eşittir. O halde sudan çekilen ısı miktarını hesaplırsak,

$$\Delta h = 98,36 - 71,7 = 26,66 \text{ kJ/kg}$$

$$Q = Ma \Delta h = 337603 \cdot 26,66 = 9000496 \text{ kJ/h}$$

bulunur.

Çizelge 3.8.  $T_{w2} = 34^\circ\text{C}$  su çıkış sıcaklığı için örnek uygulamanın hesap sonuçları.  
(  $\Delta W = 0,002 \text{ kg/kg}$  alındı. )

Nokta	T	T <sub>w</sub>	W	W <sub>sw</sub>	h	h <sub>fw</sub>	h <sub>gw</sub>	h <sub>sw</sub> - h	dh
	°C	°C	kg/kg	kg/kg	kJ/kg	kJ/kg	kJ/kg	----- W <sub>sw</sub> - W kJ/kg	---- dW kJ/kg
1	35,0	34,0	0,0143	0,0345	71,7	142,3	2562	2510	2570
a	35,0	35,2	0,0163	0,0370	76,8	147,1	2564	2572	2628
b	35,2	36,4	0,0183	0,0397	82,1	152,2	2566	2626	2678
c	35,4	37,6	0,0203	0,0425	87,5	157,2	2569	2670	2720
2	35,5	38,0	0,02095	0,0435	89,3	---	---	---	---

T<sub>w2</sub> = 34°C için ( 3.13 ) ve ( 3.14 ) eşitliklerinden bulunan y<sub>m</sub>/y<sub>1</sub> ve y<sub>m</sub>/y<sub>2</sub> değerlerinden Şekil 3.18. deki Stevens diyagramına bakılarak, kule faktörü f belirlenerek ( 3.16 ) denkleminde kule hacmi bulunur.

$$W_m = \frac{0,0143 + 0,02095}{2} = 0,0177 \text{ kg/kg}$$

$$W_{swm} = \frac{0,0345 + 0,0435}{2} = 0,039 \text{ kg/kg}$$

$$y_2 = 0,0202 \text{ kg/kg}$$

$$y_m = 0,0213 \text{ kg/kg}$$

$$y_1 = 0,0226 \text{ kg/kg}$$

$$\frac{y_m}{y_1} = 0,94 \quad \text{ve} \quad \frac{y_m}{y_1} = 1,054 \quad \longrightarrow \quad f = 1$$

( 3.16 ) denkleminde kule hacmi hesaplanırsa,

$$V = \frac{Ma}{hdA_v} \cdot \frac{W_2 - W_1}{f \cdot y_m}$$

$$V = \frac{337603}{2000} \cdot \frac{0,0067}{1,0,0213} \quad \longrightarrow \quad V = 53 \text{ m}^3$$

bulunur.

$T_{w2} = 34^\circ\text{C}$ ' de su çıkış sıcaklığına sahip bir soğutma kulesinde havanın kazandığı ısı suyun kaybettiği ısıya eşittir. O halde sudan çekilen ısı miktarını hesaplırsak,

$$\Delta h = 89,27 - 71,7 = 17,57 \text{ kJ/kg}$$

$$Q = Ma \Delta h = 337603 \cdot 17,57 = 5931685 \text{ kJ/h}$$

bulunur.

Çizelge 3.9.  $T_{w2} = 36^\circ\text{C}$  su çıkış sıcaklığı için örnek uygulamanın hesap sonuçları.

(  $\Delta W = 0,002 \text{ kg/kg}$  alındı. )

Nokta	T	T <sub>w</sub>	W	W <sub>sw</sub>	h	h <sub>fw</sub>	h <sub>gw</sub>	h <sub>sw</sub> - h	dh
	°C	°C	kg/kg	kg/kg	kJ/kg	kJ/kg	kJ/kg	W <sub>sw</sub> - W	dW
								kJ/kg	kJ/kg
1	35,0	36,0	0,0143	0,0387	71,7	150,7	2566	2606,7	2660,6
a	35,2	37,2	0,0163	0,0415	77,0	155,5	2568	2650,0	2701,4
2	35,4	38,0	0,0176	0,0435	80,6	---	---	---	---

T<sub>w2</sub> = 36 °C için ( 3.13 ) ve ( 3.14 ) eşitliklerinden bulunan y<sub>m</sub>/y<sub>1</sub> ve y<sub>m</sub>/y<sub>2</sub> değerlerinden Şekil 3.18 deki Stevens diyagramına bakılarak, kule faktörü f belirlenerek ( 3.16 ) denkleminde kule hacmi bulunur.

$$W_m = \frac{0,0143 + 0,01762}{2} = 0,01596 \text{ kg/kg}$$

$$W_{swm} = \frac{0,0387 + 0,0435}{2} = 0,0411 \text{ kg/kg}$$

$$y_2 = 0,0244 \text{ kg/kg}$$

$$y_m = 0,02514 \text{ kg/kg}$$

$$y_1 = 0,02588 \text{ kg/kg}$$

$$\frac{y_m}{y_1} = 0,97 \text{ ve } \frac{y_m}{y_2} = 1,03 \longrightarrow f = 1$$

( 3.16 ) denkleminde kule hacmi hesaplanırsa,

$$V = \frac{Ma}{hdA_v} \cdot \frac{W_2 - W_1}{f \cdot y_m}$$

$$V = \frac{337603}{2000} \cdot \frac{0,00332}{1,0,02514} \longrightarrow V = 23 \text{ m}^3$$

bulunur.

$T_{w2} = 36 \text{ }^\circ\text{C}$ ' de su çıkış sıcaklığına sahip bir soğutma kulesinde havanın kazandığı ısı suyun kaybettiği ısıya eşittir. O halde sudan çekilen ısı miktarını hesaplırsak,

$$\Delta h = 80,57 - 71,7 = 8,87 \text{ kJ/kg}$$

$$Q = Ma \Delta h = 337603 \cdot 8,87 = 2994540 \text{ kJ/h}$$

bulunur.

$T_{w2} = 26, 28, 30, 32, 34$  ve  $36 \text{ }^\circ\text{C}$  su çıkış sıcaklığına göre hesaplanan soğutma kulelerinde, her su çıkış sıcaklığına karşılık gelen sudan çekilen enerji miktarı bilindiğinden; sudan çekilen ısı  $Q'$  yu  $T_{w2}'$  nin fonksiyonu olarak bulalım.

Tablo 3.10.  $Q'$  nun  $T_{w2}'$  ye göre değişimi

$\dot{I}$	$T_{w2} (\text{ }^\circ\text{C})$	$Q (\text{ Mj/h })$
0	26	17943
1	28	14955
2	30	12150
3	32	9000
4	34	5931
5	36	2994

Tablodaki nokta çiftlerinde de görüldüğü gibi Q ısı yükünün değişiminin doğrusal olduğu ve her  $T_{w2}$  sıcaklık aralığında yaklaşık olarak eşit miktarda değiştiği aşikardır. Dolayısıyla bilinen iki nokta çifti arasına doğrusal enterpolasyon uygulanmasıyla  $Q = Q ( T_{w2} )$  fonksiyonu bulunur. Çağal [ 4 ].

$$\frac{Q - 6000}{9000 - 6000} = \frac{T_{w2} - 34}{32 - 34}$$

$$\longrightarrow Q = 57000 - 1500.T_{w2}$$

Böylece enerjiden olan kazançlardan elde edilecek toplam parasal tasarruf

$$TPT = \frac{[ 57000 - 1500.T_{w2} ].[( 1 + f )^n - 1 ]}{SE. \eta_k. \eta_T. \eta_{el}.f} .H.F$$

olacaktır.

$T_{w2} = 26, 28, 30, 32, 34$  ve  $36 \text{ } ^\circ\text{C}$  su çıkış sıcaklığına göre hesaplanan soğutma kulelerinde her su çıkış sıcaklığına karşılık gelen hacim miktarları bulunduğundan kule hacmini  $T_{w2}$ ' nin fonksiyonu olarak ifade edelim. Çağal [ 4 ].

Bulduğumuz nokta çiftlerine Gregory – Newton enterpolasyonunu uygularsak

Tablo 3.11. Kule hacminin  $T_{w2}$ ' ye göre değişimi

Z	$T_{w2}$	V	$\Delta V$	$\Delta V^2$	$\Delta V^3$	$\Delta V^4$	$\Delta V^5$
0	26	466	-184	67	-15	-19	52

1	28	282	-177	52	-34	33
2	30	165	-65	18	-1	
3	32	100	-47	17		
4	34	53	-30			
5	36	23				

Tablo 3.12.  $T_{w2}$ ' nin  $Z$ ' ye göre değişimi

$Z$	$T_{w2}$	$\Delta T_{w2}$	$\Delta T_{w2}^2$
0	26	2	0
1	28	2	0
2	30	2	0
3	32	2	0
4	34	2	
5	36		

$$T_{w2} = 26 + 2.Z \quad \longrightarrow \quad Z = \frac{T_{w2} - 26}{2}$$

$$V(Z) = 0,4333.Z^5 - 5,125.Z^4 + 17,416.Z^3 + 10,625.Z^2 - 207,35.Z + 466$$

$$T_{w2} - 26$$

$Z = \frac{T_{w2} - 26}{2}$  fonksiyonu  $V(Z)$  denkleminde yerine konulursa,

$$V(T_{w2}) = 0,013541666.T_{w2}^5 - 2,08072916.T_{w2}^4 + 127,03125.T_{w2}^3 - 3846,427081.T_{w2}^2 + 57633,65831.T_{w2} - 340576$$

bulunur.

Yatırım masrafı olarak harcanacak miktar

$$YM(n) = BHM.V(T_{w2}).(1 + f)^n \text{ kadar olacaktır.}$$

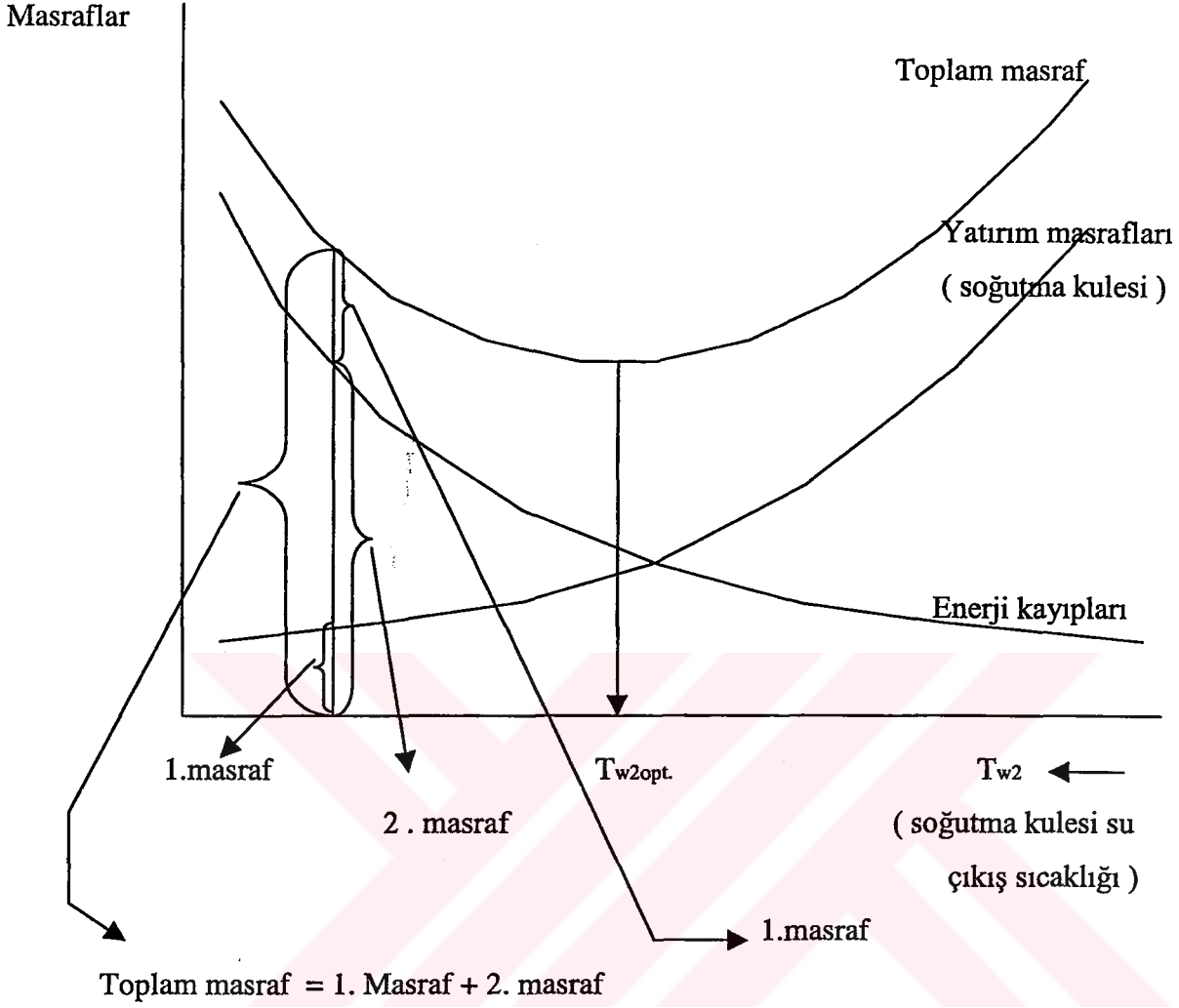
örnekte aldığımız soğutma kulesinde çıkış suyu sıcaklıkları, 36 ila 26 °C ve bu sıcaklıkların arasındaki değerler için alınarak hesaplar yapılmıştır. Bunun nedeni almış olduğumuz örnekte su giriş sıcaklığı 38 °C ve giren havanın yaş termometre sıcaklığı 24 °C olduğundan soğutma kulesinden çıkan su sıcaklığı bu iki değer arasında olacaktır.

Soğutma kulelerinde ekonomikliği incelemek ve maliyet hesabını çıkarmak daha önce görmüş olduğumuz yöntemin dışında, farklı bir yöntem kullanılmasıyla da mümkündür.

Soğutma kulesinde kule hacmi arttıkça kule verimi % 100' e gider. Çünkü kuleden çıkan su ancak kuleye giren havanın yaş termometre sıcaklığına kadar soğutulabilir ve bu da ancak kule hacminin sonsuza gitmesi ile mümkündür. Dolayısıyla soğutma kulesine giren su, havaya verebileceği ısının tamamını vermiş ve havanın yaş termometre sıcaklığına kadar soğutulmuş olacaktır. Bu durumdaki enerji kaybı sıfır olacaktır. Yani soğutma kulesinden çıkan su mümkün olabildiğince soğutulmuş ve ulaşabileceği en düşük sıcaklık değerine gelmiştir. Fakat Şekil 3.24. de görüldüğü gibi bu durumda yatırım masrafları çok yüksek miktarlara ulaşacaktır.

Bu şekildeki düşünce tarzında da yatırım masrafı daha önce gördüğümüz gibi hesaplanacaktır. Enerji kaybından dolayı oluşacak parasal masrafı bulabilmek için ise öncelikle enerji kaybının bulunması gereklidir.

$$Q_{EK} = Q_{max} - Q_{gerçek}$$



Şekil 3.24. Soğutma kulesi çıkış suyu sıcaklığına göre masraf eğrileri

Daha önce yaptığımız örneği ele alırsak,  $Q_{max} \longrightarrow T_{w2} = 24^{\circ}C$  deki değerdir ve sudan çekilen ısı da; suyun hava içinde buharlaşarak kaybettiği miktar çok küçük olduğundan önemli miktarda sadece suyun sıcaklık değişimine bağlı olarak değişecektir. Zaten bu yüzden  $Q'$  nun  $T_{w2}$  ye bağlı enterpolasyon fonksiyonu yaklaşık olarak doğrusal çıkmıştır. Bu yüzden  $T_{w2} = 24^{\circ}C$  için  $Q_{max} = 21000$  Mj/h olacaktır. Enerji kaybının getirdiği parasal masraf ise,

$$PM = \frac{[Q_{max} - Q_{gerçek}]}{SE \cdot \lambda_k \cdot \lambda_T \cdot \lambda_{el}} \cdot H.F$$

olur.

Soğutma kulesinin n sene kullanılacağı düşünülürse n sene sonundaki toplam parasal masraf ise,

$$TPM = PM. \left[ \frac{(1+f)^n - 1}{f} \right]$$

$$TPM = \frac{[Q_{max} - Q_{gerçek}].[ (1+f)^n - 1 ]}{SE. \sqrt{k. T. el.f}} .H.F$$

bulunur. Burada  $Q_{gerçek} = Q(T_{w2})$  ( daha önce hesaplanmıştı ).

Bu şekilde ifade edilen ekonomiklikte optimum toplam masraf noktasını bulmak için bulunan yatırım masrafı fonksiyonu ve enerji kaybı fonksiyonu toplanır. Bu işlemde sonra bulunan toplam masraf fonksiyonunun  $T_{w2}$ ' ye göre türevi alınır ve toplam masraf fonksiyonunun türevi sıfıra eşitlenerek bir  $T_{w2}$  değeri bulunmuş olur. Dolayısıyla şekil 3.24. te de görülen optimum  $T_{w2}$  noktası bulunmuş olur.

#### 4 . SONUÇLAR

su çıkış sıcaklığı ile yaş termometre sıcaklığı arasındaki farkın azalmasıyla, istenilen su çıkış sıcaklığını sağlamak için gereken kule hacmi hızla artmaktadır. Hatta su çıkış sıcaklığının kuleye verilen havanın yaş termometre sıcaklığıyla aynı olduğunu düşünecek olursak, bu durumda hava ile su damlacığının çevresinde oluşan doymuş hava filminin entalpi değerleri aynı olduğundan suyu daha fazla soğutabilmek mümkün değildir. Suyun sıcaklığının havanın yaş termometre sıcaklığına eşit olduğu durumda hava, suya sıcaklık farkından dolayı verdiği duyulur ısı kadar gizli ısı yani nem alacak ve entalpisi değişmeyecektir. Dolayısıyla soğutma kulesinde suyun çıkış sıcaklığını ancak kuleye giren havanın yaş termometre sıcaklığına kadar düşürebilmek mümkündür.

Su çıkış sıcaklığının hava yaş termometre sıcaklığına yaklaşması durumunda, havanın suya verdiği duyulur ısı suyun havaya verdiği gizli ısıya yaklaştığından dolayı havayla su arasındaki net ısı transferi azalacak ve suyun bu noktadan sonra daha fazla soğutulabilmesi için çok daha büyük kule hacimlerine gereksinim duyulacaktır. Yaş termometre ile su çıkış sıcaklığı arasındaki farkın 4 °C' nin altına inmesiyle beraber ekonomik olmayan hacimler söz konusu olacaktır. Yani bu durumda normale göre birim kule hacminde sudan çok daha az ısı çekilebilecektir. Su çıkış sıcaklığının su giriş sıcaklığına çok yakın olması durumunda da her ne kadar bu şartı sağlayacak kule hacmi küçük olsa da, kulenin kullanım süresi zarfında kuleden sağlanan enerji kazancı da çok az olacağından yine en iyi net kazanç elde edilemeyecektir. O halde soğutma kulelerinde kulenin kullanım süresi içinde enerjiden sağlayacağı kazanç ile yatırımına harcanan gider miktarının arasındaki maksimum net kazanç farkını sağlayacak su çıkış sıcaklığına göre kule hacmi belirlenmelidir.

Soğutma kulesi hacminin belirlenmesinde su çıkış sıcaklığının dışında, kuleye giren su sıcaklığı, su debisinin hava debisine oranı, kullanılan dolgu tipleri ve havanın yaş termometre sıcaklığı da etki eden faktörlerdir. Havanın yaş termometre sıcaklığı ne kadar düşük olursa aynı su giriş ve çıkış sıcaklık farkını sağlamak için gerekli kule hacmi yaş termometre sıcaklığına göre azalacaktır. Fakat kondanserden veya başka bir sistemden gelen suyun sıcaklığı ve debisi sistem koşullarına ve havanın yaş termometre sıcaklığı da hava koşullarına bağlı olduğundan bu parametreler sabit kabul edilip optimum soğutma kulesi su çıkış sıcaklığının hesaplanabilmesi için işlemler yapılmıştır.

Diğer yapım alanlarında olduğu gibi, soğutma kulelerinden de özenli hesap ve tasarımlara dayandığı halde, uygunsuz imalat ve savaşak kullanışlarla kısa bir sürede istenilen verimin alınmadığı gerçeğini de göz ardı etmemek gereklidir. Bu yüzden kulelerin yapımında kullanılacak malzemenin seçimiyle beraber kule parçalarının taşımında ve montajında bilinçli bir özenin gösterilmesi, ayrıca gerekli bakımın periyodik olarak yapılması gerekmektedir.



**KAYNAKLAR**

- [1] Aral, F. Z. , “Soğutma Kulelerinin Uygulamaları”, 1. Ulusal Kütle Transferi Sempozyumu Isıtma ve Isı Ekonomisi Ulusal Kongresi Bildirileri.
- [2] Ashrae, ( 1988 ), Equipment Handbook, American Society of Heating, Refrigerating, and Air Conditioning Engineers, N.Y.
- [3] Ashrae, ( 1989 ), Handbook of Fundamentals, American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers, N.Y.
- [4] Çağal, B., ( 1998 ), Sayısal Analiz, İstanbul.
- [5] Güner, M. Ş., ( 1984 ), Soğutma Kule Sistemleri ve Bunların Teori ve Hesaplama Yöntemleri, Yüksek Lisans Tezi, YTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü.
- [6] Isı Bilimi ve Tekniği 6. Ulusal Kongresi, ( 1987 ), Atık Akışkanlardaki Enerjinin Ekonomik Olarak Geri Kazanılması, Ankara.
- [7] Kern, D. Q., ( 1965 ), Process Heat Transfer, Mc Graw – Hill.
- [8] Threlkeld, J. L., ( 1970 ), Thermal Environmental Engineering, 2<sup>nd</sup> Ed., Printice – Hall, New Jersey.

**ÖZGEÇMİŞ**

Doğum tarihi	06.04.1974	
Doğum yeri	İstanbul	
Lise	1985–1991	Özel Yıldız Lisesi
Lisans	1992-1996	Yıldız Teknik Üniversitesi Mühendislik Fak. Makina Mühendisliği Bölümü
Yüksek Lisans	1997-	Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makina Müh. Anabilim Dalı, Isı Proses Programı

