

KAPALI ÇEVİRİM DOLGU EKLENTİLİ SOĞUTMA KULESİ TASARIMI VE ENERJİ VERİMLİLİĞİ

Closed Circuit And Filled Cooling Tower Design And Energy Efficiency

Hüseyin BULGURCU
Murat BAŞARANLAR
Necati KOÇYİĞİT

ÖZET

Bilindiği gibi kapalı devre soğutma kuleleri, açık soğutma kulelerine benzer bir şekilde çalışır, ancak atılacak ısı yükü, süreç akışkanından (soğutulan sıvı) bir ısı değiştirici serpantin vasıtasıyla önce suya sonra sudan ortam havasına aktarılır. Bu sistemde buharlaşmalı (evaporatif) devrede dolgu üzerinden geçerek soğuyan su daha sonra çıplak ısı değiştirici serpantin üzerine dökülerek süreçten atılan ısıyı üzerine almaktadır. Dolayısıyla havaya atılan ısı ile süreç akışkanından alınan ısı arasında termodinamik denge kurulmalıdır. Bir kulenin verimliliği, orijinal tasarım koşullarına ve kule tipine (buharlaşmalı, içten çekişli) dayanmaktadır. Yetersiz ya da fazla boyutlandırma, düzgün çalışmayan kontroller, operasyon için hatalı stratejiler ve ısı değiştiricilerin kirlenmesine neden olabilecek temel bakım eksikliği nedeniyle verimsizlikler oluşabilir. Enerji verimliliğini artırmak amacıyla değişken hızlı, iki veya üç hızlı fanlar yaygın olarak kullanılmaktadır. İhtiyaç duyulan soğutma kapasitesi arttığında veya azaldığında, fanlar yaklaşım ve sıcaklık farklarını korumak için sıralı çalıştırılabilir. Bu çalışmada bu alınan ve atılan ısı dengeleri termal prensipler ışığında ele alınmış olup tasarımla ilgili bir örnek sunulmuştur. Ayrıca, kule için uygun tasarım koşullarının nasıl belirleneceği, zamansal performansının yanı sıra büyük kule üreticilerinin tasarım, performans ve bakım konusundaki önerileri hakkında bilgiler yer almaktadır.

Anahtar Kelimeler: Soğutma kulesi, kapalı çevrim, soğutma kule tasarımı, kule verimliliği.

ABSTRACT

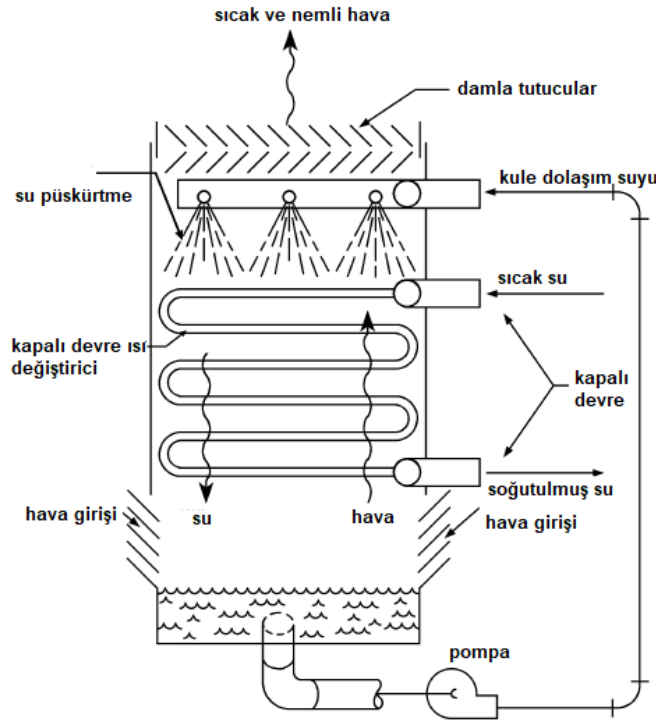
As is known, closed-circuit cooling towers operate in a similar way to open cooling towers, but the heat load to be disposed is transferred from the process fluid (cooled liquid) through a heat exchanger coil to water and then from the water to the ambient air. In this system, the evaporating water passes through the filler in the evaporative circuit, then the naked heat exchanger is poured over the serpentine and the heat is removed from the process. Therefore, a thermodynamic equilibrium must be established between the heat thrown into the air and the heat received from the process fluid. The efficiency of a tower is based on the original design conditions as well as the type of tower (evaporative, draft driven). Inefficiencies can occur due to under or over sizing, controls that are not properly functioning, flawed strategies for operation, and basic lack of maintenance that can create fouling of the exchangers. In order to increase energy efficiency, variable speed, two or three speed fans are widely used. When the required cooling capacity increases or decreases, the fans can be operated sequentially to maintain approach and temperature differences. In this study, the heat balances taken and disposed are discussed in the light of thermal principles and a design example are presented. In addition, it includes information about how to determine the appropriate design conditions for the tower, its temporal performance, as well as tips from major tower manufactures on design, performance, and maintenance.

Key Words: Cooling tower, closed circuit, cooling tower design, tower efficiency

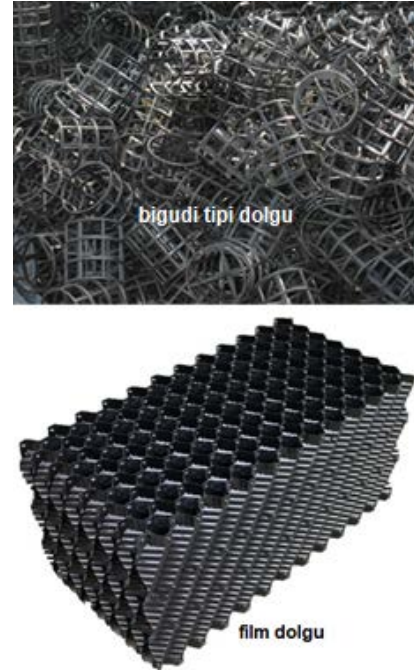
1. GİRİŞ

Kapalı çevrim kuleler (Şekil 1), bir soğutma kulesinin dolgusuna benzer hava / su temasına maruz kalan kapalı devre ısı eşanjörü (genellikle borulu serpantin kangalları) gerektirir. Bazı tipler harici ısı değiştirici yüzey alanını artırmak için ek film veya sıçrama dolgu bölümleri içerir (Şekil 2). Örnek olarak Şekil 3'de hava dolaşım suyunu paralel olarak serpantin üzerinden aşağı doğru akar ve yatay olarak fan davlumbazından dışarı çıkar. Devridaim eden su daha sonra, soğutma kulesi dolgusu üzerinden akar; burada serpantin üzerine yeniden verilmeden önce ikinci bir hava akımı ile daha da soğutulur.

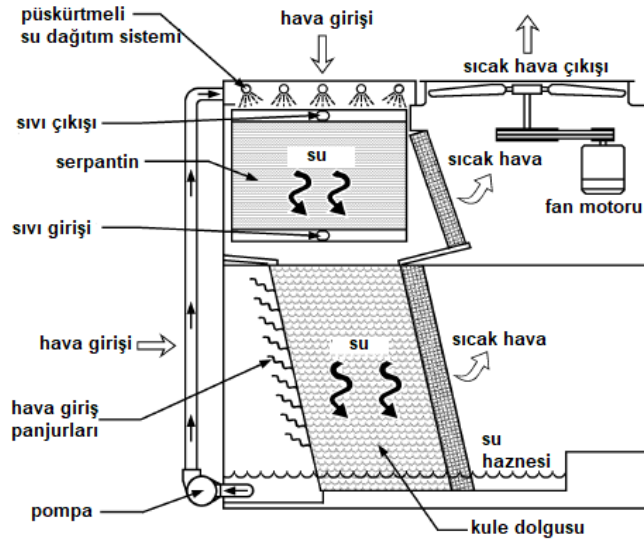
Dolgu eklentili kapalı çevrim soğutma kuleleri genellikle geleneksel bir soğutma kulesinin (Şekil 3) altında bulunan ayrı bir serpantin bölümünden (üzerinden hava akımı geçmez) oluşur. Ters akış ve çapraz akış tipleri, içten çekişli veya içe üflemlerle fan düzenlemeleri ile kullanılabilir. Kulenin tabanında yer alan yeniden dağıtım su tavaları, soğutulmuş suyu, boru şeklindeki ısı değişim demetlerine (serpantinlere) yerçekimi akışıyla besler. Bu üniteler, kapalı devreli sıvı soğutucularına fonksiyon bakımından benzerdir, ancak ek dolgu her zaman gereklidir ve hava akımı sadece kulenin dolgu bölgelerine yönlendirilir. Tipik olarak, bu üniteler, alan-oluşturulmuş, çok-fanlı hücre kuleleri olarak düzenlenmiştir ve esas olarak endüstriyel süreçlerin soğutulmasında kullanılmaktadır [1].



Şekil 1. Dolaylı temaslı kapalı çevrim soğutma kulesi



Şekil 2. Kulelerde kullanılan dolgu tipleri



Şekil 3. Kombine akışlı dolgulu kapalı çevrim soğutma kulesi

2. SOĞUTMA KULESİ TEORİSİ

Baker ve Shryock (1961), soğutma kulesinin termal analizi için aşağıdaki teoriyi geliştirdiler [2]. Tipik bir soğutma kulesindeki şartlandırılmış su, genellikle dolaşımdaki kondenser suyunun yaklaşık yüzde 2'si kadar olduğundan, eğer şartlanmış su ile blöf ve sürüklenme kayıpları arasındaki ısı enerjisi farkı göz ardı edilirse ve ilaveten suyun entalpi artışı ilave edilirse, daha sonra kondenser su ve hava arasındaki enerji dengesi aşağıdaki gibi hesaplanabilir;

$$\dot{m}_{su} C_{psu} dT_{su} = \dot{m}_a dh_a \quad (1)$$

Burada:

\dot{m}_{su} : Kulede dolaşan su debisi [kg/s]

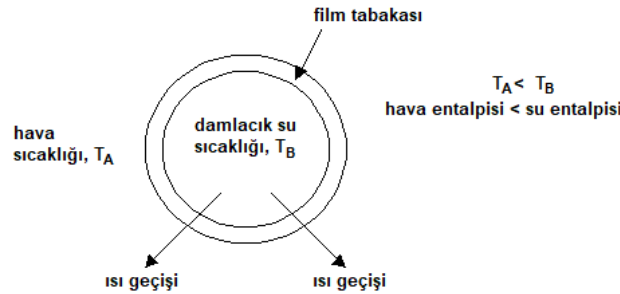
C_{psu} : Suyun özgül ısısı [kJ/kgK]

T_{su} : Kule su sıcaklığı [°C]

\dot{m}_a : Kuledeki havanın kütleli debisi [kg/s]

h_a : Havanın entalpisini [kJ/kg]

Kule suyunu ve hava akışını ayıran doymuş hava filminin termal direnci göz ardı edilirse, hava-su ara yüzünden (kondenser su damlacıklarını çevreleyen doymuş hava filmi) toplu hava akışına kombine ısı ve kütle transferi olduğu kabul edilebilir (Şekil 4.).



Şekil 4. Su damlası ile onu çevreleyen film tabakası

$$\dot{m}_a dh_a = K_m (h_s - h_a) dA \quad (2)$$

Burada:

K_m : Kütle transfer katsayısı [kg/s.m^2]

h_s : Doymuş hava filmi entalpisi [kJ/kg]

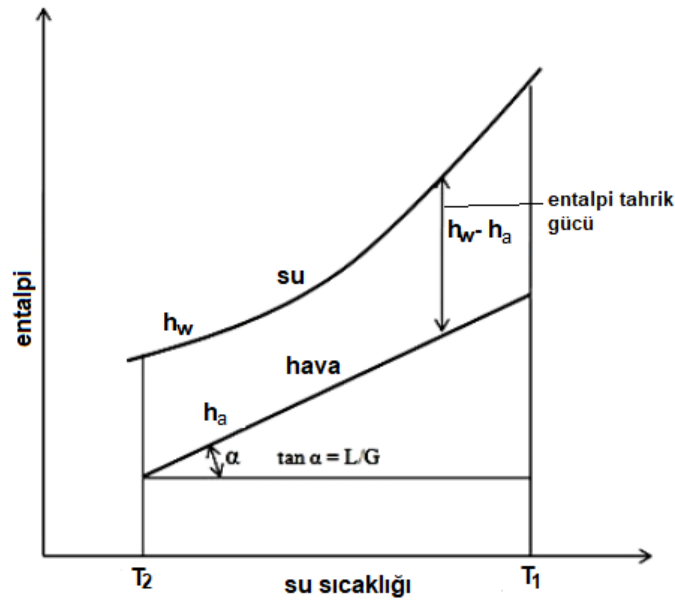
A: Hava ile su arasındaki ısı transfer yüzeyi [m^2]

(2) bağıntısında entalpinin veya toplam havanın ısısının değişmesi, duyulur ısı ve gizli ısıdaki değişikliklerden oluşur. Dolgu hacmi V ve temas yüzey alanı A olan bir soğutma kulesini düşünün. $A=aV$, (m^2). Burada a kule dolgusunun birim hacim başına kapsadığı yüzey alanıdır (dolgu sıklığı). Ardından (1) ve (2) bağıntılarının birleşiminden;

$$\frac{K a V}{L} = C_{p,su} \int_{t_{kç}}^{t_{kg}} \frac{dT_{su}}{h_s - h_a} \quad (3)$$

(3) denkleminin entegre edilmiş değeri, genel olarak kulenin karakteristik katsayısı veya Merkel sayısı olarak bilinir. Bu soğutma işlemi en iyi şekilde sıcaklığa karşı entalpiyi gösteren bir psikrometrik grafik üzerinde açıklanabilir. Süreç, Şekil 5'de gösterilen tahrik kuvvet diyagramında gösterilmektedir. Hava filmi, doyma eğrisi üzerindeki su işletim çizgisi ile temsil edilmektedir. Ana hava, hava iletim hattıyla temsil edilir, eğimi ise sıvının havaya (L/G) oranıdır.

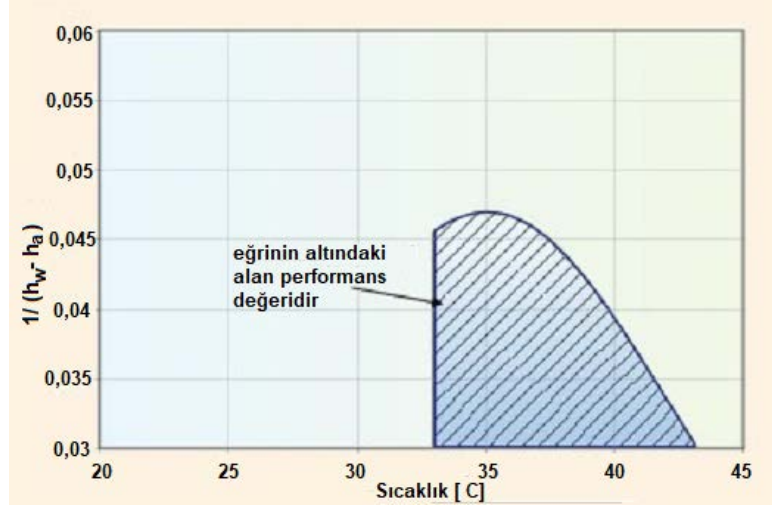
3 denklemi, temel olarak kulenin herhangi bir noktasında, suyun ve ana hava akımının yüzeyindeki hava entalpisindeki farka bağlı olarak ısı ve su buharının havaya aktarıldığını söylemektedir. Böylece, herhangi bir noktada tahrik kuvveti, iki işletim hattı arasındaki dikey mesafedir. Bu nedenle, soğutma kulesinden talep edilen performans, bu farklılığın tersidir. Merkel denkleminin çözümü Şekil 6'da gösterilen performans talep diyagramı ile gösterilebilir. KaV/L değeri eğri altındaki alana eşittir ve bir soğutma kulesi aralığı için tanımlanan NTU'ların toplamını temsil eder.



Şekil 5. Tahrik kuvveti diyagramı olarak bilinen bu alan, su ve hava için sıcaklığa karşı entalpi değişimini gösterir

Giren havanın yaş termometresindeki bir artış, hava çalışma hattını dengeli kurmak için sağa ve yukarıya doğru hareket ettirir. Yaklaşım (A) azalırken, hem soğuk su sıcaklığı ($t_{kç}$) hem de sıcak su sıcaklığı (t_{kg}) artar. Doymuluk hattının eğriliği, yaklaşımın, büküm arttıkça, gittikçe daha yavaş bir

oranda azaldığı şekildedir. Isı yükünde bir artış soğutma aralığını artırır ve hava işletim hattının uzunluğunu artırır. Dengeyi korumak için, hat sağa, t_{su1} , t_{su2} ve yaklaşımı artırır. Artış sıcak su sıcaklığının soğuk su sıcaklığından çok daha hızlı artmasına neden olur. Her iki durumda da KaV/L sabit kalmalıdır. Bununla birlikte, L/G 'deki bir değişiklik KaV/L değerini değiştirecektir.



Şekil 6. Merkel denklemini çözümü (Denklem 3), genellikle grafik olarak yapılır, integralin eğrinin altındaki alana eşit olduğu yer

3. KULE KAPASİTESİ, BOYUTU VE KULE KATSAYISI İLİŞKİSİ

(2) bağıntısı aşağıdaki gibi de ifade edilebilir;

$$\dot{m}_{su} C_{p,su} (T_{kg} - T_{kç}) = \frac{KaV}{L} (h_s - h_a) \quad (4)$$

(4) bağıntısında, kondenser suyundan çıkan toplam ısı; $\dot{m}_{su} C_{psu} dT_k$ 'yi temsil eder. \dot{m}_{su} kg/s cinsinden ise, soğutma kulesi kapasitesi kW cinsindedir. Kule kapasitesi, su soğutmalı kondenserdeki gerekli toplam atık ısıyı karşılamalıdır.

Kule büyüklüğü esas olarak hem kesit alanını hem de dolgu V derinliğini içeren dolgu sıklığı ile belirtilir. Dolgu ve su akımları ile dolgu ve su püskürmesi arasındaki boşlukta da açıkça ısı ve kütle transferi meydana gelir. Basitleştirmek için, bunlar dolgu hacmine dâhil edilmiş sayılabilir.

Kule katsayısı KaV/L , aslında ısı transfer ünitesini veya dolgunun boyutunu gösterir. Soğutma kulesinin verimliliğini etkileyen temel faktördür. Kule kapasitesinin artması, daha büyük bir kule boyutuna veya daha yüksek bir kule katsayısına veya her ikisine atfedilebilir. Sabit su dolaşım oranı için, kule katsayısında bir artış daha büyük bir kule boyutundan veya daha iyi bir dolgu düzenlemesinden kaynaklanabilir.

Termodinamik ayrıca, sudan çıkan ısının, çevreleyen hava tarafından emilen ısıya eşit olması gerektiğini dikte eder:

$$LC_{psu}(T_{kg} - T_{kç}) = G(h_s - h_a) \quad (5)$$

$$\frac{L}{G} = \frac{h_s - h_a}{C_{psu}(T_{kg} - T_{kç})} = \frac{h_s - h_a}{C_{psu}R} \quad (6)$$

Burada:

L/G: Sıvı kütle akış oranı (kg/kg)

$C_{p,su}$: Kule suyunun özgül ısı [kJ/kgK]

T_{kg} : Sıcak su sıcaklığı (°C)

$T_{kç}$: Soğuk su sıcaklığı (°C)

h_s : Kule içinde doymuş su buharının entalpisi (kJ/kg)

h_a : Su ile temas eden havanın entalpisi (kJ/kg)

Kule karakteristik değeri, Chebyshev sayısal yöntemiyle (7) bağıntısının çözülmesiyle hesaplanabilir:

$$\frac{KaV}{L} = \int_{T_2}^{T_1} \frac{C_{p,su} dT}{h_s - h_a} = C_{p,su} \frac{R}{4} \left[\frac{1}{\Delta h_1} + \frac{1}{\Delta h_2} + \frac{1}{\Delta h_3} + \frac{1}{\Delta h_4} \right] \quad (7)$$

Burada:

$$\Delta h_1 = T_1 + 0,1 R$$

$$\Delta h_2 = T_1 + 0,4 R$$

$$\Delta h_3 = T_1 + 0,6 R$$

$$\Delta h_4 = T_1 + 0,9 R$$

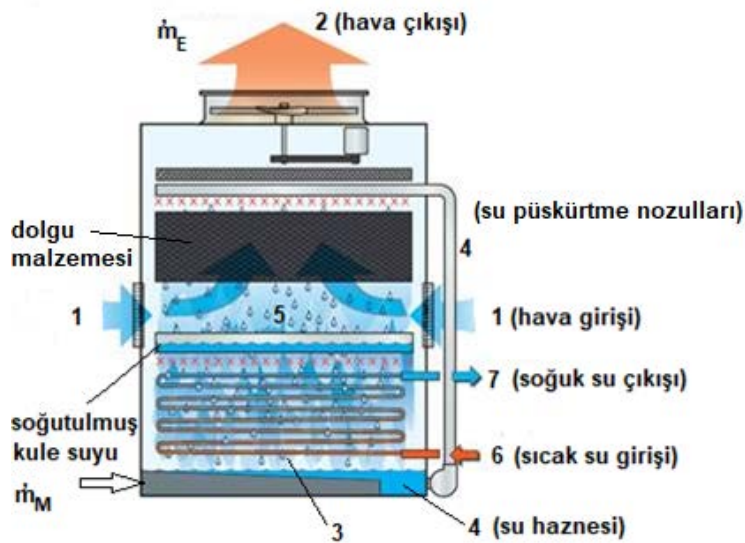
Belirli bir soğutma kulesinin termal performans kapasitesini analiz etmek için kullanılan bir denklem formu gereklidir. Şu anda, aşağıdaki denklem yaygın bir şekilde kabul görmüştür ve her talep eğrisine uyumludur, çünkü KaV/L ile L/G ilişkisi logaritmik talep eğrisinde doğrusal bir işlemdir.

$$\frac{KaV}{L} = C(L/G)^n \quad (8)$$

C = Soğutma kulesi tasarımıyla ilgili sabit veya $L/G = 1,0$ 'daki karakteristik eğrinin kesişimi

n = Test verilerinden belirlenen soğutma kulesi tasarımına (eğim olarak adlandırılan) bağlı bileşen

4. TASARIM ÖRNEĞİ

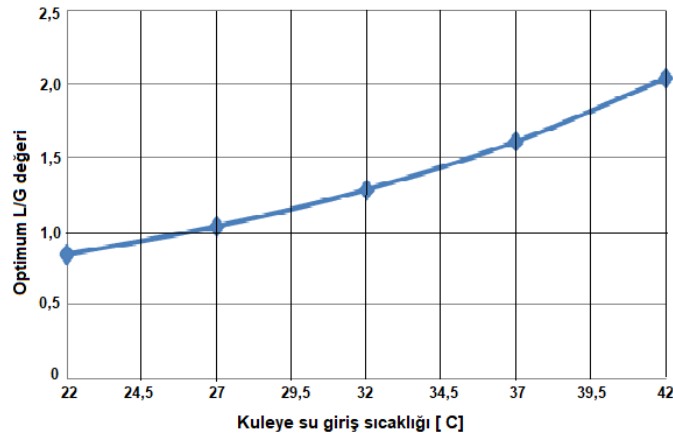


Şekil 7. Kapalı çevrim dolgulu soğutma kulesinin taslak şekli

Verilenler:

Aşağıda verilmiş olan tasarım özelliklerine sahip karşı akışlı su soğutma kulesi tasarım edilecektir:

- Çevre havanın yaş termometre sıcaklığı (1 hali): $t_{1Y}=24$ °C
- Çevre havanın kuru termometre sıcaklığı (1 hali): $t_{1K}=33$ °C
- Isıl kapasite: $Q = 585$ kW
- Yaş hazne yaklaşımı (YHY): $A=5$ °C, kule soğutma kademesi (fark): $R=5$ °C kabul edilmiştir.
- Serpantindeki ortalama su sıcaklığı ile kuledeki ortalama sıcaklığı arasındaki fark: $dT=4$ °C kabul edildi.



Şekil 8. Soğutma kuleleri için optimum L/G oranının su giriş sıcaklığına bağlı değişimi [3]

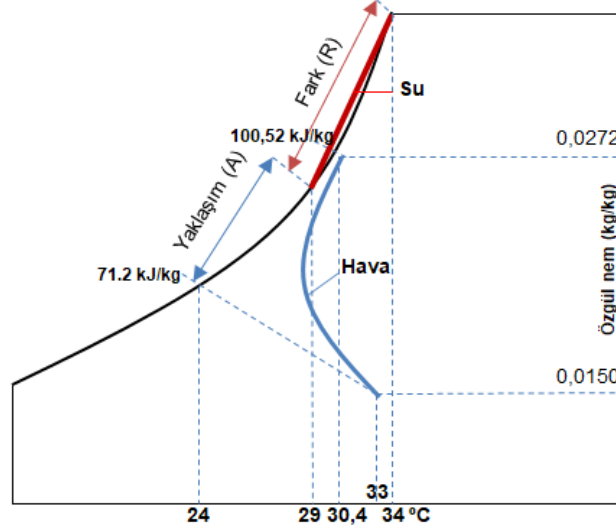
Hesaplanan Sıcaklıklar:

- Dolgu çıkışındaki soğutulmuş su sıcaklığı: $t_5 = t_{1Y} + A = 24 + 5 = 29$ °C bulunur.
- Serpantin üzerinden geçerek ısınan su sıcaklığı: $t_3 = t_4 = t_5 + R = 29 + 5 = 34$ °C bulunur.
- Böylelikle serpantin sıcak su giriş sıcaklığı: $t_6 = t_3 + dT = 34 + 4 = 38$ °C
- Serpantin su çıkış sıcaklığı: $t_7 = t_4 + dT = 29 + 4 = 33$ °C bulunur.
- Kule çıkışındaki bağıl nem: $\Phi_2 = 0,98$ (%98) kabul edildi.
- Optimum L/G değeri kule su giriş sıcaklığı (t_4) için Şekil 8'den 1.4 olarak seçildi.
- Çıkış şartları: $h_2 = h_1 + \left[\left(\frac{L}{G} \right) R C_p \right] = 71,2 + [1,4 \times 5 \times 4,1886] = 100,52$ kJ/kg
- Buradan $t_2 = 30,4$ °C, $t_{2Y} = 30,1$ °C bulunur.

Tablo 1. Verilere göre ekteki tablolardan alınan hava/su termodinamik değerleri

Noktalar	KT sıcaklık [°C]	YT/Su Sıcaklığı [°C]	Entalpi [kJ/kg]	Özgül Nem [kg/kgkh]	Bağıl Nem [%]	Özgül Hacim [m ³ /kg]
1	33	24	71,2	0,015	47	0,884
2	30,4	30,1	100,52	0,0272	98	0,900
3	--	34	142,41	--	--	--
4	--	34	142,41	--	--	--
5	--	29	121,46	--	--	--
6	--	38	159,17	--	--	--
7	--	33	138,22	--	--	--

İşletmeden ısı değiştiricisine gelen suyumuzun sıcaklığı ve soğuyacağı sıcaklık bilinmektedir. Buna bağlı olarak ısı değiştiricimizden çıkacak ve su soğutma kulesinde soğutulacak su sıcaklığı belirlenir. Soğutma kulesi giren sıcak suyu dış havanın yaş termometre sıcaklığının birkaç derece yukarısına kadar soğutabilir (Şekil 9).



Şekil 9. Soğutma kulesindeki süreçlerin psikrometrik diyagramda gösterimi

4.1 Akışkan Debileri

İşletmeden gelen suyumuzun giriş ve çıkış sıcaklığı bilinmektedir buna dayanarak soğutma sistemimize gelen sıcak suyun debisini hesaplayabiliriz.

Isıl kapasite: 585 kW

$$\dot{Q}_1 = \dot{m}_{su,d}(h_6 - h_7) \quad (9)$$

$$\dot{m}_{su,d} = \frac{585 \text{ kW}}{(159,17 - 138,22)} = 27,92 \text{ kg/s}$$

Soğutma kulesinde suyun sıçratılarak dolgu üzerine bırakılması sırasında aşağıdan gelen hava ısınarak ve nemlenerek atmosfere atılır. Bu sırada oluşan nem kaybının telafi edilmesi gerekir bunun için soğutma kulesi suyuna kaybolan miktar (\dot{m}_M) kadar su ilave edilir.

$$\dot{m}_4 = \dot{m}_3 + \dot{m}_M \quad (10)$$

$$\dot{m}_3 + \dot{m}_a w_1 = \dot{m}_4 + \dot{m}_a w_2$$

$$\dot{m}_M = \dot{m}_3 - \dot{m}_4 = \dot{m}_a (w_2 - w_1) \quad (11)$$

Soğutma kulesindeki enerji dengesi:

$$\sum \dot{m}_c h_c = \sum \dot{m}_g h_g \quad (12)$$

$$\dot{m}_a h_2 + \dot{m}_3 h_5 - \dot{m}_a h_1 - \dot{m}_4 h_4 = 0$$

$$\dot{m}_a (h_2 - h_1) + (\dot{m}_4 - \dot{m}_M) h_5 - \dot{m}_4 h_4 = 0$$

$$\dot{m}_a = \frac{\dot{m}_4 (h_4 - h_5)}{(h_2 - h_1) - (w_2 - w_1) h_5} \quad (13)$$

Oluşabilecek ısı kazançlarının % 5 olduğunu varsayılarak kapasite yeniden hesaplandı.



$$\dot{Q}_1 = 0,95\dot{Q}_2$$

$$\dot{Q}_2 = 614,25 \text{ kW}$$

$$\dot{Q}_2 = \dot{m}_4(h_3 - h_5)$$

(14)

$$614,25 = \dot{m}_4(142,41 - 121,46)$$

$$\dot{m}_4 = 29,32 \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_4 = \dot{m}_{su,k} = \text{Soğutma kulesi içindeki su debisi}$$

$$\dot{m}_a = \frac{29,32(142,41-121,46)}{(100,52-71,2)-(0,0272-0,015)121,46} = 22,06 \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_a = \text{soğutma kulesine giren hava debisi (kg/s)}$$

$$\dot{m}_M = \dot{m}_a(w_2 - w_1) = 22,06 (0,0272 - 0,015)$$

$$\dot{m}_M = 0,269 \text{ kg/s}$$

4.2 Kule ve Dolgu Karakteristiklerinin Belirlenmesi

Merkel bağıntısı (Kule karakteristiği):

$$\frac{KaV}{L} = C_{psu} \int_{T_2}^{T_1} \frac{dT}{h_s - h_a} = C_{psu} \frac{R}{4} \left[\frac{1}{\Delta h_1} + \frac{1}{\Delta h_2} + \frac{1}{\Delta h_3} + \frac{1}{\Delta h_4} \right]$$

$$\frac{KaV}{L} = 4,1886x \frac{5}{4} (0,344) = 1,80$$

Hacimsel debi;

$$\dot{V}_h = \dot{m}_h v_h = 22,06 \times 0,9 = 19,854 \text{ m}^3/\text{s}$$

Tablo 2. Kule karakteristiklerindeki entegrasyonun hesaplanması

T _{su} [°C]	h _s [kJ/kg]	h ₁ [kJ/kg]	(h _{su} - h ₁) [kJ/kg]	1/Δh [kg/kJ]
29	94,87	65,69	29,18	0,034
29,5	97,44	67,75	29,69	0,033
30	100,00	69,82	30,18	0,033
30,5	102,68	71,99	30,69	0,032
31	105,36	74,17	31,19	0,032
31,5	108,17	76,47	31,70	0,031
32	110,97	78,78	32,19	0,031
32,5	113,91	81,21	32,70	0,030
33	116,85	83,65	33,20	0,030
33,5	119,93	86,22	33,71	0,029
34	123,01	88,79	34,22	0,029
Toplam				0,344

Dolgu yüzeyinden geçen hava hızı 2.9 m/s seçilirse kule yüzeyi;

$$A_k = \frac{\dot{V}_h}{u} = \frac{19,854}{2,9} = 6,84 \text{ m}^2$$

Su yükünün (L) hesaplanması:

$$L = \frac{\dot{m}_{su}}{A_k} = \frac{29,32}{6,84} = 4,286 \text{ kg/s m}^2$$

Hava yükünün (G) hesaplanması:

$$G = \frac{\dot{m}_h}{A_k} = \frac{22,06}{6,84} = 3,225 \text{ kg/s m}^2$$

Kule boyutları: Kule kare olarak tasarlanırsa eni ve derinliği;

$$W = \sqrt{A_k} = \sqrt{6,84} = 2,615 \text{ m (dikdörtgen kule istenirse H=2,15 m, W=3,2 m tercih edilebilir)}$$

Tablo 3. Kule tiplerinde su ve hava yük aralıkları [4]

Kule ve dolgu tipi	Su yükü (L) (kg/s m²)	Hava yükü (G) (kg/s m²)
<i>Karşı ve çapraz akışlı film dolgu</i>	2,71–13,56	2,16–4,06
<i>Karşı akışlı sıçratmalı dolgu</i>	2,03–4,06	2,16–4,06
<i>Çapraz akışlı sıçratmalı dolgu</i>	2,03–16,27	2,16–4,06

Kule yüksekliği (HTM) ve dolayısıyla kule hacmi (V) tamamen dolgu karakteristiklerine bağlı olarak hesaplanır. Örnek olarak Tablo 4’de karşı akışlı film tipi dolgu AccuPac CF1900 için transfer bağıntısı kullanılarak;

$$\frac{Ka}{L} = a_d \left(\frac{L}{G}\right)^{b_{da}} HTM^{b_{db}} = 1,664 (1,4)^{-0,62} 1^{-0,27} = 1,35 \quad (15)$$

$$Ka = 4,286 \cdot 1,35 = 5,7861 \frac{\text{kg}}{\text{s m}^3}$$

$$HTM = \frac{L}{Ka} = \frac{4,286}{5,7861} = 0,74 \text{ m bulunur.}$$

HTM: Hava taşıma mesafesi

Kule dolgu hacmi (V);

$$V = A_k HTM = 6,84 \cdot 0,74 = 5,0616 \text{ m}^3 \text{ bulunur.}$$

4.3 Gerekli Fan Gücü Hesabı

Soğutma kulelerinde fan seçimine esas olmak üzere gerekli basınç kayıplar şunlardan oluşur:

- Giriş panjuru
- Dolgu
- Damla tutucu
- Fan girişi

Özellikle bu elemanlardan dolgular en önemli basınç kaybı kaynağını oluşturur. Seçilen dolgu tipi CF1900 için K basınç kayıp katsayısı (K_d);

$$K = a_p (L)^{b_{pa}} (G)^{b_{pb}} HTM^{b_{pc}} = 3,691 \cdot 4,286^{0,31} \cdot 3,225^{-0,099} = 5,161 \quad (16)$$

olarak hesaplanmıştır.

Diğer elemanlar için K değerleri aşağıdaki Tablo 4’te verilmiştir:

Tablo 4. Soğutma kulesi elemanları için K basınç kaybı katsayıları [6]

S. No	Kule Birimi	K değeri	Örnek Seçim
1	Geniş Giriş Panjurlar Dar Giriş Panjurlar	2,0 ila 3,0 2,5 ila 3,5	3
2	Dolgu	Üretici Verileri	5,161
3	Damla Tutucu	1,6 ila 3,0	3
4	Fan Girişi	0,1 ila 0,3	0,3
5	Kare Kanallar Yuvarlak Kanallar 30 derece Konik Kanallar	1,5 1,3 1,2	
6	Boru ve Fıskiye	0,2	0,2
Toplam			11,661

Dinamik basınç kayıpları:

$$\Delta P_d = 0,6 K u^2 \frac{\rho_c}{\rho_g} = 0,6 \cdot 11,661 (2,9)^2 \frac{1,11}{1,131} = 57,75 Pa \quad (17)$$

$$\Delta P_s = 1,5 \Delta P_d = 1,5 \cdot 57,75 = 86,625 Pa \quad (18)$$

Toplam basınç kayıpları:

$$\Delta P_T = \Delta P_s + \Delta P_d = 57,75 + 86,625 = 144,375 Pa \quad (19)$$

$$\text{Hacimsel fan debisi: } \dot{V} = 19,854 \frac{m^3}{s} = 71474,4 \frac{m^3}{h} \quad (\text{daha önce hesaplanmıştır})$$

Fan mil gücü:

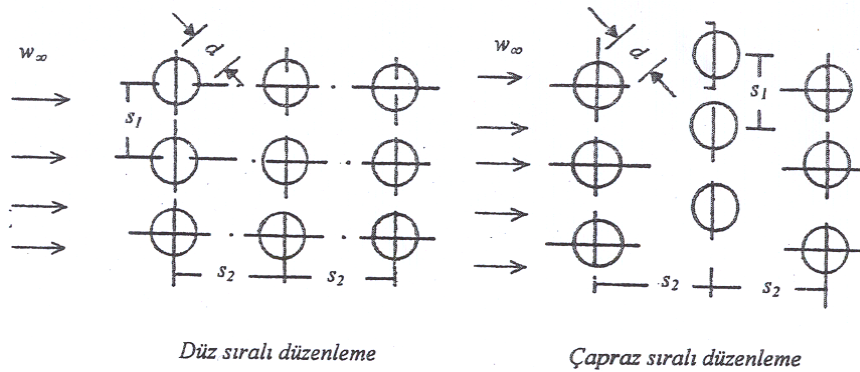
$$P_f = \frac{\dot{V} \Delta p}{\eta_{mek}} = \frac{19,854 \cdot 144,375}{0,95} = 3017 W \quad (20)$$

η_{mek} : Mekanik verim=0,95 kabul edilmiştir. Özellikle redüktörlü fanlarda kayıplar %10 civarında kabul edilebilir. Dolayısıyla mekanik verimleri %90 olarak kabul edilebilir.

Fan Motor Gücü:

$$P_m = \frac{\dot{V} \Delta p}{\eta_{mek} \eta_m} = \frac{19,854 \cdot 144,375}{0,95 \cdot 0,85} = 3550 W \quad (21)$$

η_m : Motor verimi=0,85 kabul edilmiştir.

4.4 Isı Değiştiricisi Tasarımı**Şekil 10.** Boru eksenine dik akış düzenlemeleri

Isı değiştiricimizin içindeki boruların dış çapı (d)=19 mm, iç çapı (d_i)= 17 mm (L tipi bakır boru) olarak alındı. Çapraz sıralı düzenleme tercih edildi.

$$S_2/d=3$$

$$S_2=123,82 \text{ mm}$$

$$S_1/d=2,5$$

$$S_1=103,18 \text{ mm}$$

Tablo 5. Boru demetine dik akış katsayıları

Reynolds Sayısı	Düz Sıra		Çapraz Sıra							
	A	a	A	a						
$Re_d < 10^3$	0,52	0,5	0,6	0,5						
$10^3 < Re_d < 3 \cdot 10^5$	0,27	0,63	0,4	0,6						
$Re_d > 3 \cdot 10^5$	0,02	0,02	0,021	0,54						
N _s akışa göre boru sayısı düzeltme katsayısı										
W _{max}	1	2	3	4	5	6	7	8	9	≥10
Düz sıra	0,68	0,75	0,83	0,89	0,92	0,95	0,97	0,98	0,99	1,0
Çapraz sıra	0,64	0,80	0,87	0,90	0,92	0,94	0,96	0,98	0,99	1,0

Sıvılar ve gazlar için boru eksenine dik akışta;

$$10^3 > Re_{d,max} > 3 \times 10^5$$

$$Nu = N_s' A Re_{d,max}^a Pr^{0,33} \left(\frac{Pr_f}{Pr_o} \right)^{0,25} \quad (22)$$

$$Re_{d,max} = \frac{W_{max} d}{\vartheta} = \frac{\rho w_{max} d}{\mu} \quad (23)$$

$$w_{max} = w_{\infty} \frac{S_1}{S_1 - d} \quad (24)$$

$$w_{max} = 3 \frac{103,18}{103,18 - 41,275} = 5 \text{ m/s}$$

$$Re_{d,max} = \frac{5 \times 0,041275 \times 993}{7,724 \cdot 10^{-4}} = 265316 < Re_{max} = 3 \times 10^5$$

$$Nu = 0,92 \times 0,4 \times 265316^{0,6} \times 5,68^{0,33} \times \left(\frac{4,848}{5,068} \right)^{0,25} = 1159$$

$$h_G = \frac{Nu k}{d} = \frac{1159 \times 0,6125}{0,041275} = 17199 \text{ W/m}^2 \text{K} \quad (25)$$

Boru içindeki akış hızı w=0,6 m/s kabul edilirse boru sayısı;

$$n = \frac{4\dot{m}}{w \pi d_i^2} = \frac{4 \times 27,92}{0,6 \times 993 \times 3,14 \times 0,041275^2} = 35 \text{ adet} \quad (26)$$

$$Re = \frac{w_i d_i}{\vartheta_i} \quad (27)$$

$$Re = \frac{0,6 \times 0,041275}{0,83 \times 10^{-6}} = 29837$$

$$\text{Kaynak [4]'den} \quad Nu = 0,023 Re^{0,8} Pr^{0,4} \quad (28)$$

$$Nu = 0,023 \times 29837^{0,8} \times 5,68^{0,4} = 175$$

$$h_i = \frac{Nu k}{d_i} = \frac{175 \times 0,6125}{0,038} = 2804 \text{ W/m}^2 \text{K}$$

$$\frac{1}{K_d} = \frac{1}{h_1} \frac{A_d}{A_i} + Rf_1 \frac{A_d}{A_i} + \frac{\ln(r_2/r_1)}{2\pi L k_1} A_d + Rf_2 + \frac{1}{h_2} \quad (29)$$

$$\frac{1}{K_u} = \frac{1}{2804} \left(\frac{41,275}{38,227} \right) + 0,0001 \left(\frac{41,275}{38,227} \right) + \frac{\ln \frac{41,275}{38,227}}{2\pi \times 3 \times 386} \times 0,041275 + 0,0006 + \frac{1}{12302,51}$$

$$K_u=851 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Logaritmik sıcaklık farkı hesabı:

$$\Delta t_m = \frac{(\Delta t_1 + \Delta t_2)}{2} = \frac{4+4}{2} = 4 \text{ K} \quad (30)$$

Düzeltilme katsayısı hesabı;

$$\text{Kapasite oranı} \quad R = \frac{t_{1g} - t_{1ç}}{t_{2ç} - t_{2g}} \quad R = \frac{38-33}{34-29} = 1 \quad (31)$$

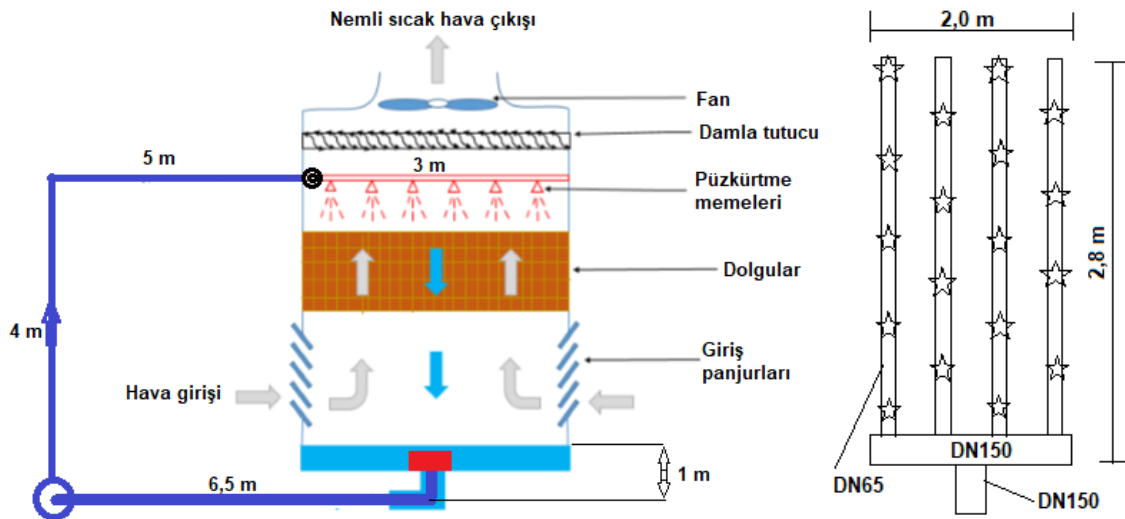
$$A = \frac{Q}{K \Delta t_m} = \frac{585\,000}{851 \times 4} = 172 \text{ m}^2 \quad (32)$$

Akış yönündeki boru sayısı:

$$N_s = \frac{A}{n\pi dL} = \frac{172}{35 \times 0,041275 \times \pi \times 3} = 12,63 \text{ akış yönündeki boru sayısı } 13 \text{ adet alınır.} \quad (33)$$

4.5 Kule Pompası Seçimi

Kule pompa seçiminde tüm boru ve bağlantı elemanlarının basınç kayıpları hesaplanmalı, fiskiyelerin yeterli ön basınçta çalışabilmeleri için bir ön basınç oluşturulmalıdır.



Şekil 11. Örnek su dolaşım sistemi ölçüleri

Şekil 12. Boru fiskiye bağlantı üst görünüşü



Şekil 13. Kule fiskiye sistemleri

**Kule Su Dolaşım Hattının Yaklaşık Ölçüleri:**

$H_s=4$ m (pompa-fıskiye arası yükseklik)
 $H_f=6$ m (fıskiye statik basıncı)
 $H=1$ m (Hazne pompa arası)

Bağlantı Elemanları:

Emiş filtresi, 1 adet ($K=10$)
Standart 90° dirsek, 3 adet ($K=0.9$)
T (akış hat boyunca), 2 adet ($K=0.4$)
Fıskiye ($K=32$)

Boru içindeki Hız $w=1$ m/s seçildi, bu durumda;

$$d_1 = \sqrt{\frac{4\dot{V}}{\pi w}} = \sqrt{\frac{4 \times 0.02811}{\pi \times 1.5}} = 0.154 \text{ m} \quad (34)$$

Buna göre boru çapı 170.5 mm olan 6" (DN150) boru seçildi. Bu durumda yeni hız;

$$w = \sqrt{\frac{4\dot{V}}{\pi d}} = \sqrt{\frac{4 \times 0.02811}{\pi \times 0.1705^2}} = 1.11 \text{ m/s bulunur.}$$

$$d_2 = \sqrt{\frac{4\dot{V}}{\pi w}} = \sqrt{\frac{4 \times 7.0275 \times 10^{-3}}{\pi \times 1.5}} = 0.077 \text{ m bulunur. Buna göre su dağıtım borularının çapı } 2\frac{1}{2}'' \text{ (DN65) alınır.}$$

$$Re_1 = \frac{w_1 d_1}{\nu_1} = \frac{1.11 \times 0.1705}{0.832 \times 10^{-6}} = 227470 \text{ ve } Re_2 = \frac{w_2 d_2}{\nu_2} = \frac{1.5 \times 0.077}{0.832 \times 10^{-6}} = 138832 \text{ bulunur. Ticari çelik için}$$

$$\varepsilon_{D1} = \frac{\varepsilon}{d_1} = \frac{0.045}{170.5} = 0.000263 \text{ ve } \varepsilon_{D2} = \frac{\varepsilon}{d_2} = \frac{0.045}{77.1} = 0.000583 \text{ bulunur.} \quad (35)$$

Sırasıyla Moody diyagramından $f_1=0.017$ ve $f_2=0.02$ bulunur.

Manometrik Pompa Basıncı (H_m):

$$H_m = H_s - H + H_f + \left[f \frac{\sum L}{d_1} + \sum K \right] \frac{w_1^2}{2g} + \left[f \frac{\sum L}{d_2} + \sum K \right] \frac{w_2^2}{2g} \quad (36)$$

$$H_m = 4 - 1 + 6 + \left[0.017 \times \frac{17.5}{0.1705} + \sum 10 + 3 \times 0.9 + 0.4 \right] \frac{1.11^2}{2 \times 9.81} + \left[0.02 \times \frac{2.8}{0.077} + \sum 0.4 + 32 \right] \frac{1.5^2}{2 \times 9.81}$$

$$H_m = 16.01 \text{ mSS bulunur.}$$

Buna göre kirlenme durumları da dikkate alınarak pompa karakteristikleri;

$$H_m = 20 \text{ mSS ve debi } \dot{V} = Q = 102 \text{ m}^3/\text{h alınmalıdır.}$$

Pompa giriş gücü (Motor verimi %85, pompa verimi %65 alınırsa)

$$P = \frac{\dot{m}_{su} g H}{\eta_p \eta_m} = \frac{0.02811 \times 9.81 \times 20}{0.65 \times 0.85} = 9.98 \text{ kW} \quad (37)$$

Pompa giriş gücü 10 kW seçilebilir.

5. SOĞUTMA KULESİNDE ENERJİ VERİMLİLİĞİ VE SU SİSTEMİ KAVRAMLARI

Soğutma kulelerinin performansını değerlendirmek, enerji israf alanları belirlemek ve iyileştirmeleri önermek için tasarım değerlerine doğru “yaklaşım” ve “fark” kavramları kullanılır. Performans değerlendirme sırasında, taşınabilir veya sabit izleme araçları, aşağıdaki parametreleri ölçmek için kullanılır [8]:

- Hava yaş termometre sıcaklığı
- Hava kuru termometre sıcaklığı
- Soğutma kulesi su giriş sıcaklığı
- Soğutma kulesi su çıkış sıcaklığı
- Egzoz hava sıcaklığı
- Pompa ve fan motorlarının elektriksel ölçümler
- Su akış hızı
- Hava debisi

Daha sonra bu ölçülen parametreler ve çeşitli şekillerde soğutma kulesi performansını belirlemek için kullanılır. Bunlar;

1) Fark (R): R soğutma kulesi suyu giriş sıcaklığı (T_{kg}) ve çıkış sıcaklığı ($T_{kç}$) arasındaki farktır (Şekil 14) ve birimleri °C'dir. Yüksek soğutma farkı ile soğutma kulesinde su çıkış sıcaklığını düşürmek mümkün olur ve bu nedenle iyi performans anlamına gelmektedir. R eşitliği aşağıdaki gibidir:

$$R = T_{kg} - T_{kç} \quad (38)$$

2) Yaklaşım (A): Yaklaşım (°C), T_{kg} ile hava giriş yaş termometre sıcaklığı (T_{1y}) arasındaki farktır (Şekil 1). Düşük yaklaşım iyi soğutma kulesi performansını gösterir. R (aralık) ve A birlikte izlenmesine rağmen, A soğutma kulesi performansının daha iyi bir göstergesidir ve eşitliği aşağıdaki gibidir:

$$A = T_{kç} - T_{1y} \quad (39)$$

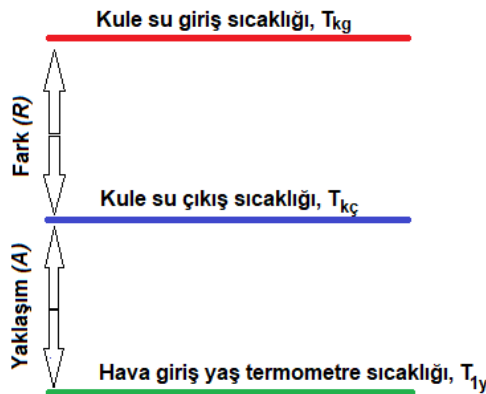
3) Kule Verimi (η_k): η_k (%) Soğutma farkı (R) ile fark ve yaklaşım toplamı arasındaki yüzde orandır. Bu oran ne kadar yüksekse soğutma kulesi verimliliği o kadar yüksek demektir. η_k eşitliği aşağıdaki gibidir:

$$\eta_k = \frac{R}{R+A} \times 100 \quad (40)$$

c) Soğutma kapasitesi (\dot{Q}): \dot{Q} atılan ısının miktarıdır ve birimi kW'tır ve eşitliği aşağıdaki gibidir:

$$\dot{Q} = \dot{m}_{su} c_{psu} (T_{kç} - T_{kg}) \quad (41)$$

burada, \dot{m}_{su} kulede dolaşan su debisi (kg/s) ve c_{psu} kule suyunun özgül ısıdır (kJ/kgK).



Şekil 14. Soğutma kulelerinde “fark” ve “yaklaşım” kavramları [8]

4) Buharlaşma kaybı (E): E soğutma işlemi için buharlaştırılarak su miktarıdır ve birimi m^3/h 'dir. Teorik olarak buharlaşma miktarı atılan her 1 000 000 kcal ısı için $1,8 m^3$ su dışarı atılır. Hesaplama için aşağıdaki deneye dayalı Perry eşitliği kullanılabilir:

$$E = 0,00085 \times 1.8 \times \dot{m}_{su}R \quad (42)$$

$$\dot{Q} = \dot{m}_h H_v = E H_v \quad (43)$$

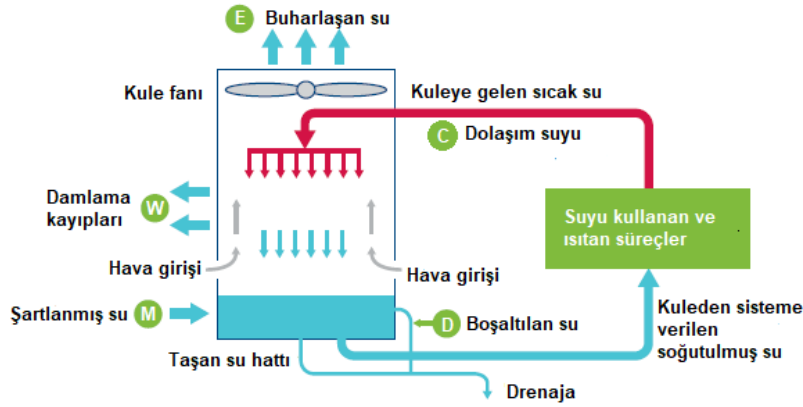
Burada, \dot{m}_h kütleli hava debisi, H_v gizli buharlaşma ısısıdır ve birimi kJ/kg 'dir.

(42) bağıntısı ile (43) bağıntısı eşitlenirse;

$$E = \dot{m}_{su}R \frac{C_{psu}}{H_v} \quad (44)$$

bağıntısı bulunur. $C_{psu}=4,188 kJ/kgK$ ve $H_v=2260 kJ/kg$ alınırsa aşağıdaki eşitlik elde edilir:

$$E = 0,00185 \dot{m}_{su}R \quad (45)$$



Şekil 15. Kapalı çevrim soğutma kulesi sistemi [9]

5) Damlama ve Sürüklenme Kaybı (W): W normalde süreç tasarımına dayanan soğutma kulesi üreticisi tarafından verilir. Mevcut değilse, aşağıdaki gibi kabul edilebilir:

$$W = 0,0001 \dot{m}_{su} \quad (46)$$

6) Şartlanmış Su Gereksinimi (M): Soğutma kulesi kütle dengesi, şartlanmış su gereksinimi hakkında bir fikir verir. Soğutma kulesindeki şartlanmış su ihtiyacı (M), buharlaşma (E), Sürüklenme (W) ve boşaltma işleminden (D) kaynaklanan su kayıplarının yerini almalıdır:

$$M = E + W + D \quad (47)$$

7) Dolaşım Suyu Derişikliği (C): C , suda oluşan toplam çözünmüş katı madde miktarının (TDS) (birimi mg/L) şartlanmış su içinde çözülmüş katı madde miktarına oranıdır ve eşitlik aşağıdaki gibi ifade edilir:

$$C = \frac{\text{Dolaşım suyu içindeki TDS}}{\text{Şartlanmış su içindeki TDS}} \quad (48)$$

Derişiklik değeri kalsiyum (Ca) sertliği cinsinden de ifade edilebilir:

$$C = \frac{\text{Dolaşım suyu Ca sertliği}}{\text{Şartlanmış su Ca sertliği}} \quad (49)$$

TDS'yi pratik bir şekilde doğrudan ölçmek zordur, ancak suda elektriksel olarak iletken hale gelen suda çözülmüş katı maddelerdir. Daha yüksek *TDS* seviyelerine sahip su, daha düşük *TDS* seviyelerine sahip sudan daha fazla elektrik iletmektedir. Su iletkenliğinin akım teknolojisi kullanılarak ölçülmesi nispeten kolaydır ve bu genellikle *TDS* için bir gösterge olarak kullanılır. *TDS* bu nedenle *C* için kullanılan parametredir. Bu nedenle, boşaltılan su debisi sistem iletkenlik duyargası tarafından kontrol edilir (Şekil 16). İletkenliğin birimi mikro-siemens/cm ($\mu\text{S}/\text{cm}$). Bu nedenle *C* şöyle ifade edilebilir:

$$C = \frac{\text{Dolaşım suyunun iletkenliği} (\mu\text{S}/\text{cm})}{\text{Şartlanmış suyun iletkenliği} (\mu\text{S}/\text{cm})} \quad (50)$$

Dolaşım suyu derişikliği, süreç tasarımına bağlı olarak normalde 3,0 ila 7,0 arasında değişir. Soğutma kulesinin şartlanmış su ihtiyacını azaltmak için dolaşım suyu derişikliğini olabildiğince yüksek tutmak tavsiye edilir. Aynı zamanda, yüksek dolaşım suyu derişikliği, dolaşımdaki soğutma suyundaki çözülmüş katı madde derişikliğini artırır, bu da süreç ısı transfer ekipmanının çökelti yapmasına ve kirlenmesine neden olur.

Bir sisteme eklenen arıtma kimyasalları, dolaşan suyun iletkenliğini arttıracak ve bu, *TDS* veya iletkenlik yoluyla dolaşmaları kontrol ederken dikkate alınmalıdır. Su arıtma endüstrisi geleneksel olarak klor iyonu (Cl^-) olarak klorürleri kullanır veya kalsiyum karbonat (CaCO_3) olarak ifade edilir. Bu, tahliye edilecek su miktarını kontrol ederek dolaşım suyu derişikliğini belirlemek için bir ıslak analiz olarak gerçekleştirilmiştir. Soğutma kulesi bileşenlerinde paslanmaz çelik ve koruyucu kaplamalar gibi bazı malzemeler belirli derecelerde klorür seviyesi sınırlamalarına sahip olabilir. Şekil 4'de kule suyunda kimyasal kontrol cihazı görülmektedir.

Su dolaşım derişiklikleri, dolaşım suyunun korozyon/kireçlenme potansiyeli üzerinde doğrudan bir etkiye sahip olabilir ve uygun bir korozyon kontrol programı ile kombine edilmiş soğutma kulesi/su sistemi için uygun yapı malzemelerinin seçilmesi, operatörün daha yüksek dolaşım derişikliği çalıştırmasını sağlayabilir.

Uygun bir su dolaşım derişikliği seçilmesi karmaşık bir süreçtir ve operatörler ve su arıtma servis sağlayıcıları bu hususlara bütünsel bir yaklaşım benimsemelidir. Elde edilebilen dolaşım derişiklik sayısının üst sınırı, esas olarak, şartlanmış suyun saflığı ile belirlenir. Dolaşım süresini arttırarak, su tahliyesini azaltır ve böylece sistemin ihtiyaç duyduğu şartlanmış suyun miktarını azaltır.



Şekil 16. Suda iletkenlik kontrol cihazı [10] **Şekil 17.** Besleme ve tahliye suyu kimyasal kontrol cihazı [10]

Bununla birlikte, bir sistemin su tüketimini daha yüksek dolaşım derişiklikleri kullanarak azaltmanın yanı sıra, dolaşım derişikliği üzerinde doğrudan etki yaratabilecek döngü sayısını sınırlayan başka faktörler de vardır:

Tablo 6. Potansiyel su tasarruf yüzdesi [11]

Mevcut dolaşım suyu derişikliği C_1	Yeni dolaşım derişikliği sayısı C_2											
	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0	5,0	6,0	7,0	8,0	9,0	10	
1,5	33	44	50	53	56	58	60	61	62	63	64	
2,0		17	25	30	33	38	40	42	43	44	45	
2,5			10	16	20	25	28	30	31	33	34	
3,0				7	11	17	20	22	24	25	26	
3,5					6	11	14	17	18	20	21	
4,0						5	10	13	14	16	17	
5,0							4	7	9	10	11	
6,0								3	5	6	7	

8) Akış kayıpları (FL): Akış kayıpları derişiklik ve buharlaşma kayıplarına bağlıdır ve aşağıdaki eşitlik ile bulunur:

$$FL = \frac{E}{C-1} \quad (52)$$

burada, sırasıyla FL , akış kayıpları (m^3/h), E , buharlaşan su debisi (m^3/h) ve C , derişiklik oranı şeklindedir.

9) Sıvı/Gaz (L/G) oranı: Bir soğutma kulesinin L/G oranı, su ve hava kütle akış debileri arasındaki orandır. Soğutma kulelerinde L/G oranları dolgu tipine ve kule su giriş sıcaklığına bağlı olarak seçilebilir, ancak mevsimsel değişimlerde iyi soğutma kulesi verimi sağlamak için su ve hava debilerinin ayarlanması gereklidir. Kapasite ayarlamaları üç yollu vanalar ile su yükleme derişiklikleri veya fan devir sayısı derişimleri ile yapılabilir. Termodinamik kurallarına göre sudan atılan ısı, çevredeki havanın emdiği ısıya eşit olması gerektiğini ifade eder. Bu nedenle, aşağıdaki bağıntı kullanılabilir:

$$\frac{L}{G} = \frac{(h_2 - h_1)}{c_{psu}(T_{kg} - T_{kç})} \quad (53)$$

burada, sırasıyla L/G , sıvı ile gaz kütle akım oranı (kg/kg), h_1 kuleye giren havanın entalpisi (kJ/kg) ve h_2 kuleden ayrılan nemli havanın entalpisi (kJ/kg) şeklindedir.

6. KAPALI ÇEVİRİM SOĞUTMA KULELERİNDE VERİMLİLİK ARTTIRAN ÖNLEMLER

6.1 Kule Tasarımı İle İlgili Konular

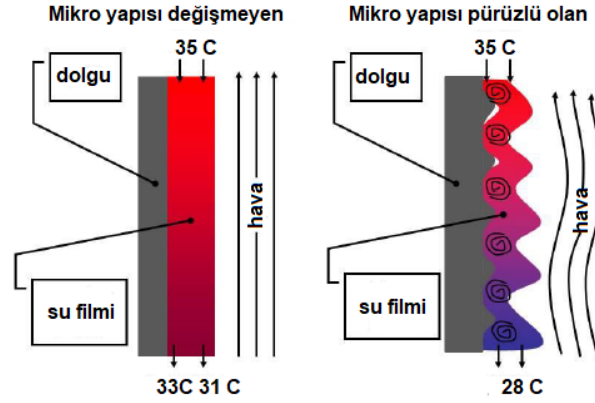
6.1.1 Daha Kapalı Yaklaşım (A) Seçimi

Sistem enerjisini azaltmanın başka bir yöntemi, belirli bir alan için tipik olabilecek bir yaklaşımdan daha kapalı bir yaklaşım kullanarak bir soğutma kulesi seçmektir. Kule yaklaşımı, soğutma kulesini terk eden su sıcaklığı ile giren havanın yaş termometre sıcaklığının arasındaki fark olarak tanımlanır. Daha kapalı bir tasarım yaklaşımı seçildiğinde, ortaya çıkan soğutma kulesi, soğutma grubu kompresör enerjisini azaltacak şekilde kondenser için daha soğuk su sağlar.

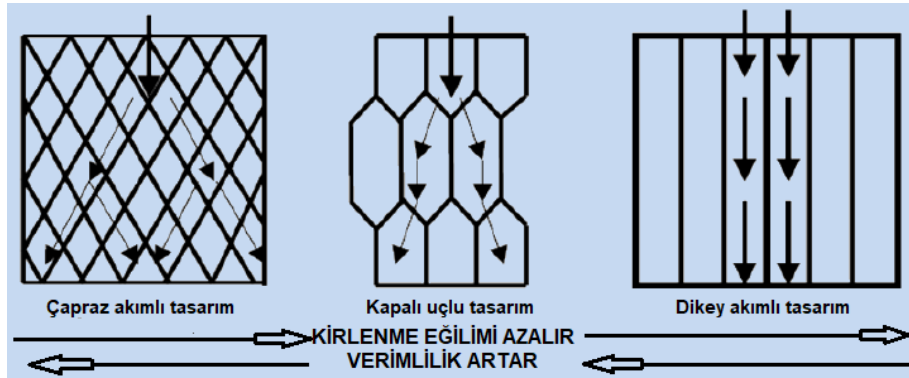
Eklenen soğutma kulesi maliyeti ve potansiyel olarak daha büyük kule fanı beygir gücü ve pompa basma yüksekliği beklenen soğutma grubu enerji tasarrufuna göre değerlendirilmelidir. Veri merkezlerinde veya belirli üretim tesislerinde yaşananlar gibi, yıl boyu süren sabit yüklere sahip tesisler, genellikle bu yöntemden en büyük yararı elde eder [11].

6.1.2 Kule Dolgusunun Verime Etkisi

Hava ve su arasındaki ısı geçişi, su-hava temas alanı, ısı değişim zamanı (etkileşim) ve suyun hava ile temasını arttıran hava girdabından etkilenir. Polimer dolgular üzerinde oluşturulan dolgu yüzey özellikleri maksimum ısı aktarımı için su filmi karışık ve girdaplı hale getirir (Şekil 19). Soğutma kulesi dolgusu, ısı transferini maksimuma çıkarmalı, ancak kısa sürede kirlenmemelidir (Şekil 20). Dolgu seçimi şartlanmış suyun kalitesine aşırı bağlıdır. Bir film dolgusunda su, dolgu tabakalarının her iki tarafında ince bir film oluşturur. Böylece ısı değişimi alanı, hava ile temas halinde olan dolgu tabakalarının yüzey alanıdır (Tablo 7).



Şekil 19. Dolgu yüzeyi mikro yapısında pürüzler oluşturularak verim artışı sağlanması [12]



Şekil 20. Karşı akışlı film tipi dolguların genel tipleri [12]

Tablo 7. Farklı tip kule dolgularında tasarım değerleri [12]

	Sıçratmalı dolgu	Film dolgu	Düşük aralıklı film dolgu
Mümkün olan L/G oranı	1,1-1,5	1,5-2,0	1,4-1,8
Faydalı ısı transfer yüzeyi (dolgu sıklığı)	30-45 m ² /m ³	150 m ² /m ³	85-100 m ² /m ³
Gerekli dolgu yüksekliği	5-10 m	1,2-1,5 m	1,5-1,8 m
Gerekli pompa basma yüksekliği	9-12 m	5-8 m	6-9 m
Gerekli hava debisi	Yüksek	En düşük	Düşük

6.1.3 Yüksek Verimli Motor Kullanımı

Kulelerde kullanılan fan ve dolaşım pompaları için yüksek verimli elektrik motorları kullanılırsa enerji tasarruf potansiyeli %3 ila %17 arasında azalır (Tablo 8). Elektrik motorlarındaki kayıplar; stator ve rotor sargı kayıpları, demir kayıpları, sürtünme ve havalandırma kayıplarından oluşur ve tamamen ısıya dönüşürler. Bir sistemin verimliliği için sadece yüksek verimli elektrik motoru kullanmak yeterli değildir, aynı zamanda uygun güçte elektrik motoru seçimi ve motoru en yüksek verim bölgesinde çalıştırmak da gereklidir [9].

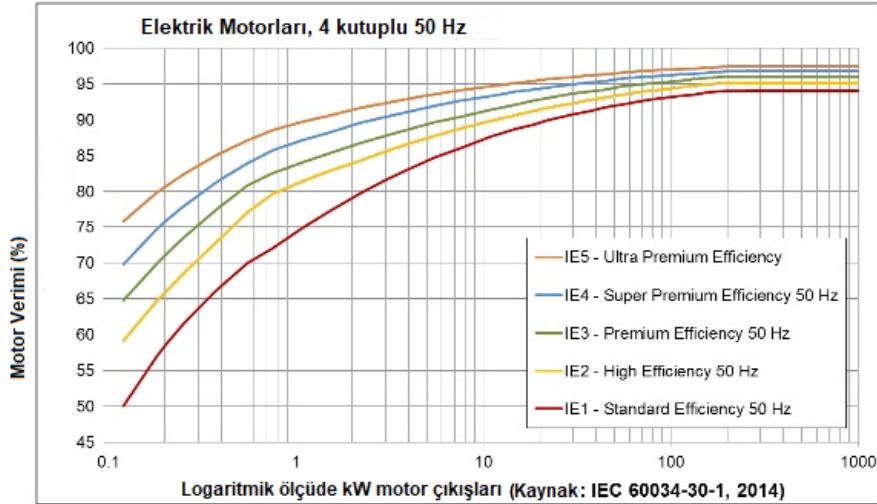
Avrupa Elektrik Makineleri ve Güç Elektroniği Üreticileri Komitesi (CEMEP) 2008 yılında verimlilik sınıflarına IEC tarafından IE1, IE2, IE3, IE4 şeklinde yeni bir tanımlama getirilmiş olup IEC 60034:30 standart numarasıyla yayımlanmış, IE1 Standart Verimli, IE2 Yüksek Verimli, IE3 Premium Verimlilik ve IE4 Süper Premium Verimlilik olarak tanımlanmıştır [13]. 2015 yılından itibaren daimi mıknatıslı (PM) senkron motorlar için IE5 Ultra Premium Verimlilik standardı geliştirilmiştir.

Tablo 8. IE4 ile IE1 Arasındaki Ortalama verim farkı (%) [11]

Güç aralığı	Ortalama IE1-IE4 farkı (%)
0,12-0,75 kW	17
0,75-7,5 kW	10
7,5-90 kW	5
90-1000 kW	3

Şekil 21’de 4 kutuplu bir alternatif akım motorlarının IE1, IE2, IE3 ve IE4 verimlilik sınıfları için verim eğrileri görülmektedir.

Tipik bir motorun satın alma maliyeti, o motorun toplam maliyetinin %2’sinden bile azdır. Enerji maliyeti ise toplam maliyetin %98’i olabilmektedir. Yani tipik bir motor ortalama 20 yıl olan çalışma ömrü boyunca satın alma maliyetinin 50 katından fazlasını tükettiği enerjinin maliyeti oluşturmaktadır.



Şekil 21. Dört kutuplu 50 Hz elektrik motorlarının verim eğrileri [12]

6.2 Enerji Verimli Fanların Kullanımı

Cam elyaf takviyeli plastik (CTP) fanı, ısıyı sudan havaya transfer etmede önemli bir rol oynayan soğutma kulesinin en önemli bileşenidir. Doğrudan bir elektrik motoru tarafından tahrik edilen fan, aksiyal yönde soğutma kulesi boyunca ağırlaşmış havayı emer. Fan soğutma kulesinin enerjisi elektrik enerjisi olarak tüketen tek parçasıdır. Bu nedenle bir fan seçerken yatırım, para ve enerji tasarrufu için akıllıca yapılmalıdır. Enerji verimliliğini arttırmak, elektrik şebekemize başka bir temiz enerji kaynağı eklemek gibidir. Bu fanlar geleneksel alüminyum kanatlı fanlara kıyasla %25'e varan oranda tasarrufludur [13].

Güçlendirilmiş fiber cam polyester reçine, CTP fan kanatlarına korozif olmayan ve şok emici bir kalite sağlar, bu da onları korozif çevreye karşı korur. Ayrıca, ani duruşlarda malzeme maliyetini, kurulum maliyetini ve fan hasarını da azaltır.

6.3 Soğutma Kulelerinde Su Tasarrufu

Sistemde korozyonu, çökelti oluşumunu engellemek ve mikrobiyolojik artışı kontrol etmek için soğutma kulelerinde suyun arıtılması gereklidir. Genellikle bu işlem aşağıdakilerden biri ile gerçekleştirilir [6]:

- Doğrudan kimyasal dozlama (çökteltiyi ve korozyonu önlemek için)
- Asit dozajı (pH ve ölçü kontrol etmek için)
- Ozon dozu (veya mikrobiyolojik büyümeyi önlemek için başka mikrobik tedavi)
- Besleme suyunun ön işlemi (reçineli su yumuşatma, ters osmoz)
- Yan akış filtrelemesi (katı birikmeyi önlemek için)
- Soğutma kulelerinin güneşe maruz kalan alanlarını örtün (yosun oluşumunu azaltmak için)

6.3.1 Dolaşım Derişikliklerini Yüksek Tutma

Kuleden daha fazla suyu boşaltmadan önce geri dönüştürebilir, böylece daha az su kullanılmış olur. Pek çok sistem, şartlanmış suyun kalitesine ve su arıtma rejimine bağlı olarak 2 veya 4 çevrim derişikliğinde çalışır. Kimyasal madde kullanımı izlemek ve en aza indirmek için arıtma sistemleri korozyon, çökelti ve biyolojik büyüme potansiyelini azaltır. Bu, bir kulenin daha yüksek derişiklik oranlarında güvenli bir şekilde çalışmasını sağlar. Derişiklik değeri 3 ila 6'dan daha fazla artarsa, şartlanmış suyu %20 oranında azaltır ve blöfü %50 azaltır [14].

6.3.2 İzleme ve Ayar Noktaları İle Su Tahliyesinin Azaltılması

Çökteltiyi ve biyolojik büyümeyi en aza indirmek için, birçok operatör su kaybını arttıran su tahliye sıklığını artırır. Bu yöntem etkin görünmekle birlikte, pH'ı düşürerek korozyonu da arttırabilir. Tek gerçek çözüm, dikkatli bir şekilde pH değerini izlemektir ve izleme-ayar noktalarını belirleyip kurmaktadır [14].

6.3.3 İletkenlik Kontrolü Kurulması

Soğutma ile ilgili olduğu için, iletkenlik, sudaki çözünmüş minerallerin miktarı ile ilgili olarak elektrik iletme kabiliyetidir. Sadece tahliye suyundaki iletkenliği ölçerek ayar noktasının aşılıp aşılmadığını denetleyerek, kule suyu daha verimli kullanılabilir [14].

6.3.4 Akış Duyargalarını Şartlanmış Su Girişi ve Tahliye Çıkışına Bağlayın

Birçok su arıtma şirketleri su soğutma kulelerinden atılan suların bertaraf edilmesini talep etmektedir. Bir tesise giren suyun tamamının tahliyenin sonunda yok olduğu varsayımı üzerine, şartlandırma hattına giren su miktarına göre faturalandırılır. Soğutma işleminde buharlaşan önemli miktarda su için atık su yükünden kaçınmak için, her bir çıkışa bir akış monitörü takılması önerilir. Akış monitörleri, kuleye ne kadar su geldiğini ve ne kadar dışarı çıktığını belgeliyor, bu yüzden sadece su çıkışı için atık masrafları ödenmiş olur [14].

6.3.5 Su Seviyesi İzlenmeli

Güvenilir olmayan sızmaya eğilimli olan bilyeli musluk tarzı valflerden daha güvenilir dolum valflerine geçilmelidir. Dolum seviyesi çok yüksek olduğunda da su boşaltılabilir. Bu durumda, haznedeki güçlü hava akışı su yüzeyinde taşmaya neden olur. Su seviyesi, aşırı su israfını azaltmak için taşma çıkışının altında olması gerekir ve bu seviye düzenli olarak kontrol edilmelidir [14].

6.3.6 Klima Santral Serpantinlerini Bakımlı Tutulması

Serpantinler kirlendikçe, soğutulmuş su sistemi üzerindeki yük, ayar noktası sıcaklıklarını korumaya çalıştıkça artar. Bu kolayca önlenemez bakım sorunu, elektrik kullanımını artırır, buharlaşmalı soğutma işlemine ek maliyetler getirir ve atık su miktarını artırır [14].

6.3.7 Kaliteli Bir Su Yumuşatma Firması Seçilmeli

Su yumuşatma firmasının, su verimliliğini çok iyi değerlendirebilir olması önemlidir. İşleri daha verimli bir şekilde yürütmek, onlardan daha az kimyasal almanız gerektiği anlamına gelir. Şartlandırma suyunu arıtmak ve mümkün olan en yüksek derişiklikte soğutma kulesini korumak için maliyetine göre bir satıcı firma seçilmelidir [14].

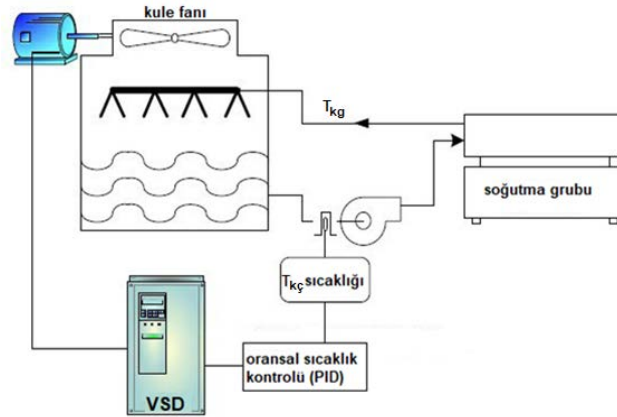
6.4 Kule Fanlarının Kontrolü

ASHRAE (Amerikan Isıtma-Soğutma-Klima Mühendisleri Derneği) Standart 90-1-2013'ün gerektirdiği gibi soğutma kulesi enerji kullanımını optimize etmek için birkaç özel yöntem vardır. Öncelikle, soğutma kulesi fan hızı ayrılan sıvı sıcaklığı veya sıcaklık / yoğuşma basıncı ile orantılı olarak kontrol edilmesi yeteneğine sahip olması gerekir (Şekil 22). Böylece, iki hızlı motorların kullanımı dâhil olmak üzere, kontrol sıralaması veya değişken hızlı tahrik (VSD) teknolojisi ile gerçekleştirilebilir [6].

Geleneksel kontrol sisteminde kule fanları, kule hazne sıcaklığına kontrol etmek üzere iki konumlu bir termostat yardımıyla kontrol edilir. Fan motoru olarak genelde çift devirli motor kullanılır. Fakat otomasyon firmaları bu fanlarda frekans dönüştürücü kullanımını ısrarla tavsiye etmektedirler. Çünkü kule fanlarında oransal bir kontrol sağlanarak su sıcaklığının dolayısıyla kapasitenin sabit kalması sağlanmakta ve fanlarda %50'lere varan enerji tasarrufları ortaya çıkmaktadır. Örnek olarak fan debisini %50'ye düşürmek kule kapasitesini yarıya düşürür. Fakat motor gücü hava hızının küpü ile azaldığından fan motor gücü %12,5'lere düşer ve tasarruf %87,5'lere çıkmış olur. Ayrıca soğutma grubuna gönderilen soğutulmuş suyun sıcaklığı aynı olacağından soğutma grubu performansı da hep aynı kalacaktır. Havanın aşırı sıcak olduğu durumlarda kule motorunun sağladığı ve kule mekaniğinin kaldıracağı maksimum devire frekans dönüştürücü ile çıkılarak yüksek dış ortam sıcaklıklarında bile soğutma grubu performansı neredeyse hiç düşmeden sürdürülür. Kule çıkış suyunun sıcaklığı frekans dönüştürücüye set edilip, set edilen sıcaklığı yakalamak için fan devri devamlı değişken olarak seyrederek ve ciddi tasarruf sağlar [4].

Kontrol Sıralaması: Talebi eşleştirmek için bir veya daha fazla kuleyi kapatmak üzere kontrolleri yeniden yapılandırmak veya kurmak, verimlilik tasarrufu sağlamak için kanıtlanmış bir stratejidir.

Çok hücreli soğutma kuleleri için, tüm fanlar aynı fan hızında aynı anda çalıştırılmalı ve en düşük enerji kullanımı için evaporatif soğutma işleminde kullanılan ısı transfer yüzey alanı maksimize edilmelidir (Şekil 23). Bu adım kontrolü sağlayan geleneksel fan motoru (aç/kapat) tarzına karşılık gelir. Örneğin, dört fandan biri kapatıldığında sistem kapasitesi %25 düşer, tasarruf %25 olur. Ancak bu dört fanın hızı %75'e düşürüldüğünde toplam enerji tasarrufu %44 olmaktadır. Soğutma kulesi fanları üzerinde yapılan bir çalışma sonuçları Tablo 9'da gösterilmiş olup VSD kullanılan fanların enerji tüketimi, sabit hızda sürekli çalışma rejimine göre %12,2'ye düşmüştür [14].



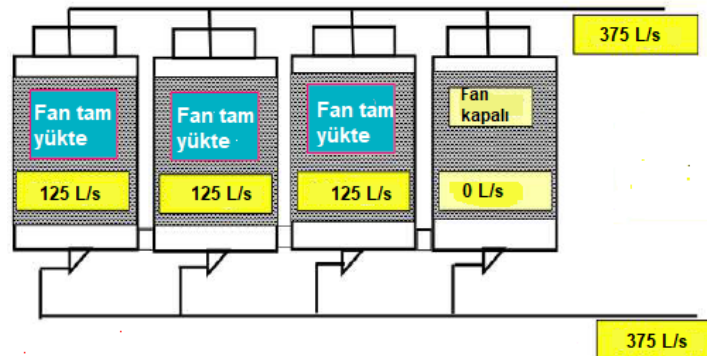
Şekil 22. Kule fanının kararlı su çıkış sıcaklığı ($T_{kç}$) için oransal kontrolü

Potansiyel enerji tasarruflarını göstermek için değişken hızlı fan sürücüleri olan ve olmayan dört hücreli bir soğutma kulesi örneğine bakalım. Tüm hücreler üzerinde tam su akışı ile fanları tam hızda iki hücrede çalıştırarak diğer iki hücrede bulunan vantilatörler, dört hücrede fanı yaklaşık %56 oranında fan hızında çalıştırırken kuleden çıkan aynı çıkış suyu sıcaklığını üretmektedir. Bununla birlikte, tüm fanları aynı anda düşük hızda çalıştırarak fan enerjisi, fan yasaları sayesinde adım kontrolüne kıyasla %60'tan daha fazla azalır. Önemli enerji tasarruflarına ek olarak, bu kontrol dizisinin aşağıdakiler de dâhil olmak üzere başka faydaları vardır:

- Önemli ölçüde geliştirilmiş kondenser su sıcaklığı kontrolü;
- Daha düşük ortalama fan hızı ve azaltılmış başlatma ve duruşlar sayesinde fan sistemi bakımı en aza indirgenir;
- Soğutma kulesi, yumuşak fan yol verme sistemi ile başladığında ve durduğunda daha düşük ortalama fan hızı nedeniyle daha düşük bir ses seviyesine sahip olur,
- Tüm fan motorlarına gecikme kalkış düzenlemesine gerek kalmaksızın uygulanabilir.

Tablo 9. Soğutma kulesi fanlarında çeşitli kontrol yöntemlerinde enerji kullanımı [14]

Operasyon Durumu	Çalışma saati	Ortalama kW kullanımı	Pervane fan enerji tük.	Radyal fan enerji tük.
Tam kapasitede sürekli çalışma	1202.2	P=16.2 B=32.4	19475.6	38951.2 (%100)
Tek hızlı fanın aralıklı çalıştırılması	P=765.3* B=852.7	P=16.2 B=32.4	12397.3	27627.5 (%71)
İki hızlı fanın aralıklı çalıştırılması	P=1132* B=1146	P=4.3 B=8.55	4867.6	9798.3 (%25)
Sabit hızda değişken kontrollere	1202.2	P=2.72 B=5.44	3270	6540 (%16,7)
Değişken hızlı kontrol	1202.2	P=1.99 B=3.98	2392.4	4784.8 (%12,2)



Şekil 23. Dört hücreli kule fanlarından biri kapatıldığında kapasite %75'e düşer [15]

Soğutma kulesi fanı enerjisini azaltmak için bir başka etkili teknik, soğutma kulesi içindeki ısı transfer yüzeyinin miktarını arttırmak ve böylece gerekli hava akışını ve kule ile ilişkili hava basıncı kaybını azaltmaktır. Bu, aynı termal görev için gerekli olan fan motoru boyutunu azaltır. %25 ila %50 arasındaki motor büyüklüğü azaltmaları çoğu projede ekonomik olarak pratiktir [16].

6.5 Kule Pompalarının Kontrolü

Soğutma grubu ile kule fanı arasındaki su dolaşımını sağlamak için kullanılırlar. Soğutma gruplarının kapasitesine göre otomasyon sistemi tarafından devreye alınıp çıkarılırlar. Soğutma gruplarının toplam kapasitesine göre pompa sayısına bağlı olarak kapasiteye karşılık gelen pompa sayısı kadar pompa devreye alınarak, reel kapasitenin gerektirdiği kadar su kuleye basılır. Pompalar rotasyonlu çalıştırılarak eş yaşlanmaları geciktirilir.

6.6 Üç yollu Vana İle Debi Kontrolü

Üç yollu su çevirme valfleri soğutma kulesine gönderilecek su miktarını otomatik olarak kontrol eder. Bir termostat, kondensere giden suyun sıcaklığı hisseder. Kuleden ayrılan suyun sıcaklığının azalması ile valf, suyun kule baypas hattına geçmesine müsaade eder. Baypas edilen su, pompanın ana emiş hattına veya direkt olarak kule su haznesine akar. Soğutulmamış su, soğuk su ile karışarak kuleden kondensere giden suyun sıcaklığını artırır [17].

6.7 Düzenli Bakım ve Optimizasyon

Soğutma kulesi sistemlerinin uygun bakımı ve optimizasyonu, sistemlerin ömrünü uzatabilir [9]. Soğutma suyu sistemi ve su arıtma sistemleri aylık olarak kontrol edilmeli ve en az altı ayda bir temizlenmelidir. Her ay drenaj sistemi de denetlenmeli, çalıştırılmalı ve yıkanmalıdır.

Bakım şunları içermelidir:

- Yapılması Gereken Denetimler
 - Contalar, pompalar, kule kılıfları, hava girişleri veya egzoz boruları gibi herhangi bir hasar veya sızıntı için
 - Şamandıra ve vana optimum performans sağlamak ve gerekirse ayarlamak için uygun çalışıyor mu?
 - Damla tutucular optimum hava sirkülasyonunu sağlıyor mu ve iyi çalışır durumda mıdır?
 - Kuledeki ortamları doldurmak optimum su soğutması için iyi durumda mıdır?
 - Su dağıtım besleme sistemi temiz midir ve soğutma sistemi boyunca eşit ve tutarlı bir akış sağlıyor mu?
- Servis ve Temizlik
 - Gereksiz blöfleri azaltmak ve gerekirse yeniden kalibre etmek için iletkenlik probunu,
 - Kirlenmeyi önlemek için boşaltma hattını,
 - Üretici şartnamelerine göre kule ve dolgu malzemesini temizleyin.

6.8 Ölçme ve İzleme

Bu ölçümleri yapmak verimli bir işletme için gereklidir:

- Akım ölçüm cihazlarını hem giriş (giriş) hem de üfleme (çıkış) hatlarına monte edin ve normal tüketim alışkanlıklarının oluşturulmasını ve anormalliklerin hızlı bir şekilde tanımlanmasını (genellikle sistemdeki kayıpların iyi bir göstergesi) sağlamak için haftalık olarak izleyin.
- Besleme ve taşma hatlarına bir iletkenlik probu takın ve iki haftada bir izleyin.
- İzleme sayesinde anormal çalışma koşulları yakalanırsa, uygun prosedürlerin ve eylemlerin gerçekleştirildiğinden emin olun.
- Anormal durumlar için sürekli izleme ve uyarı sistemleri sağlamak için ölçüm sistemlerini Bina Yönetim Sistemine (BMS) bağlayın.
- Sayaçları okurken herhangi bir sızıntı veya arıza olup olmadığını kontrol edin.
- Soğutma kulelerinde hangi kimyasalların kullanıldığını ve amaçlarını öğrenin [9].

7. SONUÇLAR VE TARTIŞMA

Bu çalışmada soğutma kulelerinin kuramsal prensipleri açıklanmış, temel bağıntı ve yaklaşımlar tanıtılmıştır. Son yıllarda yaygın olarak kullanılmaya başlayan dolgu eklentili kapalı çevrim bir soğutma kulesi tasarımı yapılmıştır. Uygulamada bu tür hesaplamaların elle yapılması çok zaman alıcı ve yorucu bir çalışmadır. Ancak bu konuda hazırlanan yazılımların, elle yapılan hesaplamalar ile güvenilirliğinin sağlanması gereklidir.

Kapalı çevrim kuleleri tasarlanırken dikkat edilmesi gereken bazı durumlar mevcuttur:

- Kapalı çevrim kulelerin ilk yatırım ve işletme maliyetleri açık kulelere kıyasla daha yüksektir.
- Zorunlu şartlar oluşmadığında kapalı çevrim kuleler tercih edilmemelidir.
- Kapalı çevrim kuleler, aynı iklim koşullarında, açık kuleler ile verim ve etkinlik açısından karşılaştırılmaz.
- Kapalı çevrim kulelerinde soğutulacak süreç akışkanlarının sıcaklık giriş-çıkış kademeleri dolaylı etkileşimden dolayı 5-6 K daha yüksek tutulması gereklidir.

Kapalı çevrim soğutma kulelerinde verimlilik tasarımıyla başlayan, koruyucu bakım ile sürdürülen bir süreçtir. Kapalı tip kulelerde dolgu kullanılması etkinliklerini önemli ölçüde arttırmaktadır. Özellikle tasarımda kulenin kullanılacağı coğrafik bölgenin ağırlıklı yaz mevsim şartları dikkate alınmalı, kısmen yanlış bilgiler içeren eski dış sıcaklık tasarım tabloları dikkate alınmamalı, güncel meteorolojik bilgiler referans alınmalıdır. Tasarımda önemli noktalardan biri de (L/G) sıvı/gaz oranının çok iyi seçilmesidir. L/G oranının kule giriş sıcaklığına bağlı optimum seçimi için literatürde güzel çalışmalar mevcuttur. Yine dolgu malzemesinin seçiminde dolgu sıklığı, etkinlik ve kirlenme hızı gibi faktörler dikkate alınmalıdır. Buharlaştırma, sürüklenme ve sıçrama ile oluşan su kaybını azaltmak için kule alın hızı 3 m/s'nin altında tutulmalı, dolgular, damla tutucular ve giriş panjurları kaliteli ürünlerden seçilmelidir. Şartlandırılmış suyun kontrolü ve yönetimi ayrı bir uzmanlık alanı olup bu konuda çalışan firmalardan profesyonel destek alınmalıdır. Fan ve pompa motorlarında mümkünse IE5 sınıfı, daimî mıknatıslı ultra yüksek verimli motorlar tercih edilmeli, özellikle fanların yönetiminde kule su çıkış sıcaklığına bağlı çalışan değişken hızlı sürücüler (VSD) tercih edilmeli, fan kanatlarının CTP gibi kompozit hafif malzemelerden yapılmış olması hedeflenmelidir.

KAYNAKLAR

- [1] ASHRAE 2008 HVAC "Systems and Equipment Handbook", Chapter 39 Cooling Towers.
- [2] BAKER, D. R., and SHRYOCK, H. A., A Comprehensive Approach to the Analysis of Cooling Tower Performance, ASME Transactions, Journal of Heat Transfer, August 1961, p. 339.
- [3] SOYLEMEZ M. S. On the optimum performance of forced draft counter flow cooling towers. Energy Conservation and Management, 2004; 45: 2335-41
- [4] GENCELİ O.F. ,Isı Değiştiricileri Birsen Yayın Evi 2005
- [5] KRÖGER D. G., "Air Cooled Heat Exchanger and Cooling Towers, Thermal Flow Performance and Design", PennWell Corporation, 1421 South Sheridan Road/P. O. Box 1260 Tulsa, Oklahoma 74101, 2004.
- [6] SINGH, Kripal Lahhi, Thermal Analysis and Design of Cooling Towers, <http://web.iitd.ac.in/~pmvs/courses/mel709/mel709-41.ppt> (14.10.2010 tarihinde erişildi).
- [7] Soğutma Kuleleri Kataloğu, Konuk Isı Makine Sanayi ve Ticaret Ltd. Şti. 2018.
- [8] <http://www.em-ea.org/guide%20books/book-3/chapter%203.7%20cooling%20tower.pdf> (09.11.2018 tarihinde erişildi)
- [9] <https://www.ecoefficiencygroup.com.au/wp-content/uploads/2017/11/00976-F9-Cooling-tower.pdf> (5.11.2018 tarihinde erişildi)
- [10] KEISTER T., "Cooling Water Management Basic Principles and Technology", ProChemTech International, Inc., 2001.
- [11] MORRISON F., "Saving Energy With Cooling Towers" Ashrae Journal, February 2014.
- [12] AULL R., "Cooling Tower Fills to Optimize CT Performance", NTPC IPS (Indian Power Stations) 2013 O&M Conference, February 13-15 New Delhi.



- [13] Maarten van Werkhoven, “Electric Motor Systems: targeting and implementing efficiency improvements” <https://www.slideshare.net/sustenergy/electric-motor-systems-targeting-and-implementing-efficiency-improvements> (11.11.2018 tarihinde erişildi)
- [14] Anonymous, Cooling Tower Energy and its Management, Technical Report, Spx Cooling Technologies, INC., <https://spxcooling.com/library/detail/cooling-tower-energy-and-its-management> (19.11.2018 tarihinde erişildi)
- [15] https://www.hydropoint.com/blog/water_cooling_tower/ (15.10.2018 tarihinde erişildi)
- [16] MARTENS, K., Cooling Tower Fundamentals and Design, CTI Sponsored Educational Program, Cooling Tower 101. January 21, 2014.
- [17] BULGURCU H, İklimlendirme ve Soğutma Sistemlerinde Otomatik Kontrol, 308 sayfa, Doğa Teknik Yayın no:02 İstanbul 2005.

ÖZGEÇMİŞLER

Hüseyin BULGURCU

1962 yılında İzmir Kınık'ta doğmuştur. 1984 yılında Yıldız Üniversitesi Kocaeli Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümünden lisans, 1989 yılında M.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsünden Yüksek Lisans, 1994 yılında aynı Enstitüden Doktora dereceleri almıştır. 1995 yılında Y. Doçent, 2013 yılında Doçent olmuştur. Sırasıyla 1986-1989 yılları arasında Kartal Teknik Lisesinde, 1989-1995 yılları arasında Çankırı Meslek Yüksekokulunda 1995-2012 yılları arasında Balıkesir Meslek Yüksekokulunda 2012-2017 yılları arasında Balıkesir Mühendislik Fakültesinde çalışmıştır. 2017 yılında emekli olmuştur. Konuk Isı firmasının eğitim ve Ar-Ge danışmanıdır.

Murat BAŞARANLAR

1984 yılında Malatya'da doğdu. İlk ve ortaokulu Atatürk İlköğretim Okulu'nda tamamladı. 2001 yılında Malatya Lisesi'nden mezun oldu. 2003'de İnönü Üniversitesi Makine Mühendisliği bölümünde başladığı lisans eğitimini Haziran 2007'de bitirdi. İş hayatına Temmuz 2007'de İsan Doğalgaz Mühendislik firmasında proje mühendisi olarak başladı. 2009 yılında Amerika'da dil eğitimini tamamladıktan sonra 2010 yılında Cenk Endüstri A.Ş., yedi yıl boyunca çeşitli görevlerde çalıştı. 2011 yılında Alman Kaynak Cemiyetinden Uluslararası Kaynak Mühendisliği eğitimini tamamladı. 2017 yılı itibariyle Konuk ISI firmasında Proje Müdürü görevine başladı. 2019 yılı itibariyle Konuk Grup Genel Müdür Yardımcılığı görevini sürdürmektedir.

Necati KOÇYİĞİT

1965 yılında Trabzon Araklı'da doğmuştur. 1988 yılında Marmara Üniversitesi Teknik Eğitim Fakültesi Makine Bölümünden lisans, M.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsünden 1992 yılında Yüksek Lisans ve 2008 yılında Doktora dereceleri almıştır. 2010 yılında Y. Doçent olmuştur. Sırasıyla 1991-1993 yılları arasında Kadırga Teknik ve EML'de, 1994-2006 yılları arasında KTÜ Rize Meslek Yüksekokulunda, 2006-2012 yılları arasında Rize Üniversitesi Rize Meslek Yüksekokulu, 2012-2017 yılları arasında Recep Tayyip Erdoğan Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Enerji Sistemleri Mühendisliğinde çalışmıştır. 2017 yılında emekli olmuştur.