

Su Soğutmalı Endüstriyel Soğutma Grubu Yıllık Performansının Yaş Termometre Sıcaklığı ve Buna Karşılık Gelen Ortalama Kuru Termometre Sıcaklığına Göre İncelenmesi

Önder KAŞKA^{1,*}, Sena YILMAZ¹

¹Osmaniye Korkut Ata Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü, 80000, Osmaniye

YAYIN BİLGİSİ

Tarihçe:

Alınış: Aralık 2018
Kabul: Aralık 2018
Online Yayınlanma: Aralık 2018

Anahtar Kelimeler:

Endüstriyel chiller
Soğutma kulesi
Yoğuşturucu

ÖZET

Bu çalışmada 300 kW soğutma gücüne sahip su soğutmalı bir endüstriyel soğutma grubunun modellenmesi gerçekleştirilmiş ve yıllık ısı performansını incelenmiştir. Soğutma grubu yoğuşturucusu bir gövde-boru ısı değiştiricisi olarak tasarlanmıştır. Yoğuşturucudan atılan ısı ile ısınan suyun soğutulması için açık tip karşıt akışlı soğutma kulesi tasarlanmış ve modellenmiştir. Çalışmada buharlaştırıcı şartlarının değişmediği kabul edilmiştir. Soğutma grubunun performansını etkileyen yoğuşturucu sıcaklığının meteorolojik verilere bağlı olarak yıl boyu değişimi belirlenmiş, kulenin performansı üzerine parametrik çalışmalar yapılmıştır. Kuleye giren suyun sıcaklığı, su debisi, yaş termometre sıcaklığı, kuru termometre sıcaklığı, kule fanı devri, sıvı-gaz oranı gibi parametrelerin soğutma kulesi ve soğutma grubu performansına etkileri incelenmiştir. Soğutma kulesinin yılın 8317 saatlik bölümünde su sıcaklığının 21 °C'nin altında tuttuğu belirlenmiştir. Soğutma grubunun yıllık performansı kule dönüş suyu sıcaklığına bağlı olarak modellenmiş ve hesaplanmıştır. Tasarlanan soğutma grubunun yoğuşma sıcaklığı ve tesir katsayısı 21 °C yoğuşturucu soğutma suyu sıcaklığı için sırasıyla 32°C ve 5,8 olarak hesaplanmıştır.

Annual Performance Evaluation of Water Cooled Industrial Chiller Depending on Wet-Bulb and Corresponding Mean Coincidence Dry-Bulb Temperatures

ARTICLE INFO

History:

Received: December 2018
Accept: December 2018
Available online: December 2018

Keywords:

Industrial chiller
Cooling tower
Condenser

ABSTRACT

In this study, a water-cooled industrial cooling group with 300 kW cooling capacity was modeled and the annual thermal performance was investigated. The chiller condenser is designed as Shell and tube heat exchanger. Open-type counterflow cooling tower is designed and modeled to cool the water heated by the condenser. It has been assumed that the conditions of the evaporator have not changed in the study. The yearly variation of the condenser temperature, which affects the performance of the cooling group depending on the methodology, was determined and parametric studies were carried out on the performance of the unit. The effects of the parameters such as water temperature, water flow, wet bulb temperature, dry bulb temperature, tower fan turnover, liquid-gas ratio etc. on the cooling tower and cooling group performance were investigated. It is determined that cooling tower can produce cooling water under 21 °C for 8317 hour in a year. Annual performance of the chiller unit was modeled and calculated depending on cooling tower water exit temperature. Condensation temperature and coefficient of performance of the chiller group are calculated as 32 °C and 5.8 respectively.

1. Giriş

Soğutma grubu kullanımı endüstri sektörünün hemen hepsi için vazgeçilmez bir proses haline

gelmiştir. Pek çok sektörde mevcut enerji tüketiminin büyük bir kısmının soğutmaya harcanması, araştırmacıları bu sistemlerin

performansının iyileştirilme çalışmalarına yöneltmiştir.

Tzong Shing Lee ve ark. [1] soğutma grubu enerji performansının tahmin edilmesi için ampririk tabanlı model üzerinde çalışmışlardır. Sabit yoğunlaştırıcı şartları ve sabit soğutulmuş su akışı, sabit yoğunlaştırıcı şartları ve değişken soğutulmuş su akışı, değişken yoğunlaştırıcı şartları ve değişken soğutulmuş su akışı olmak üzere üç farklı ünite üzerinde araştırma yapmışlardır. Her bir performans modeli için regresyon parametrelerini en küçük kareler yöntemi kullanarak elde etmişlerdir.

H. Bechtler ve ark. [2] buhar sıkıştırımlı sıvı soğutma sisteminin dinamik sürecini modellemeye yönelik yeni bir yaklaşım geliştirmişlerdir. 650 kW'lık tek vidalı bir sıvı soğutucu performans ölçümü için geliştirdikleri dinamik sinir ağı modelini kullanarak öngörülen ve ölçülen değerleri karşılaştırmışlar ve %70 oranında uyumlu sonuçlar elde etmişlerdir.

Luca Cecchinato ve ark. [3] Su soğutucularının mevsimsel enerji performansını değerlendirmek amacıyla basitleştirilmiş bir yöntem geliştirdiler. Cecchinato ve arkadaşlarına göre, buhar sıkıştırma üniteleriyle çalışan soğutma veya ısıtma ünitelerinin enerji tüketiminin hesaplanması, farklı çalışma koşulları altında tam ve kısmi yükte performanslarının doğru bir şekilde değerlendirilmesi ile gerçekleşmektedir. Geliştirdikleri yöntem ile deneysel veriler karşılaştırıldığında sonuçlar %5 sapma ile %86 oranında tutarlılık göstermiştir.

Waked ve Behnia [4] ıslak soğutma kulelerindeki kütle ve ısı transferini farklı çalışma ve rüzgar koşullarında HAD yardımıyla incelemişlerdir. HAD simülasyonlarında kullanılmak üzere 3 boyutlu ıslak soğutma kulesi örneği hazırlamışlardır. Yaptıkları simülasyonlarda k-ε türbülans modeli kullanmışlardır. Hava akışı için Euler yaklaşımı su akışı için ise Lagrange yaklaşımlarını kullanmışlardır. Waked ve Behnia, belirli bir damlacık hızında, operasyon parametrelerinin ıslak soğutma kulesinin termal performansına etkisini; damlacık çapı, suyun giriş sıcaklığı, nozzle sayısı, suyun akış debisi, nozzle başına parçacık sayısı gibi parametreler yardımıyla bulmuşlardır. İnceledikleri bu parametreler sonucunda rüzgar hızı 7,5 m/s'den fazla olduğu durumlarda ıslak soğutma kulesinin termal performansının arttığını tespit etmişlerdir. Ayrıca damlacık çaplarının da soğutma kulesinin

termal performansını arttırdığı sonucuna varmışlardır.

Su soğutma grupları kullanılan kondenser tipine bağlı olarak hava ve su soğutmalı olarak ikiye ayrılmaktadır. Su soğutmalı gruplar hava soğutmalı gruplara nazaran daha düşük yoğunlaşma sıcaklıklarına sahiptir.

Jameel-Ur-Rehman Khan ve ark. [5] bir soğutma kulesinin risk tabanlı termal performansını fouling model metodu ile incelemişlerdir. Yaptıkları araştırmalar sonucunda buharlaşma yoluyla ısı transferi sırasında soğutma kulelerinin diğer ısı değiştiricisine göre, yaş termometre sıcaklığına kuru termometre sıcaklığına göre daha fazla yaklaştığını tespit etmişlerdir.

Kelly ve Swenson [6] sıçramalı tip dolgu malzemeli soğutma kulesinde ısı transferi ve basınç düşümü üzerine çalışmalar yapmışlardır. Yaptıkları çalışmada su-hava debisinin kule performansı üzerine etkisini ilişkilendirmişlerdir. Bu ilişkiye göre dolgu malzemesi yüksekliğinin, dizilişinin ve su giriş sıcaklığının kulenin karakteristiğine etkileri olduğunu tespit etmişlerdir.

M. Lemouari ve arkadaşları [7] karşı akışlı dikey kesitli dolgu malzemeli soğutma kulesinin termal performansı üzerinde araştırmalar yapmışlardır. Bu çalışmalarında farklı su giriş sıcaklıkları için hava ve suyun debilerinin kule performansını nasıl etkilediklerini incelemişlerdir. 0,42 m yüksekliğinde, zigzag formda yerleştirilmiş 4 galvaniz levha kullanılarak hazırlanmış dolgu malzemesi kullanmışlardır. Dolgu malzemesi kule boyunca hava ve suyun daha fazla temas etmesini sağladığı için kulenin performansında önemli bir etkiye sahip olduğunu tespit etmişlerdir.

Proseste kullanılan soğutma grupları ister hava soğutmalı isterse su soğutmalı olsun soğutucu akışkan buharlaştırıcıda aynı sıcaklık ve basınca sahip olacaktır. Bunun sebebi proses esnasında istenilen soğutma suyu sıcaklığı soğutma grubunun çeşidine değil prosesin çeşidine bağlıdır. Aynı buharlaştırıcı basıncı şartlarında düşük yoğunlaşma sıcaklıklarına sahip su soğutmalı sistemlerde buharlaştırıcı ve yoğunlaştırıcı basınçları arasındaki fark düşük olacağından soğutma grubu kompresörünün de güç tüketimi azalacaktır. Bu çalışmada 300 kW soğutma gücüne sahip su soğutmalı bir endüstriyel soğutma grubunun modellenmesi gerçekleştirilmiş ve yıllık ısı performansını incelenmiştir. Performans

incelenmesi için yaş termometre sıcaklıkları ve bunlara karşılık gelen ortalama çakışık kuru termometre sıcaklıkları kullanılmıştır. Su kulesi performansı açısından yaş termometre sıcaklıkları ve bu sıcaklıklarının gerçekleşme saatleri önemlidir.

2. Materyal ve Yöntem

Bu çalışmada soğutma grubu yoğuşturucusu ve yoğuşturucudan atılan ısı ile ısınan suyun soğutulması amacıyla açık tip karşıt akışlı soğutma kulesi tasarlanmıştır. yoğuşturucu bir gövde-boru ısı değiştiricisi olarak modellenmiştir.

Meteoroloji Genel Müdürlüğünden elde edilen 2011, 2012, 2013, 2014, 2015 yıllarına ait sıcaklık ve bağıl nem değerlerinin ortalaması alınmıştır. EES (Engineering Equation Solver) programı yardımı ile yaş termometre sıcaklıkları bulunmuş ve yaş termometre sıcaklığına denk gelen ortalama kuru termometre sıcaklıkları ve yılda kaç defa tekrarlandığı hesaplanmıştır. Hesaplanan ortalama kuru termometre sıcaklık verileri tablo 1 de belirtilmiştir.

Tablo 1. Yaş Termometre Sıcaklığı İklim Verileri

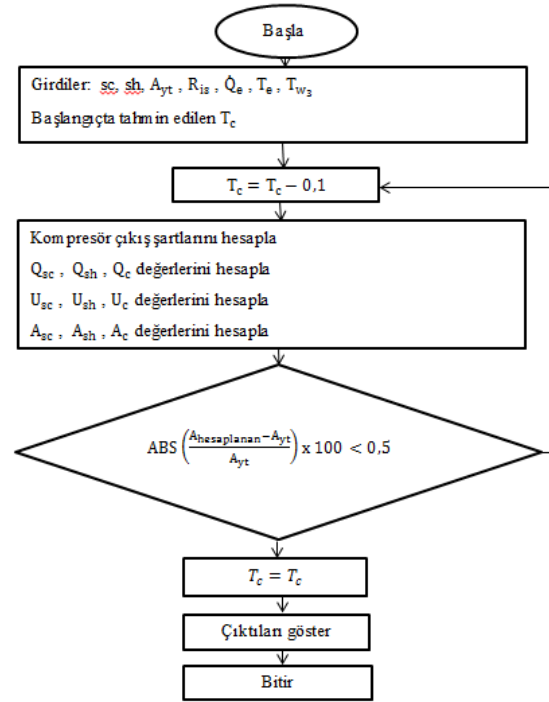
Yaş termometre sıcaklığı (T _{yt})	Çakışık kuru termometre sıcaklığı (T _{kt})	Yıl içindeki saat miktarı
-4	-3,51	23
-3	-2,55	42
-2	-1,51	86
-1	-0,38	165
0	0,68	210
1	1,78	297
2	3,01	367
3	4,28	393
4	5,63	431
5	6,90	394
6	8,27	402
7	9,73	372
8	10,83	320
9	12,41	338
10	13,67	410
11	15,29	419
12	16,71	449
13	18,62	513
14	21,22	560
15	23,47	592
16	26,41	644
17	30,50	529
18	34,21	361
19	37,27	377
20	36,98	71
21	34,48	1

2.1. Kondenser Modellemesi

Soğutma grubunun kapasitesi 300 kW olarak belirlenmiştir. Talep edilen soğutma kapasite ve şartlarının sabit olduğu kabul edilmiştir. Bu nedenle, buharlaştırıcı sıcaklığı ve buharlaştırıcıya

giren suyun giriş ve çıkış sıcaklıkları sırasıyla yıl boyunca 2 °C, 12 °C ve 7°C olarak alınmıştır. Buharlaştırıcı çıkışı toplam kızgınlık değeri 5 K alınmıştır.

Bu kabullerden sonra, ilk adım olarak Batman ili tasarım değerlerine bağlı olarak bir gövde-borulu ısı değiştirici tasarlanmıştır. Kule dönüş suyunun 30 °C olması şartı değerlendirilmiştir. Su akışı borulardan soğutucu akışkan akışı gövdeden olacak şekilde yoğuşturucu tasarlanmıştır. Isı değiştirici şekil 2 de gösterildiği gibi aşırı soğuma, yoğuşma ve kızgın buhar bölgesi olarak üç bölgeye ayrılmış ve her bölge için ısı transfer katsayıları hesaplanmıştır. Yoğuşturucu tasarımı için takip edilen yöntem aşağıda sunulmuştur. Soğutucu akışkan olarak R134a seçilmiştir. Yoğuşturucu çıkışında soğutucu akışkanın aşırı soğuma değeri 3 K olarak alınmıştır.



Şekil 1. Endüstriyel soğutma grubu Modellemesinin Program Akış Şeması

Yoğuşturucuda dolaşan soğutucu akışkan debisi, 300 kW soğutma kapasitesi için buharlaştırıcıda enerji dengesi kullanılarak elde edilmiştir.

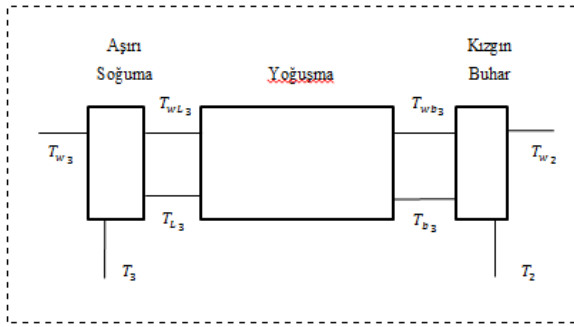
$$\dot{Q}_e = \dot{m}_r (h_1 - h_2) \quad (1)$$

Yoğuşturucu sıcaklığı kule dönüş sıcaklığının 15 °C olacak şekilde belirlenmiştir. Yoğuşma ve buharlaşma sıcaklığı ve soğutma kapasitesi bilindiği için kompresörün çıkış entalpisi

hesaplanabilir. Kompresör izantropik verimi %80 kabul edilmiştir [8].

$$h_2 = \frac{(h_{2s} - h_1)}{\eta_{i\bar{s}}} + h_1 \quad (2)$$

Kabul edilen yoğuşma sıcaklığına bağlı olarak akışkanın yoğuşma basıncı belirlenebilir. Kompresör çıkış şartı olarak entalpi ve basınç gibi iki yeğin özelliğın olması ile kompresör çıkış sıcaklığı hesaplanır.



Şekil 2. Yoğuşma Sıcaklığı Simülasyonu

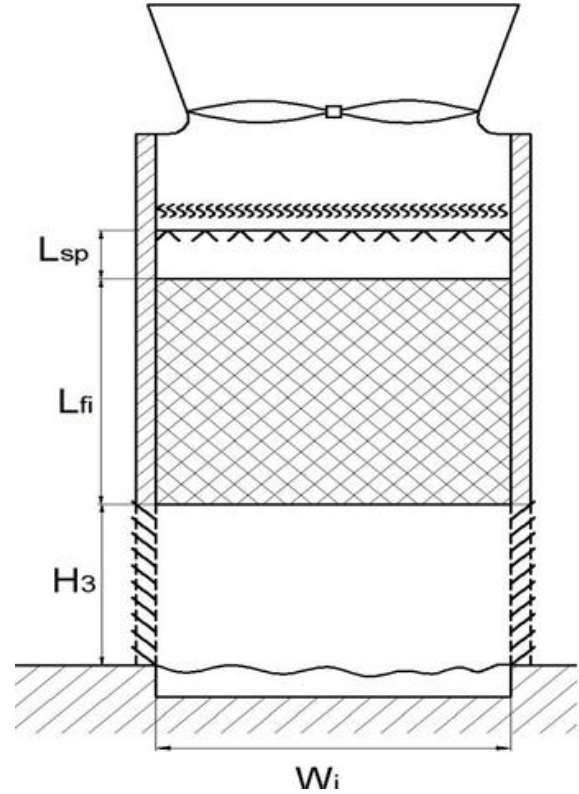
2.2. Soğutma Kulesi Modellemesi

Soğutma kulesi, Johannes Christiaan Kloppers[9]'in 2003 yılında hazırlamış olduğu doktora çalışmasındaki denklemler temel alınarak modelleme yapılmıştır. Bu denklemler sonucunda tasarlanan kule değerleri Kloppers'in tasarım değerleri ile paralellik göstermekte olup tablo 2 de verilmiştir.

Tablo 2. Soğutma Kulesi Tasarım Değerleri

W_i	2,621 m	m_{su}	18 kg/s
H_3	1,319 m	T_6	25,18°C
L_{fi}	1,50 m	m_{hava}	34,96 kg/s
L_{sp}	0,3129 m	T_5	303 K
N_{fan}	647 rpm	L_G	0,5149
T_{yt}	296,8 K	NTU	0,836
T_{hava}	314 K	\dot{Q}	351394 W

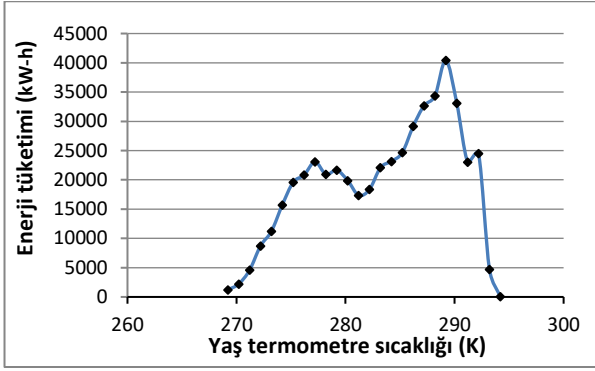
Tablo 2'de W_i kule genişliğini, H_3 kule giriş yüksekliğini, L_{fi} dolgu malzemesi yüksekliğini, L_{sp} püskürtme bölgesi yüksekliğini, ifade etmektedir. Bu tasarım değerlerine göre çizilen soğutma kulesi modeli şekil 3 de verilmiştir.



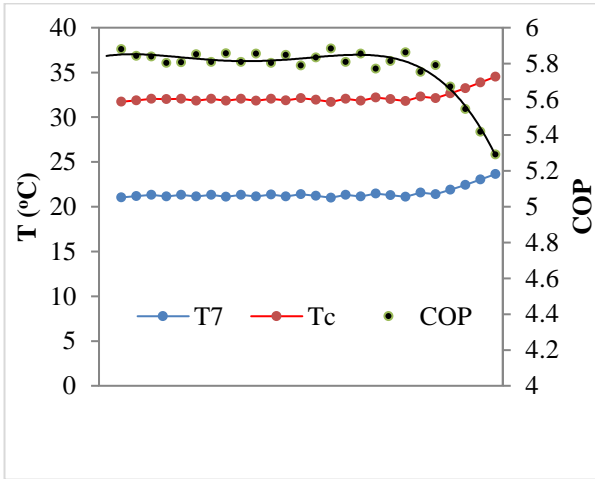
Şekil 3. Soğutma Kulesi Modeli

3. Sonuç ve Tartışma

Tasarlanan ve modellenen su soğutmalı endüstriyel su soğutma ünitesinin Batman ili meteorolojik verilerine bağlı olarak yıllık enerji tüketimini ifade eden tablo 3 ve şekil 4 de belirtilen grafik aşağıda verilmiştir. Aslında bu grafik tablo 3'ün grafiğe aktarılmış halidir. Bu grafik çizilirken Batman iline ait saatlik yaş termometre sıcaklıkları ve buna karşılık gelen çakışık kuru termometre sıcaklıkları 5 yıllık meteoroloji verileri kullanılarak belirlenmiştir. Endüstriyel soğutma grubunun ihtiyaç duyduğu basınç farkını muhafaza etmek için kule dönüş sıcaklığı 21°C'nin altına düşmeyecek şekilde kule fan gücü hesaplanmıştır. Kompresörün çektiği güç kuleden gelen suyun sıcaklığına göre, geliştirilen model ile, elde edilen yoğuşma sıcaklığı ve buharlaştırıcı sıcaklıkları referans alınarak hesaplanmıştır. Kule çıkış suyu sıcaklığının yıl içinde 8317 saat 21°C nin altında kaldığı belirlenmiştir. 21°C lik suyun kondensere girmesiyle 32°C yoğuşma sıcaklığı elde edilmiştir. Endüstriyel soğutma grubu etkinlik katsayısı ve gerçekleşen yoğuşma sıcaklıklarının değişimini veren grafik şekil 5 de verilmiştir.



Şekil 4. Yaş termometre sıcaklığına göre toplam enerji tüketim miktarı



Şekil 5. Yıl boyunca elde edilen kule dönüş suyu sıcaklıkları, yoğuşma sıcaklıkları ve tesir katsayısı değerleri

Tablo 3. Endüstriyel Soğutma Grubu Enerji Tüketim Verileri

Tyt	Tkt	Saat	Qcw	Wk	Wp (kW)	Wf (kW)	Enerji tüketimi (kW-h)
269,2	269,6	23	345,9	51,02	1,1195	0,368	1208
270,2	270,6	42	346,2	51,34	1,1195	0,3677	2219
271,2	271,6	86	346,5	51,68	1,1195	0,4332	4578
272,2	272,8	165	346,8	51,3	1,1195	0,4452	8723
273,2	273,8	210	347,1	51,66	1,1195	0,5325	11196
274,2	274,9	297	347,4	51,26	1,1195	0,532	15715
275,2	276,2	367	347,7	51,64	1,1195	0,6446	19599
276,2	277,4	393	348,1	51,22	1,1195	0,6601	20829
277,2	278,8	431	348,9	51,64	1,1195	0,8064	23087
278,2	280,1	394	349,3	51,24	1,1195	0,8054	20947
279,2	281,4	402	349,6	51,7	1,1195	1,034	21649
280,2	282,9	372	350	51,3	1,1195	1,032	19884
281,2	284	320	350,4	51,82	1,1195	1,348	17372
282,2	285,6	338	350,8	51,42	1,1195	1,81	18370
283,2	286,8	410	351,2	50,98	1,1195	1,807	22102
284,2	288,4	419	351,6	51,64	1,1195	2,507	23157
285,2	289,9	449	352	51,24	1,1195	2,543	24651
286,2	291,8	513	352,5	51,98	1,1195	3,692	29134
287,2	294,4	560	353	51,6	1,1195	5,63	32676

288,2	296,6	592	353,5	51,18	1,1195	5,687	34328
289,2	299,6	644	354	52,15	1,1195	9,514	40433
290,2	303,7	529	354,5	51,8	1,1195	9,688	33119
291,2	307,4	361	355	52,91	1,1195	9,762	23029
292,2	310,4	377	355,6	54,09	1,1195	9,736	24484
293,2	310,1	71	356,2	55,36	1,1195	9,71	4699
294,2	307,6	1	356,9	56,7	1,1195	6,638	64

- Batman ili meteoroloji verilerine göre tasarlanan bir soğutma kulesi ile yılın 8317 saati 21°C sıcaklığın altında sıcaklığa sahip su elde edilebilir.
- Karşıt akışlı soğutma kulesi performansı üzerinde dolgu yüksekliğinin etkisi dolgu genişliğinden fazladır.
- Kuleye hava giriş alanı kulenin soğutma kapasitesinde etkilidir.
- Kulenin değişen hava şartlarında iyi bir fan kontrolü ile kapasitesinin belirlenmesi gerekmektedir.
- Soğutma grubunun etkinlik sayısının yıl boyu 5 seviyesinde olması enerji verimliliği açısından önemli bulunmuştur.
- Soğutma grubu soğutma yükü değişimleri etkinlik katsayısı üzerinde önemli etkiye sahiptir. Tasarlanan bir soğutma grubunda artan soğutma yükleri yoğuşturucu yükünü artırmakta, artan yoğuşturucu yükü, sabit alana sahip yoğuşturucuda yoğuşma sıcaklığını artmasına neden olmaktadır ve netice olarak kompresör güç tüketimi artmaktadır.

Teşekkür

Bu çalışma 2017-PT3-019 no'lu OKÜBAP projesi kapsamında yapılmıştır. Adı geçen kuruma teşekkür ederiz.

Terimler Listesi

Harfler

- A :Alan (m²)
 \dot{Q} :Isı transfer hızı (kW)
 U :Toplam ısı transfer katsayısı (kW/m²-°C)
 W :Güç (kW)
 p :Pompa
 f :Fan
 m :Kütleli debi
 h :Özgül Entalpi (kJ/kg)
 T :Sıcaklık (K yada °C)

İndisler

- e :Evaporator (buharlaştırıcı)
 c :Kondenser (yoğuşturucu)
 kt :Kuru termometre
 sc :Aşırı soğutma

Sh :Kızgınlık derecesi
W :Su
Yt :Yaş termometre

Kaynakça

- [1] Lee T.S., Lu W.C., An evaluation of empirically-based models for predicting energy performance of vapor-compression water chillers, Applied energy, 87, 3486-3493, 2010.
- [2] Bechtler, H., Browne, M.N., Bansal, P.K., Kecman, V., New approach to dynamic modeling of vapour-compression liquid chillers: artificial neural networks, Applied thermal engineering, 21, 941-953, 2001.
- [3] Cecchinato, L., Chiarello, M., Corradi, M., A simplified method to evaluate the seasonal energy performance of water chillers, International journal of thermal sciences, 49, 1776-1786, 2010.
- [4] Rafat A, Masud B., Enhancing performance of wet cooling towers, in Energy Conversion and Management, Sydney, Australia, 2007
- [5] Khan, J. R., Qureshi B. A., Zubair S. M., A comprehensive design and performance evaluation study of counter flow wet cooling towers, International Journal of Refrigeration, 27, 914–923, 2004.
- [6] Kelly, N.W., Swenson, L.K., Comparative performance of cooling tower packing arrangements, Chemical Engineering Progress 52, 263–268, 1956.
- [7] Lemouari, M., Boumaza, M., Mujtaba, I. M., Thermal performances investigation of a wet cooling tower, Applied Thermal Engineering 27, 902–909.
- [8] Fu, L., Ding, G., Su, Z., Zhao, G., Steady-state simulation of screw liquid chillers, Applied thermal engineering, 22, 1731-1748, 2002.
- [9] Kloppers, J. C., A Critical evaluation and refinement of the performance prediction of wet-cooling towers, Department of mechanical engineering university of Stellenbosch, Phd, 360, 2003.