

İklimlendirmede Kullanılan Soğutkanlar Arasında Bir Karşılaştırma

A Comparison Between Refrigerants Used In Air Conditioning

Yrd. Doç. Dr. Derya Özkan,

Yrd. Doç. Dr. Özden Agra,

Yrd. Doç. Dr. Özlem Çetin

Özet

Ozon tabakasındaki tahrifatın artışı, canlılar üzerinde zararlı etkileri olmaktadır. Yapılan araştırmalar, iklimlendirme sistemlerinde kullanılan soğutucu akışkanların ozon tabakasının yıpranmasında büyük bir etkisi olduğunu göstermektedir. Bu nedenle, alternatif soğutucu akışkan arayışları ve soğutucu akışkanlar üzerinde yapılan araştırmalar günümüzde devam etmektedir. Bu çalışmada, buhar sıkıştırılmış soğutma çevrimlerinde kullanılan R600a, R134a, R290, R1270, R32, R22 ve R502a gibi soğutucu akışkanların performansları incelenmiştir. Ideal buhar sıkıştırılmış soğutma çevriminde ve bu çevrime aşırı soğutma ve aşırı kızdırma ilave edilerek oluşturulmuş ikinci bir çevrim üzerinde analizler gerçekleştirilmiştir. 2 kW'lık bir soğutma yükü için buharlaşma sıcaklığı -40 °C ile -10°C arasında değişirken, yoğunlaşma sıcaklığı $T_{cond}=40$ °C'de sabit olarak alınmıştır. Çalışmanın devamında, yukarıda belirtilen soğutucu akışkanların farklı buharlaşma sıcaklıklarındaki soğutma performansları ile kompresör güçlerindeki değişimler irdelenmiştir.

Abstract

It's clearly known that growing dimensions of the hole on ozone layer has very important damages and effects on living creatures today. Investigations show that refrigerants that commonly used in air conditioning have great impacts on damage of ozone layer. For this reason, researches on alternative refrigerants to be used for air conditioning are still continuing. In this study, performance of different refrigerants cycles and heat pumps was investigated. Analyses was created by adding subcool and superheat regions on the first one. While evaporation temperature is changing between -40 °C and -10 °C, condensation temperature $T_{cond}=40$ °C is constant for 2,2 kW of cooling load. Also a comparison between refrigeration performance and variation on compressor power was carried out at different evaporation temperatures of different refrigerant.

1. Giriş

19.yüzeyin ikinci yılında gelişmeye başlayan soğutma sistemlerinde, soğutucu akışkan olarak karbondioksit, hava, su ve amonyak gibi doğal maddeler kullanılmıştır. Sonraki yüzyılda, bunların bazlarının yerine kloroflorokarbonlar (CFC'ler) ile hidrokloroflorokarbonlar (HCFC'ler) gündeme gelmiş ve yoğun bir kullanım alanı bulmuştur [1]. Ancak bu elemanların atmosfere dağılmaları nedeniyle, atmosferde yıprama ve sera etkisi gibi ciddi çevre sorunlar ortaya çıkmıştır. Özellikle, canlı varlıklar zararlı güneş ışınlarından koruyan ozon tabakası, soğutucu akışkanların yapısından ayrılan klor atomlarının zayıf ozon molekülünü parçalaması nedeniyle yıpranmaktadır [4]. Ozon tabakasının tahrifatı dünya genelinde önem kazanmış ve ülkeleri ozon tabakasının korunması yönünde bir araya getirmiştir. 1987 yılında 43 ülkenin imza koyduğu Montreal Protokolü ile içerisinde R12'nin de bulunduğu CFC'lerin üretimi ve kullanımına kademeli olarak kısıtlamalar getirilmiştir. Protokolü imzalamış olan ülkelerin yanında, diğer ülkeler bu soğutucu akışkanların ithal, ihrac ve üretimi hakkında yasal düzenlemeler oluşturmuşlardır. Tıp yetkilileri tarafından, ozon tabakasındaki delin genilemesi nedeniyle birkaç klinik hastalığa yakalananların sayısında artış görüldüğü vurgulanmıştır. Çevre ve insan yönünden son derecede önemli olan bu konu üzerindeki araştırmaların sonucunda, CFC grubu soğutucu akışkanların ozon tabakasının yıpranması üzerinde önemli bir potansiyele sahip olduğu anlaşılmıştır. Bu zararlı soğutucu akışkanların yerine kullanılmak üzere, birçok alternatif soğutucu akışkan bulunmuş olup bu konudaki araştırmalar devam etmektedir. HFC'ler yerine kullanılabilen soğutucu akışkanlar R134a, R404a, R407a, R22, hidrokarbonlardır propan ve bütan ile amonyaktır. Uygun önlemlerin alınmasıyla, kabul edilebilir bir risk düzeyi ile propan araç iklimlendirmesinde de kullanılabilir. ABD ve Avustralya'da, binlerce araç iklimlendirme ci-hazırından bir bölümü, bireysel kuruluşalar tarafından R12'ye alternatif olabilirler.

tarafından propanla çalışacak biçimde dönüştürülmüş bulunmaktadır [5].

Bu çalışmada buhar sıkıştırılmış soğutma çevriminde, R22 soğutucu akışkanı, saf soğutucu akışkanlar olan R134a, R32 ve R152a ile elde edilmesi kolay, çevre dostu doğal soğutucu akışkanlar olan R290, R1270 ve R600a için bir termodinamik analiz gerçekleştirilmiştir. Söz konusu soğutucu akışkanlar için külesel akış debisi, kompresör gücü ve COP değişimleri grafik olarak gösterilmiştir. Yapılan analizlerde 2 kW'lık bir soğutma yükü için buharlaşma sıcaklığı -40 °C ile -10°C arasında değişirken, yoğunlaşma sıcaklığı $T_{cond}=40$ °C sabit olarak alınmıştır. Çalışmanın devamında, değişik soğutucu akışkanların farklı buharlaşma sıcaklıklarında soğutma performansı ile kompresör gücündeki değişim karşılaştırılmıştır.

2. Soğutucu Akışkanlarının Termodynamik Özelliklerinin Karşılaştırılması

İklimlendirme ve soğutma sistemlerini tasarlarken, zararlı etkileri olan soğutucu akışkanlar yerine aynı fiziksel özelliklere sahip, ozon tabakasına zarar vermeyen ya da küresel ısınmaya sebep olmayan soğutucu akışkanlar tercih edilmelidir.

R22'nin düşük ODP'ye (Ozone Depletion Potential) sahip olması sebebiyle kullanımına 2030 yılına kadar izin verilmiştir. Tablo 1'de görüldüğü üzere, küresel ısınma etkisi (GWE), ozon zarar verme potansiyeli ve diğer özellikler dikkate alındığında R134a, R22'nin alternatif bir gaz olabilir. Bununla birlikte R134a'nın küresel ısınma etkisinin yüksek oluşu, bu soğutucu akışkan için alternatif bir gaz bulma gerekliliğini ortaya koymaktadır. Ozon tabakasını çok fazla yıpratmadıkları ve çok düşük sera etkisine sahip oldukları için, R600a, R290 ve R1270 gibi hidrokarbonlar R12, R22 ve R502 için iyi birer alternatifirler. Yüksek düzeydeki alevlenebilme özelliği, bu gazların yaygın kullanımını engellemesine rağmen, ev türü soğutucularda propan-bütan, propan-isobütan karışımı R12'ye alternatif olabilirler.

SOĞUTKANLAR	MOLEKÜL KÜTLESİ (kg / KMol)	DOYMA SICAKLIĞI(°C)	T _c (° C)	P _c (Bar)	TLV (ppm)	LFL (%)	DEPLETİON COMPLİANCE(Mt/Kg)	ODP	GWP (100 Yıl)	ATMOSFERİK ÖMFİ (YIL)
R600a	58,112	-11,670	134,67	36,4	800	1,8	49,4	0	<20	-
R134a	102,03	-26,074	101,06	40,593	1000	0	4,2	0	1300	14,6
R290	44,096	-42,090	96,675	42,471	2500	2,3	50,3	0	<20	-
R1270	47,080	-47,690	92,420	46,646	375	2	-	0	2	-
R32	52,021	-51,651	78,105	57,820	1000	13,3	9,4	0	650	5,6
R22	80,468	-40,810	96,145	49,900	1000	0	2,2	0,04	1500	12,1
R152a	66,051	-24,023	113,76	45,168	1000	3,1	17,4	0	140	1,5

Tablo 1. Soğutkanların termodinamik özellikleri.

TLV=treshold limit value =eşik sınır değeri
 ODP=ozon depletion potential=ozon yıpratma potansiyeli
 ppm=parts per million
 GWE=global warming effect= küresel ısınma etkisi
 LFL=lower flammable limit=alt alevlenme sınırı

3. Teorik Analiz

Bu çalışmada -30 °C buharlaşma ve 40°C yoğunma sıcaklığı sabit alınarak, buhar sıkıştırılmış soğutma çevriminde R22, R134a, R32, R152a, R290, R1270 ve R600a soğutucu akışkanlarının soğutma performansları karşılaştırılmıştır. Bu soğutucu akışkanlarının doymuş ve kızgın buhar özellikleri Refprop 7.0 yazılımından alınmıştır.

Evaporatörün soğutma kapasitesi 2.2 kW sabit alınarak, akışkanların kütlesel akış debileri, kompresör işleri ve kondenser kapasiteleri hesaplanarak COP soğutma performansları elde edilmiştir. Buna göre;

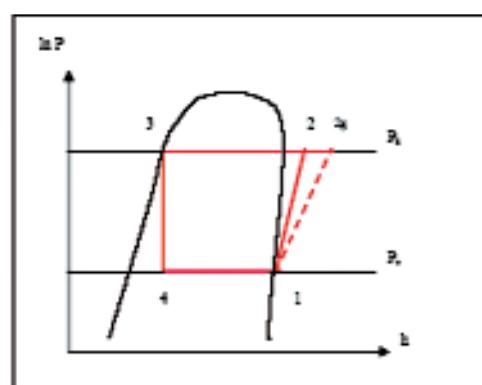
$$Q=2,2 \text{ (kW)}$$

Soğutma çevrimi sırasında devrede dolan soğutucu akışkan kütlesel debisi aşağıdaki gibi hesaplanır;

$$m=Q/(h_1-h_4) \text{ (kg/s)} \quad (1)$$

Kompresör işi izantropik verim %80 alınarak, 2 ve 3 eşitliğinde hesaplanmıştır:
 $0,8 = (h_1-h_2) / (h_1-h_{2g}) \quad (2)$

$$W_{\text{comp}} = m (h_{2g} - h_1) \text{ (kj/s)} \quad (3)$$



Şekil 1. Buhar sıkıştırılmış ideal çevrimin basınç-antalpi(p-h) diyagramı.

Soğutkanın Entalpi kJ/kg	R/S600u	R/S134a	R/S290	R/S1270	R/S32	R/S22 ^R	R/S152a
h_1	315,21	380,32	340,22	348,17	306,27	392,69	485,33
h_2	605,19	492,39	639,23	650,83	603,17	450,38	560,1
h_{2g}	627,68	445,332	663,982	676,192	627,392	461,802	589,98
h_3	297,03	256,41	307,82	305,01	275,61	249,65	271,35
h_4	297,03	256,41	307,82	305,01	275,61	249,65	271,35

Tablo 2. Soğutkanların Entalpi Değerleri.

Kondenser kapasitesi 4 eşitliğine göre hesaplanmıştır

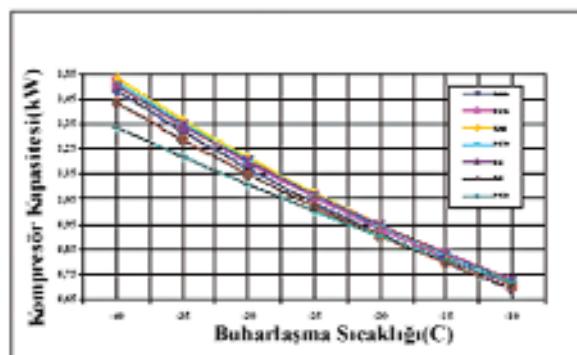
$$Q_k = m(h_{2g} - h_3) \quad (4)$$

Soğutma Performansı COP 5 eşitliğine göre hesaplanır;

$$COP = Q_k / W_{comp}, \quad (5)$$

Soğutucu akışkanların buharlaşma sıcaklıkları $-10/-40^{\circ}\text{C}$ arasında değiştirilerek, kompresör gücündeki değişimler Şekil 2'de karşılaştırılmıştır. Kompresör gücünün artması COP'yi azaltan bir parametredir. Şekil 2'de görüldüğü üzere, soğutucu akışkanların hepsinde buharlaşma sıcaklığının artışı ile kompresör gücü doğrusal olarak azalmaktadır. -20°C 'den daha düşük buharlaşma sıcaklıklarında R290 diğer soğutucu akışkanlara göre daha büyük kompresör gücü gerektirirken, R152a diğer akışkanlardan daha düşük kompresör gücüne gerek göstermektedir. Ayrıca Şekil 2'de, R32'nin -20°C 'den daha yüksek buharlaşma sıcaklıklarında diğer soğutucu akışkanlardan daha büyük kompresör gücüne gerek göstermesine karşılık, R 22'nin daha küçük bir kompresör gücü gerektirdiği görülmektedir.

Şekil 3'de 2.2 kWlık soğutma kapasitesi için, buharlaşma sıcaklıklarının değişmesiyle birlikte kütlesel akış debisindeki değişimler gösterilmiştir. Bütün soğutucu akışkanlarda, buharlaşma sıcaklığındaki artışla, soğutucu akışkanın kütlesel debisinde doğrusal bir azalma görülmektedir. -40°C ve -10°C buharlaşma sıcaklıklarında R134'ün kütlesel debisi en yüksek ve R210'un kütlesel debisi en düşüktür. Sistemde kütlesel



Şekil 2. Soğutkan buharlama sıcaklığı değişiminin kompresör kapasitesi üzerindeki etkisi.

debinin düşük olması, çalışma maliyetlerini azaltmaktadır.

Şekil 4 de, 2.2 kW soğutma kapasitesinde, -30°C buharlaşma ve 40°C yoğunlaşma sıcaklıklarında çalışan bir sistemde soğutma performansındaki (COP) değişimler görülmektedir. Şekle göre, R152a'nın COP'si en yüksek ve R290'in COP'si en düşüktür.

Şekil 5'de R22'nin COP'si %100 kabul edilmiş ve diğer alternatif soğutucu akışkanlarının COP'ları karşılaştırılmıştır. Şekilden R152a'nın performansının R22'den daha iyi olduğu ve diğer alternatif soğutucu akışkan performanslarının R22'den daha kötü performansa sahip oldukları görülmektedir.

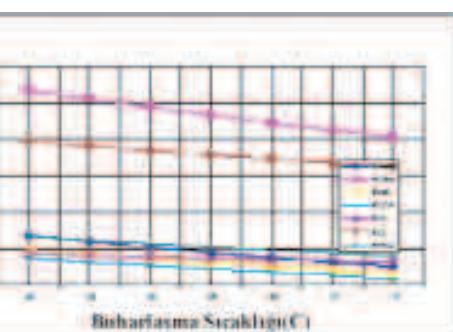
DÜNYA'NIN İLK VE TEK
YANGIN / SPRİNKLER
HATLARI İÇİN ÖZEL
CAM ELYAF TAKVİYELİ BORU
10 YIL SÜRE İLE
3.000.000 EURO SIGORTALI

Şekil 6'da ise karşılaştırılması yapılan soğutucu akışkanları, 40°C yoğunuma ve -40°C/-10 °C buharlaşma sıcaklığındaki soğutma performansları görülmektedir. R600a, R134a, R290, R1270, R32, R22 ve R152a için buharlaşma sıcaklığındaki artışla soğutma performansının da arttığı görülmektedir.

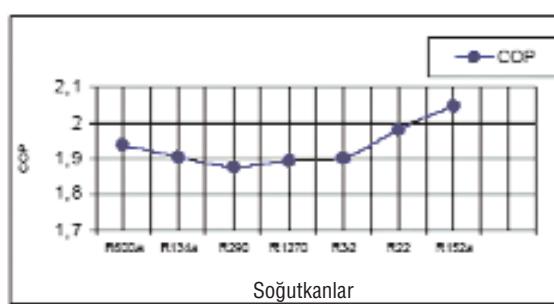
Şekil 6'da, -25°C'nin altındaki buharlaşma sıcaklıklarında R152a'nın COP değerinin diğer akışkanlardan yüksek olduğu ve -25°C/-10°C arasındaki buharlaşma sıcaklıklarında R 600a'nın diğer soğutucu akışkanlardan daha yüksek bir soğutma performansına sahip bulunmasından dolayı, bu sıcaklık aralığında diğer akışkanlara göre tercih edilebileceği söylenebilir. Çalışmanın devamında, kondenserde 7°C aşırı soğutma ve evaporatörde 7°C aşırı kızdırma yapılarak soğutucu akışkanlarının ilk duruma göre COP lerindeki artış analiz edilmiştir.

Kondenserde 7°C aşırı soğutma ve evaportörde 7°C aşırı kızdırma yapılması durumunda evaporatörün çekeceği ısı miktarı 6 no'lu eşitlikten bulunur;

$$Q_{12}=m(h_2-h_6) \quad (6)$$



Şekil 3. 2 kW soğutma kapasitesinde, buharlaşma sıcaklığı değişimiyle kütlesel akış debisindeki değişim.



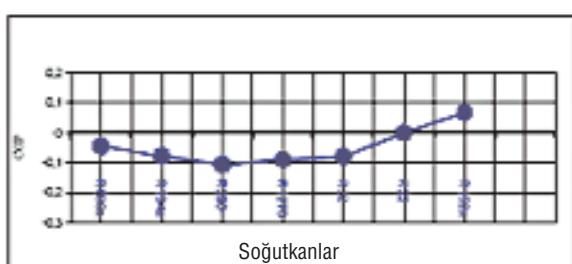
Şekil 4. Bir soğutma çevriminde COP'nin değişimi.

Kondenser kapasitesi 9 eşitliğinden hesaplanmıştır;

$$Q_k=m(h_{3g}-h_5) \quad (9)$$

COP'nin belirlenmesinde 10 eşitliği kullanılmıştır;

$$\text{COP} = Q_{12}/W_{comp} \quad (10)$$



Şekil 5. S22 ile alternatif soğutkanların COP'lerinin karşılaştırılması

Kompresörün izantropik verimini % 80 alarak, aşırı soğutma ve aşırı kızdırma yapılan ikinci çevrimde kompresör işi eşitlik 7 ve 8 den bulunur.

$$0,8 = (h_2-h_3) / (h_2-h_{3g}) \quad (7)$$

$$W_{comp}=m(h_{3g}-h_2) \text{ (kj/s)} \quad (8)$$

Şekil 8, ideal buhar sıkıştırmalı soğutma çevriminde çalışan soğutucu akışkanlarının COP'si ile 7°Clik aşırı soğutma ve aşırı kızdırma yapılan ikinci çevrimdeki soğutucu akışkanların COP'leri arasındaki farkı göstermektedir. Bu şeilden aşırı kızdırma ve aşırı soğutma yapıldığında, soğutucu akışkanlarının soğutma performanslarındaki artış görülmektedir. Buna göre; aşırı soğutma ve kızdırma yapılmasıyla R600a'nın soğutma performansında en yüksek artış ve R152a'nın soğutma performansında en düşük artış olmuştur.



Kullanım Alanları

- Yangın / Sprinkler hatları için

Avantajları

- DIN 4102 –1 normuna göre yangın sınıfı B1'dir.
- Korozya uğramaz.
- Aşınma sorunu yoktur.
- Yüksek ışıya dayanıklıdır.
- Metal deaktivatörlü polipropilenden üretilmiştir.
- Füzyon kaynağı ile kaynak yapılır.
- Çevre dostudur.
- Antipas ve kırmızı yağlı boya kullanılmasına gerek yoktur.

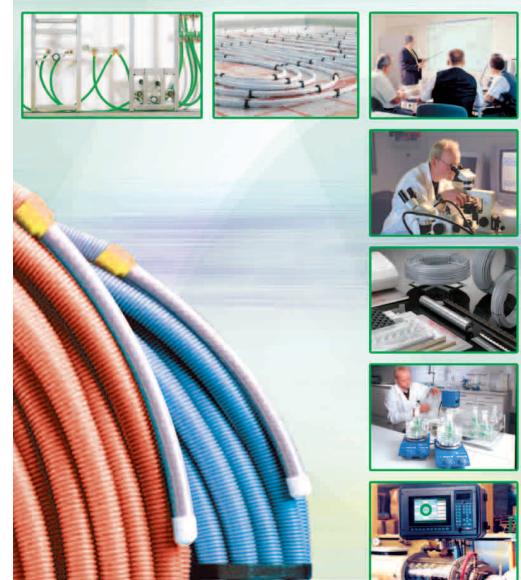


Made in Germany

 aquatherm

aquatherm

**YERDEN ISITMA
BORU SİSTEMLERİ**
10 YIL SÜRE İLE
3.000.000 EURO
SİGORTALI



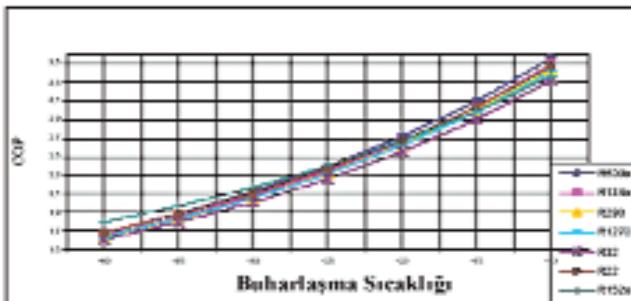
Türkiye Distribütörü : Serik Cad. Havaalanı Karşıtı
No : 411 07300 ANTALYA
Tel.: 0.242. 340 25 75 (Pbx)
Faks : 0.242. 340 25 77
web : <http://www.gelisimteknik.com.tr> • E-mail : info@gelisimteknik.com.tr

Entalpi(kJ/kg)	Soğutkanlar						
	R600a	R134a	R290	R1270	R32	R22	R152a
h_1	515,21	380,32	540,22	548,17	506,27	392,69	485,55
h_2	525,45	385,79	551,03	558,17	513,1	397,78	492,24
h_3	618,27	439,61	653,57	664,49	613,78	457,7	578,49
h_{3t}	641,47,5	453,06,5	679,20,5	691,07	638,95	472,68	600,0525
h_4	297,03	256,41	307,82	305,01	275,61	249,65	271,35
h_5	279,34	246,07	287,71	285,3	261,01	240,45	258,32
h_6	279,34	246,07	287,71	285,3	261,01	240,45	258,32

Tablo 3. Soğutkanların Entalpi değerleri.

3. Sonuçlar

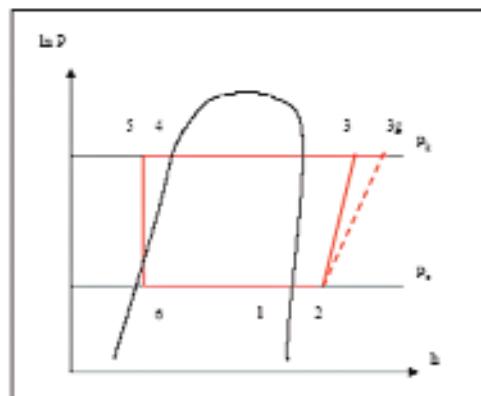
Bu çalışma kapsamında R600a, R134a, R290, R1270, R32, R22 ve R152a soğutucu akışkanlarının termodynamiksel özelliklerini analiz edilmiştir. Günümüzün modern dünyasında ozon tahribatı çok önemlidir. HCF'lere dahil olan R152a'nın ozon tahribat potansiyelinin 0 olduğu görülmektedir. Bu son derecede önemli özelliğine ek olarak, R 152a'nın küresel ısınmaya etkisi R'12'nin %2'si kadardır. R152a ısı pompalarında R12 ve R500'ün alternatifleri olarak kullanılabilir. Bu soğutucu akışkan alevlenebilir olmayacağı, kokusuz ve zehirsizdir. R152a mineral yağlar ile beraber uyumlu bir çalışma göstermektedir.



Şekil 6. Buharlaşma sıcaklığının değişmesiyle soğutkanların COP'lerindeki değişme.

Bu çalışmada kullanılan hidrokarbon esaslı soğutucu akışkanlarının alevlenebilirlik düzeylerinin yüksek oluşu, bunların kullanım alanını sınırlamaktadır. Bu akışkanlar saf olarak kullanılabilcekleri gibi, birbirleriyle karışım halinde de kullanılabilirler.

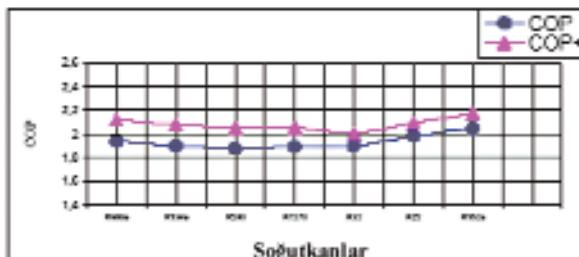
Ev tipi soğutucu sistemlerde propan-bütan ve propan-izobütan karışımı R12'nin alternatifleri olarak ve R12 için kullanılan yağırlarla birlikte kullanılabilir. Hidrokarbonlar arasında propanın ucuz ve kolay elde edilebilir olmasına ek olarak, bu soğutucu akışkanın birim hacim başına soğutma kapasitesi R12'ye göre % 35~50 daha yüksektir. Bu sebeplerle propan R12'nin alternatifleri olarak düşünülebilir. Bu çalışmada 2.2 kW'lık bir soğutma kapasitesi için yoğunlaşma sıcaklığı ($T_c=40^\circ\text{C}$) sabit alınmış, buharlaşma sıcaklığı ise $-40^\circ\text{C}/-10^\circ\text{C}$ arasında değiştirilmiştir. Üzerlerinde çalışılan bu soğutucu akışkanlarda, buharlaşma sıcaklığındaki azalmaya, kütlesel akış miktarı (debi) ve kompresör gücünde artış olmaktadır, bu durumda soğutma performansını COP azaltmaktadır.



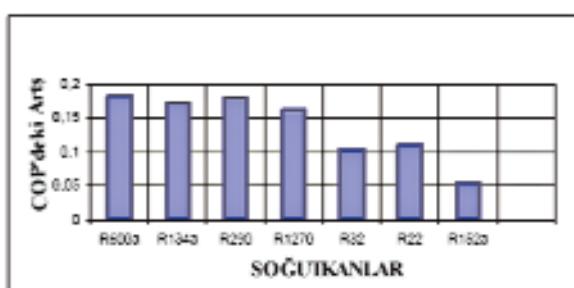
Şekil 7. Alt-soğutma ve kızgınlık işlemleri gerçekleştiren ideal buhar sıkıştırma soğutma çevriminin lnP-h diyagramı.

⁴ COP; coefficient of performance

R152a'nın soğutma performansı COP -25°C buharlaşma sıcaklıklarının altında yüksek olup, bu sıcaklıklarda soğutucu akışkan olarak kullanımı önerilebilirken, -25°C - 10°C aralığında R600'ün soğutma performansı COP daha yüksektir ve bu aralıklarda R600 kullanılması önerilebilir.



Şekil 8. COP ve COP+ arasındaki karşılaştırma.



Şekil 9. Alt-soğutma ve kızgınlık uygulanması durumunda soğutkanların COP'lerindeki artış miktarları.

Bu çalışmada, ideal buhar sıkıştırılmış soğutma çevrimi ile 7°C 'lik aşırı-soğutma ve 7°C 'lik aşırı kızdırma yapıldığında, soğutucu akışkanlara göre soğutma performanslarındaki artışlar arasında bir karşılaştırma yapılmıştır. Hidrokarbon grubuna ait olan soğutucu akışkanlarından R600a, R290 ve R1270'deki soğutma performansı COP artışı yüksektir. Bunu enerji tasarrufu açısından değerlendirirsek, gelecekte alternatif soğutucu akışkanlar olarak bu gazların tercih edilebileceği söylenebilir.

4. Kaynaklar

- [1.] ANZECC 1994. Revised strategy for ozone protection on Australia. Australian and New Zealand Environment and Conservation Council Report No: 30, Commonwealth of Australia April p72.
- [2.] ASHRAE. 1993. 1993 ASHRAE Handbook Fundamentals, American Society of Heating, Refrigerating, and Airconditioning Engineers, Inc. Atlanta.
- [3.] ASHRAE (2001). Designation and Safety Classification of Refrigerants, ANSI/ASHRAE Standard 34-2001"/ASHRAE. Atlanta, GA, USA.
- [4.] Pearson S.F. 2003. New, Naturel and Alternative Refrigerants, Policy/Website/Edinburgh 2003/ webpapers/6cpearson.doc.
- [5.] Onat A., _mal P., _nan T. 2004. Investigation of effects refrigerants on ozon layer and alternative refrigerants, KSU Journal of Science and Engineering 7(1) pp 32 - 38.

Yazar:

Derya Burcu Özkan,

1993 yılında Yıldız Teknik Üniversitesi Makina Mühendislik Fakültesi bölümünden mezun oldu. Yine aynı üniversitede yüksek lisans ve doktorasını tamamladı. İmtes ve Form A.Ş. de çalışıktan sonra, Yıldız Teknik Üniversitesi'nde öğretim görevlisi olarak çalışmıştır. Halen Yıldız Teknik Üniversitesi'nde çalışmaktadır.

wavinAS
SESSİZ BORU®
PİS SU TESİSATI 50 Yıl Garantili
PVC DEĞİLDİR.
ASTOLAN
HAMMADDESİNDEN
ÜRETİLMEKTEDİR.
ÇEVRE DOSTUDUR.

SESSİZ, SAĞLAM,
ÖMÜR BOYU
SORUN ÇIKARMAYAN
PİS SU BORU
SİSTEMİDİR.

Made in Germany **wavinAS**



SÜZGEÇLER, SİFONLAR VE PİS SU ÇEKVALFLERİ

Süzgeçlerden gelen
pis kokuya paydos!

DÜNYA'DA SUSUZ DA ÇALIŞAN PIRIMUS SİSTEMLİ TEK SÜZGEÇ

- Yer Süzgeçleri
- Çatı Süzgeçleri
- Balkon ve Teras Süzgeçleri
- Yağmur Suyu Süzgeçleri
- Bodrum Süzgeçleri
- Duş Sifonları
- Küvet Tromplenleri
- Lavabo ve Pısus Sifonları
- WC Çıkış Boruları



PİS SU ÇEK VALFİ

Kanalizasyon ve
Rögar şışmelerine
bağlı pısus
baskınlarına son...



HL 900 HAVALANDIRMA ŞAPKASI

Pis su tesisatinı ihtiyaç duyduğunda 37 litre / saniye
hava ile besler. HL 900'ün dışarıya hava salmadan,
pis su tesisatin temiz hava ihtiyacını karşılaması
sayesinde tesisat şaftının içine takılması da mümkündür.



KAZAN KAZAN.

Alarko'nun Avrupa normlarına uygun CE belgeli en son teknolojiye sahip kazanları herkese kazandırıyor: Maksimuma çıkarılan verim değeriyle size... Çevre dostu özellikleriyle yeryüzüne... Sıvı veya gaz yakıtlı, çelik veya döküm, üflemeli veya atmosferik brülörlü... Tercihiniz ne olursa olsun; Alarko'yla kazanacaksınız.

Sıvı ve Gaz Yakıtlı 2 Geçişli Üflemeli Brülörlü Çelik Kazan / ACK2



- Türkiye'nin en çok satan sıcak su kazanı
- “★★ enerji performans” işaretine sahip
- 80.000 - 3.000.000 Kcal/h kapasite aralığında 21 model
- %96'ya ulaşan norm kullanma verimi
- TS EN 303'e uygun ve düşük karşı basıncılı

Sıvı ve Gaz Yakıtlı 3 Geçişli Üflemeli Brülörlü Çelik Kazan / ACK3



- Türkiye'nin ilk yerli üretim CE belgeli sıcak su kazanı
- “★★ enerji performans” işaretine sahip
- 80.000 - 1.000.000 Kcal/h kapasite aralığında 15 model
- %96'ya ulaşan norm kullanma verimi
- Düşük NO_x emisyonlarıyla çevre dostu

Gaz Yakıtlı Atmosferik Brülörlü Döküm Kazan Edena 3 ve 4



- 62.000 - 325.000 Kcal/h kapasite aralığında 16 model
- “★★ enerji performans” işaretine sahip
- %92'ye ulaşan verim
- İthal orijinal Fransız Chappée marka
- Atmosferik brülör ile çok sessiz çalışma
- Demonte döküm dilimler sayesinde yerinde montaj imkanı

Sıvı ve Gaz Yakıtlı Üflemeli Brülörlü Döküm Kazan / ADK100, ADK200, ADK300



- 60.000 - 855.000 Kcal/h kapasite aralığında 23 model
- %93'e ulaşan verim
- 3 geçişli esnek döküm tekniğiyle uzun ömür
- Demonte döküm dilimler sayesinde yerinde montaj imkanı



Daha ayrıntılı bilgi için: www.alarko-carrier.com.tr
MÜŞTERİ DANIŞMA HATTI **444 0 128**

ALARKO CARRIER SANAYİ VE TİCARET A.Ş.

İSTANBUL: Gebze Organize Sanayi Bölgesi Şahabettin Bilgiç Cad. 41480 Gebze - KOCAELİ

Tel: (0262) 648 60 00

ANKARA: Serik Simavi Sok. No: 48 06550 Çankaya - ANKARA

Tel: (0312) 440 79 10

İZMİR: Şenit Fethiye Cad. No: 55 Kat: 13 35210 Pasaport - İZMİR

Tel: (0232) 483 25 60

ADANA: Ziyapaşa Bulvarı Çelik Apt. No: 25/5-6 01130 - ADANA

Tel: (0322) 457 62 23

ANTALYA: Metin Kasapoğlu Cad. Küçükkağa Sitesi A Blok No: 1 Daire: 4 07050 - ANTALYA

Tel: (0242) 322 00 29



GERÇEK KAZAN, GERÇEK KONFOR

ALARKO KAZAN

Binalarda Yüksek Performanslı Soğutma* -Sürdürülebilir Bina Merkezi (ZUB)

High Performance Cooling in Buildings -The Center for Sustainable Building (ZUB)

Dietrich Schmidt ve Jan Kaiser

Çeviren: Nejat Demircioğlu TTMD Üyesi

Özet

Çevre dostu ve sürdürülebilir bina geliştirme süreci disiplinlerarası bir işlevdir. Binalarla ilgili farklı disiplinerden insanların yakın bir ekip çalışması ile bütünler bir planlama sürecinde karşılaşılan problemlerin üstesinden gelmesi olanaklı hale gelebilir. ZUB binasının yapımı, düşük enerji talebine sahip sürdürülebilir bir binada teknolojinin ne aşamada olduğunu bir örneğidir. Düşük enerji talebine sahip binaya örnek olarak planlanan 1300 m² civarındaki yeni ofis binası mevcut ve korunmuş olan eski binaya bağlanmış olup üç farklı ana bölümden oluşmaktadır: bir tanesi sergiler ve etkinlikler, bir tanesi bürolar ve diğeri yenilikçi bina teknikleri ile bina hizmetlerine ilişkin değişik türden deneylerin yürütüldüğü deneysel bölüm. Yenilenebilir enerji kaynağı kullanılarak sürdürülebilir soğutma kavramı üzerinde özellikle odaklanılmıştır. İlk iki büyük yıllık yoğun bir gözlemleme döneminde sırasında, bütün binada yaklaşık 1300 noktada veriler kaydedilmiş, başarı kanıtlanmış ve ölçümlere dayanan bir optimalleştirme gerçekleştirilmiştir. Yoğun ölçmelerden elde edilen bulgular ve sonuçlarla, daha sonraki üç yılda elde edilen ölçmeler toplanmıştır. Proje, iyi bir sürdürülebilir binanın başarısını niceliksel olarak kanıtlama yönünde bir olanak ortaya koymaktadır. Bu proje ayrıca, enerji tasarruflu tasarım alanında günümüzdeki olanakları da vurgulamaktadır.

Abstract

The process of developing environmentally friendly and sustainable building structures is an interdisciplinary task. Only with a close teamwork of people from different building related disciplines, it is possible to face the challenge of solving the real life problems involved in an integral planning process. The construction of the ZUB, is an example of what today's state of the art of technology for low energy building, the new Office of about 1300 m² is attached to an existing preserved building and consists of three different main parts: one for exhibitions and events, one for offices, and an experimental part for different kinds of research in innovative building techniques and building services. A special focus was given to the realisation of a sustainable cooling concept, using a renewable energy source: the coolness of the ground underneath the building.

During the first two and a half year long intense monitoring period, about 1300 points of data were recorded in the entire building, the achievements have been proven and optimisations based on the measurements have been made. Results and findings from the intense measurements and from an additional three year long measurement period have also been collected. The Project offers an opportunity to obtain actual prof and quantify the achievements of a good sustainable building. In addition it highlights today's possibilities in the field of energy conservation design.

1. Giriş

Sürdürülebilir bir bina yapılandırma sürecinde karşılaşılan gerçek yaşam sorularına yanıtlar üretmek için binalarla ilgili gerek duyulan bütün bireylerin yer aldığı disiplinlerarası bir ekip çalışması yapılmıştır. Almanya'da Kassel Üniversitesi'nde Sürdürülebilir Bina Merkezi'nin oluşturulmasına ilişkin nedenlerden birisi budur. Buna karşılık, merkezin duvarları arkasında sadece inşaat alanında bina araştırmaları ve bütünler bir planlama sürecinin geliştirilmesi yürütülmemektedir. Daha da ötesinde, bu merkez binalarla ilgili araştırma sonuçlarının pratik inşaat süreçlerine hızlı biçimde uygulanmasını sağlayan bir platform niteliği de taşımaktadır. Bu merkez, araştırma ve geliştirme ile bina ve inşaatla ilgili her türden insana (profesyoneller ve profesyonel olmayanlar) değişik hizmetler sunmaktadır. Ayrıca, çevre üzerinde olası en düşük etkiye sahip olması yanında daha etkili ve daha iyi bina geliştirme düşüncesini aktarmak için ZUB'da halkla ilişkiler etkinlikleri de yer almaktadır. ZUB binası günümüz düşük enerji talepeli ve sürdürülebilir bina teknolojisinin ne olduğuna da bir örnek oluşturmaktadır [1],[2],[3]. Modern ve enerji-etkin ofis binalarında, mimari tasarım, bina gövdesinin yapısı ve bina hizmet ekibi arasında bir etkileşim söz konusudur. Bu etkenler sonucunda elde edilen iç mahal kalitesi üzerinde bütünlüyor bir etki oluşturmak üzere birleşir. Burada sunulan proje sırasında, bu etkileşimler tanımlanmıştır. Yalnızca bütün etkenlerin optimalleştirilmesi yoluyla, minimal bir enerji tüketimi ile konforlu bir iç mahal çevresi elde etmek olanaklıdır.

2. Bina Kavramı

Sürdürülebilir Bina Merkezi, eski kentsel çevrede bulunan Kassel Üniversitesi'nde bulunmaktadır. ZUB binası eski binalar topluluğundaki bir boşluğu doldurmaktadır. Aydınlatma boşluğu olarak



Şekil 1. Almanya-Kassel'deki sürdürülebilir bina merkezi [4].

kullanılan ve giriş ile merdivenleri içeren bir atrium mimarlık Fakültesi tuğla binasını modern beton yapıya bağlayarak eski ile yeniyi bünyesinde birleştirmektedir.

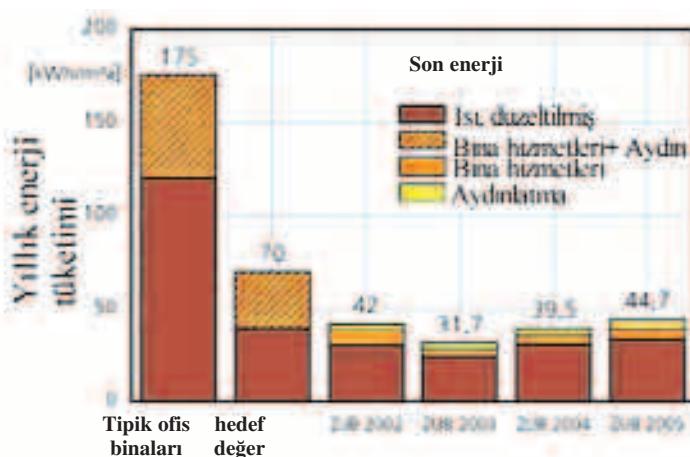
ZUB ofis binası; bir tanesi sergiler ve etkinlikler, bir tanesi bürolar ve diğer yenilikçi bina teknikleri ile bina hizmetlerine ilişkin değişik türden deneylerin yürütüldüğü deneyel bölüm olmak üzere üç temel bölümden oluşmaktadır. Düz çatıda bulunan test ekipmanları için gölgelenmemiş koşullarda bazı mahaller de sağlanmıştır.

2.1. Bina Gövdesinin Yapısı

Yük taşıyan takviyeli beton bina iskeleti aralarında 5.40 m uzaklık olan dikmeleri ve döşeme/tavan yapısı olarak düz beton kalıpları içermektedir. Dış beton duvarların 30 cm polistiren yalıtımla birlikte U-değeri $0.11 \text{ W/m}^2\text{K}$ olup, U-değeri $0.6 \text{ W/m}^2\text{K}$ olan üçüz camlar kullanılmış ve temelde güneye bakan geniş pencere alanı için değeri 0.48 olarak belirlenmiştir. Ahşap cephe yapısının düşük ahşap oranı ile yapılandırılması ısı kayıplarının azaltılmasına yardım etmektedir. Ayrıca bütün bağlantıların ve ayrıntıların dikkatli tasarımı ile ıslık köprüleri en aza indirilmiştir.

Hacim	6882 m^3	Bina bölümü	U-Değeri $\text{W/m}^2\text{K}$
Net döşeme alanı	1348 m^2	Dış duvarlar	0.11
Temel döşeme hacmi	830 m^2	Çatı	0.16
		Pencereler	0.80
Alan/hacim oranı	0.34 m^{-1}	Toprak temaslı duvar/döşeme	0.26
		Ortalama U-değeri	0.32

Tablo 1. Binanın temel değerleri.



Sekil 2. ZUB binasının, Alman programı enBau'daki hedeflerle ve mevcut bir tipik ofis binası ile karşılaştırımlı olarak ısıtma, bina hizmetleri ve aydınlatma için yıllık özgül enerji tüketimi.

Sistem	ZUB (/m ²)	Düşük maliyet (/m ²)	Genel (/m ²)	İleri (/m ²)
İnşaat	768.50	772	979	1284
Servis ekipmanı	300.60	151	268	408
Bina maliyetleri	1069.10	923	1247	1692

Tablo 2. Değişik Alman standartları ile karşılaştırımlı olarak ZUB binasının metrekare döşeme alanı başına bina maliyetleri.

**METAL
DEAKTİVATÖRLÜ
FUSİOLEN®
TESİSAT SİSTEMLERİ
10 YIL SÜRE İLE
3.000.000 EURO
SİGORTALI**

Kullanım Alanları

**İçme suyu, kullanma suyu, ısıtma-soğutma hatları için,
Özellikleri**

16- 250 mm çapları arasında üretilir.

Uzama Katsayısı 0.035 mm/ mK'dır.

260°C füzyon kaynağı ile birleştirilir.

Kaynak yapmadan önce tıraşlamaya gerek yoktur.

DIN normlarına uygundur.

TSE, Hijyen Enstitüsü, DVGW, NSF, GOST

vb sertifikalara sahiptir.

Made in Germany



climatherm
**DÜNYA'NIN İLK
ISITMA / SOĞUTMA
FAN COIL
JEOTERMAL
ÖZEL CET BORUSU
10 YIL SÜRE İLE
3.000.000 EURO
SİGORTALI**

Özellikleri

- 20- 250 mm çapları arasında üretilir.

- FusioLEN PP-R 80'den mamüldür.

- Siyah çelik boruya alternatif olarak kullanılabilir.

- Sürtünme kayıpları çok düşüktür.

- Pompa performansını artttır.

- Kesinlikle korozyona uğramaz.

- Metal deaktivatörlüdür.

- Uzama Katsayısı 0.035 mm/mK'dır.

- Sıcaklık dayanımı -20°C ile 90°C aralığındadır.

- Isı kaybı çok düşüktür.

- (Çelik: 60,00 W/mK, Alüminyum: 200,00 W/mK, Bakır: 380,00 W/mK, climatherm: 0,15 W/mK)

- Servis ömrü uzundur.

- Fiyat olarak ekonomiktir.

- Metal sistemlere göre izolasyon ve işçilik maliyeti daha azdır.



Şekil 3. Takviyeli beton tabakasının doğrudan üzerindeki ısıl yönünden etkinleştirilmiş döşeme betonunda borular.

Isıtma, soğutma ve havalandırma bağlamında birçok doğal ve pasif yollar değerlendirilmiş ve kullanılan bina hizmet ekipmanlarının büyülüüğünü en aza indirme olanağı yaratılmıştır. Sonuçların eş-zamanlı bir bilimsel araştırma programı ile değerlendirilmesi, şekilde görüldüğü gibi, kullanılan kavramların başarısını işaret etmiştir.

Geneldeki bu başarının temel noktaları iyi bir yalıtım standarı ile ısıtma, soğutma ve havalandırma gibi en önemli üç kısım da açıklanmış olan bina hizmetlerinin kullanılmasıdır.

3. Isıl Olarak Etkinleştirilmiş Binalarda Yumuşak Isıtma ve Soğutma

ZUB binasının bütün ofis odaları ile eğitim (ders) salonu, isıl olarak etkinleştirilmiş bina konstrüksiyonuna sahip olup, yüzey ısıtma ve soğutma ekipmanları ile donatılmıştır.

Etkinleştirilmiş bir tavana ek olarak, döşeme betonu üzerinde geleneksel döşemeden ısıtma sistemi yerleştirilmiş olup bu; araştırma amacıyla ve değişik ayarlama stratejilerini test etmek için yapılmıştır. Tavan sistemlerindeki borular 15 cm aralıklıkla, doğrudan en alttaki takviye beton tabakasına yerleştirilmiştir. Her ofis odası tavanda ve döşeme betonunda ayrı olarak ayarlanan ısıtma/soğutma devresi ile donatılmıştır. Isı taşıyıcı olan suyun kütlesel akışının ayarlanmasıyla her oda da kendine özgü enerji talebi ve besleme kontrollü ısıtma ve soğutmasını elde etmek olanaklıdır. Isıtma durumunda, sistemler komşu üniversite binasından sağlanan bölgesel ısıtma suyu ile beslenmektedir. (Bakınız Şekil 1).

Diğer radyatif sistemlerle, ZUB binasında kullanılan isıl olarak etkinleştirilmiş yapı arasındaki en temel farklılık; koşullandırma tesisinin çalışmasındaki eş-zamanlı olmama durumdu. Örneğin; döşeme betonu, isıl yüze göre farklı zamanlarda ‘isıtma’ ve ‘soğutma’ depolama olanağına sahiptir. Isı yönünden etkinleştirilmiş konstrüksyonların temel çıkarıcıları aşağıdaki gibidir [7]:

- Isıl yük, şartlandırma tesisinin daha küçük boyutlandırılmışını sağlayacak biçimde, daha uzun bir süreye yayılır.

- İki ısı yayan yüzey kullanıldığı için koşullandırılan mahalle de daha eş-bağımlı ve konforlu koşullar oluşur.

- Bina, asma tavanlara sahip binalara göre daha düşük boyutlara sahiptir.

- Oda sıcaklığına yakın sıcaklıklı koşullandırma tesislerinin kullanımına olanak sağlar; örneğin ısı pompaları, yoğunluğa kazanlar, güneş kolektörleri ya da ZUB'da kullanıldığı gibi toprak kaynaklı ısı eşanjörleri.

- Soğutma amacıyla gece-havalandırması kullanılabilir.

- Düşük kurulum ve işletme maliyetleri olanaklıdır.

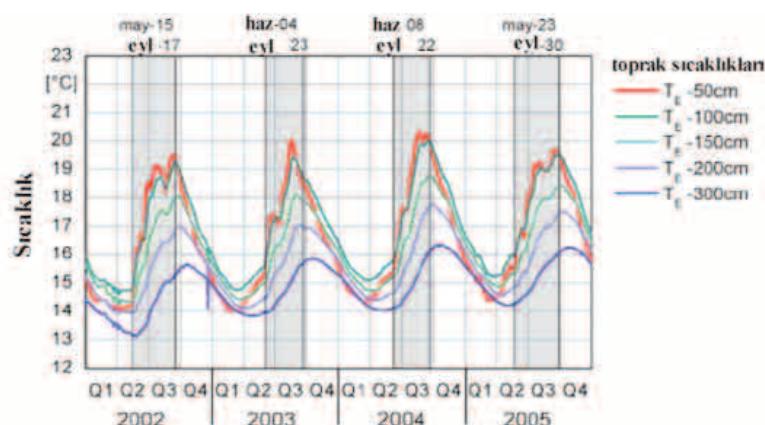
Öte yandan isıl olarak etkinleştirilmiş sistemlerin kullanılması aşağıdakileri gerektirir [7]:

- Merkezi bir santrale sahip binalarda etkin isıl döşeme betonları kullanılır.

- Kat yüksekliklerinin fazla olması durumunda asma tavanların engellerden arındırılmış olmasına dikkat edilmelidir (Odadaki ses düzeneğinde güçlükler yaratan asma tavanlar kullanılmamaz).

- Bu tür radyatif sistemlerin kullanımı son derecede kritiktir. 1 W/m^2 den düşük 0.6 W/m^2 den daha iyi ısı yalıtımlı (Gölgeleme elemanları) bina gövde yalıtımu ile birlikte uygun güneş radyasyon perdelerine gerek vardır. ZUB binası bütün bu şartların nasıl elde edileceğinin güzel bir örneğidir. ZUB binasının güney cephesinde olduğu gibi, büyük bir cam cephe oranı etkili bir güneş gölgeleme elemanı kullanılmaması halinde soğutma yükünde bir artışı da beraberinde getirir. Bu sorun, ZUB binasında dıştan gölgelikler yerleştirilerek çözümlenmiştir. Belirli iç mahal konfor düzeylerine ulaşmak için, yumuşak soğutma sistemi olarak ısı yönünden etkinleştirilmiş konstrüksyonlar da kullanılmaktadır. Bu sistemler için işletim sıcaklıklarısı ısıtmada nispeten düşük (27°C) ve soğutma için nispeten yüksektir (20°C). Bu olgu örneğin binanınlarındaki toprağın soğukluğu gibi yenilenebilir soğutma kaynaklarının kullanılmasına olanak sağlar.

ZUB binasında yer-kaynaklı olarak adlandırılan ısı eşanjörü yerleştirilmiştir.



Şekil 4. ZUB Binasının altında, soğutma sistemi için ısı-çukuru olarak kullanılan toprağın ölçülen sıcaklıkları.

BORU SİSTEMLERİ ÇÖZÜM SUNAR



4. Yer-Kayaklı Isı Eşanjörü

İsitmada düşük ($20\text{--}25^{\circ}\text{C}$) ve soğutma durumunda yüksek ($16\text{--}20^{\circ}\text{C}$) su sıcaklıklarının kullanılması sisteme yenilenebilir enerji kaynaklarının kullanımını olanaklı kılmaktadır. Soğutma koşullarında, örneğin yer-kayaklı ısı eşanjörleri (ZUB'daki durum), zemin yağmur suyu toplayıcıları gibi yenilenebilir enerji kaynaklarının kullanımını da olanaklıdır. Yüksek ısıl atalet nedeniyle ısıl yönden etkinleştirilmiş binalar geceleri bile yüklenemektedir. Etkinleştirilmiş döşeme yapısına benzer biçimde binanın alt kat döşemesinde de borular bulunmaktadır. Toprakla ısıl temas nedeniyle boruların içerisinde akan su soğur ve sirkülasyon yoluyla ofis döşeme ve tavanlarındaki sistemlere verilir. Normalde mekanik soğuk üretimindeki COP'nin 3.5 olmasına karşılık, yapılan ölçümlerle yer-kayaklı ısı eşanjörünün 23 gibi çok yüksek bir COP ile çalıştığı gösterilmiştir. ZUB'da kullanılan sistem geleneksel bir soğutma sisteminden 6.5 kez daha enerji etkin yapıdır. Genel bir Alman ofis binası ofis mahallerinin iklimlendirilmesi (soğutma) için 30 kWh/m^2 civarında birincil enerji kullanır [5]. Bu değere pompalar dahil kullanılan enerji dahil değildir. ZUB

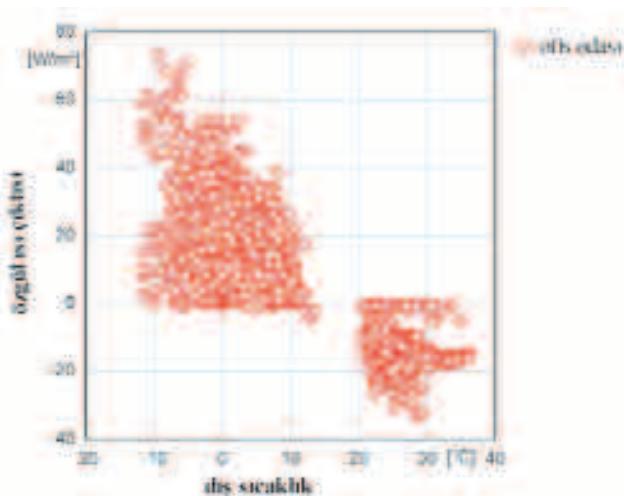
soğutma sağlanmaktadır. Soğutmadaki birincil enerji kullanımı 0.6 kWh/m^2 ye dönüştürülmüştür. Düşük işletim maliyetleriyle kullanılabilcek olan soğutma gücü, gelişigüzel uygulanabilir nitelikte değildir. Bu enerji, topraktaki sıcaklığı ve su akışına (nem) yüksek düzeyde bağlıdır. Çok kuru zeminlerde, birkaç haftalık kullanımdan sonra toprak sıcaklığı yükseldiğinden soğutma potansiyeli azalır ve son derece sınırlı bir soğutma gücünden yararlanılabilir. Yer altında akar su olması durumunda, daha yüksek soğutma güçlerinden yararlanmak ve ofis odalarını daha yoğun biçimde soğutmak olanağıdır. Şekil 4'de gösterildiği gibi, toprak sıcaklığı 2002 soğutma mevsiminden 2004'e kadar ZUB'un 3 m altında 1 K lik hafif bir artış göstermiştir. Daha sonraki soğutma mevsimlerinde bu eğilim durmuş ve dönem içi soğutma işlemlerinden sonra toprak sıcaklığı eski değerine dönmüştür. Soğutma kaynağının yönetimi iş görmüştür.

5. ZUB Ofislerinde ısıl Koşullar

Projenin yürütülmesi sırasında en önemli husus, ısıl yönden etkinleştirilmiş yapıların sınırlı güç çıktıtı ile talebi karşılayıp

karşılamayacağı sorusuna yanıt bulmak olmuştur. Benzeştimler ZUB için sabit ve yaklaşık 8 W/m^2 lik bir soğutma gücünün yeterli olacağını göstermiştir. Aşağıdaki resimde de gösterildiği gibi maksimum ölçümlenen soğutma gücü 40 W/m^2 ve ısıtma gücü 80 W/m^2 dir. Bu değerler literatürde gösterilen aralıklardadır [7]. Bu değerlerle, ölçme dönemi içerisinde ısıl konfor sağlanabilmistiir. Oda sıcaklığının 26°C 'den yüksek olduğu aşırı-sıcak saatler, bu sistemi "yüzeyin yaz mevsimi" olarak nitelenen 2003 yazında, 125 saatte kadar ya

da klasik bir ofis odasının meskun olduğu saatlerin % 4'ü oranında kullanarak azaltılabilmiştir.



Sekil 5. ZUB'daki bir ofis odasında ölçülen özgül ısıtma ve soğutma gücü.

binasında, pompalarda kullanılan yaklaşık 270 kWh elektrik enerjisi de dahil olmak üzere ofislere yılda 5300 kWh so-

PeX-a veya PeX-c KULLANIM ALANLARI



• Evsel Su Tedarik Sistemleri

- Kentsel Su ve Basınçlı Kanalizasyon Hatları
- Otellerde ve Yüksek Yapılardaki Şaftlar
- Sondaj Kuyuları
- Yerden Isıtma Sistemleri

PEXGOL boru 12 mm ile 500 mm çaplar arasında üretilir. 3 tip PEX boru mevcuttur.

- *Peroksit çapraz bağlanmış
- *Işınla (Elektron İşini) çapraz bağlanmış
- *Çok katmanlı Borular

PEXGOL boruları, yerel su tedariki yer altı ve merkezi ısıtma sistemleri, kimyasal ve ağır endüstri uygulamaları için kullanılır. Borular 24 bar 'a kadar olan çalışma basınçları ve 95°C ye kadar olan sıcaklıklar için tasarlanmıştır

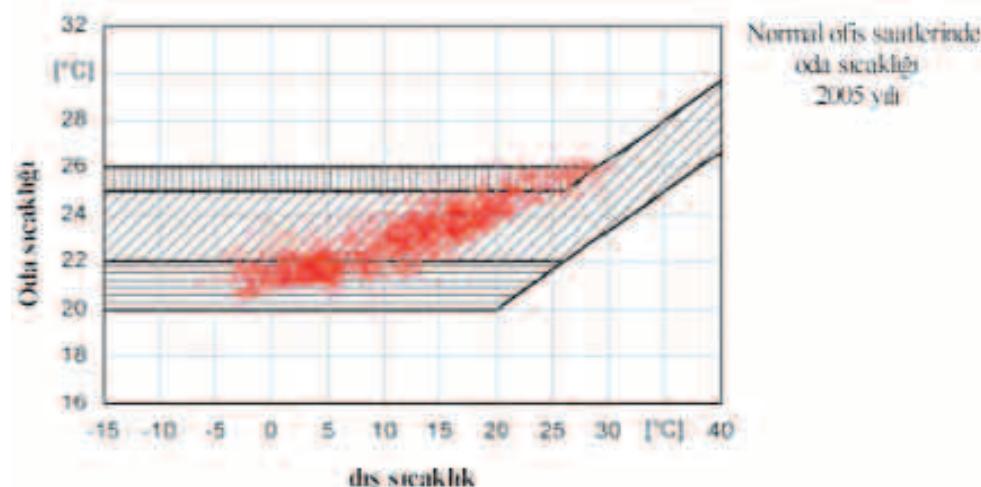


Anketlere dayanan yoğun bir sorgulama, içinde bulunanların binadaki koşullardan son derecede memnun olduğunu ısıtma, soğutma ve havalandırma sistemlerinden kaynaklanan küçük değişimelerin kabul edilebilir düzeyde bulunduğu göstermiştir. Bu, ZUB binasının mükemmel konforuna ilişkin en önemli kanıtı oluşturmaktadır.

6. Sonuçlar

Isıtma ve soğutmada ticari binaların yüksek enerji talebinin enerji verimliliği ve elektrik enerjisinin akılcı kullanımı yoluyla karşılanabileceğinin gerçek kanıtı ZUB binasına ilişkin projedir. İlk iki yıl boyunca uygulanan uzun ve yoğun gözleme süreçleri, bütün meslek becerilerin planlama ve in-

şaat süreçlerinde bütünlendirilmesi durumunda, enerji verimliliği ve iç mahal konforu yönünden örnek oluşturacak evler inşa etmenin olanaklı olduğunu göstermiştir. Yüksek bir yalıtım standarı ve binanın güneşe göre optimalleştirilmiş yerleşim biçimini ile ısıtma ve pasif soğutma yollarının birleştirilmiş Kuzey (Avrupa) iklimlerinde enerji yönünden optimalleştirilmiş binalar üretmenin temel çerçevesini oluşturmaktadır. Özellikle makineler, bilgisayarlar ve insanlardan gelen yükün azaltılabildeği yerlerde yer kaynaklı ısı eşanjörünün kullanımı çok yüksek bir kabul ve yüksek bir enerji verimi göstermiştir. Dışsal gölgeleme elemanlarını ve enerji-tasarruflu ofis ekipmanını kullanarak her zaman iyi bir iç mahal ısıl konforuna ulaşmak olanağıdır.



Sekil 6. 2005 yılında, Alman DIN 1946 kısım 2 standartında verilen konfor aralığında, ZUB ofis odasında ölçülen sıcaklıklar.

Teşekkür

Yazarlar, Alman Federal Ekonomi ve Teknoloji Bakanlıklarının araştırma projesine verdiği finans desteği için teşekkür ederler.

Kaynaklar

- [1.] D. Schmidt. The Centre of Sustainable Building (ZUB)-A Case Study. In: Proceedings of the 3rd International Sustainable Building Conference, Oslo, Norway, September 23-25, 2002.
- [2.] G. Hauser, J. Kaiser, M. Rösler and D. Schmidt. Energetische Optimierung, Vermessung und Dokumentation für das Demonstrationsgebäude des Zentrum für Umweltbewusstes Bauen (in German). Final report of the BMWA research project, University of Kassel, 2004, Kassel, Germany.
- [3.] D. Schmidt, G. Hauser, J. Kaiser. Energy Optimised in Theory and Practice – The Centre for Sustainable Building (ZUB). In: Proceedings to the Healthy Building Conference 2006, June 4-8, 2006, Lisbon, Portugal. Vol. V, pp. 235-239.
- [4.] C. Meyer. Photos of ZUB. Meyer Architekturphotographie, 2001. Cologne.
- [5.] K. Voss, G. Löhert, S. Herkel, A. Wagner and M. Wambsgaß. Bürogebäude der Zukunft. TÜV Verlag GmbH, TÜV Rheinland Group, Cologne, 2005.
- [6.] L. Weber. Energieverbrauch in Bürogebäuden. Zürich, Switzerland, 1999.
- [7.] M. De Carli. New Technologies in Radiant Heating and Cooling, Doctoral Thesis, University of Padova, 2002.
- [8.] K. Voss, G. Löhnert, and A. Wagner. SolarBau:MONITOR : Energieeffizienz und Solarenergienutzung im Nichtwohnungsbau, Information Service Bine, Journal 2000.

Ceviren;
Nejat Demircioğlu

YTÜ Makina Mühendislik Fakültesini bitirdikten sonra aynı üniversitede lisansüstü eğitimin tamamlamış, ABD'de kısa süreli bir Air Conditioning programından sertifika alarak DEU IMYO'da soğutma sistemleri programını yürütmüş ve bu görevden emekli olmuştur.



Şehirde yeni bir akım, CITY MULTI Değişken Debili Klima Sistemi

Mitsubishi Electric teknolojisi ve KlimaPlus A.Ş. uzmanlığı ile tam çözüm



- R410 A gazlı Heat Pump ve Isı Geri Kazanımlı (Heat Recovery) ya da Su Soğutmalı Sistemler
- 4 HP'den 50 HP'ye kadar geniş kapasite aralığı
- Dünyanın ilk ve tek "2 - Borulu" Heat Recovery Sistemi
- Ortalama Isıtma - Soğutma COP'si 4.03 ile yüksek enerji tasarrufu
- Inverter tarihlenmiş dış ünite fan motoru
- 60 Pa yüksek dış statik basınç sayesinde dizayn esnekliği
- Yeni 200 mm yüksekliğindeki ultra ince kanallı gizli tavan tipi iç ünite, %100 taze hava bağlantılı gizli tavan tipi iç ünite ve yeni kompakt döşeme tipi iç ünite modelleri ile toplam 15 değişik iç ünite serisi
- Lossnay Isı Geri Kazanımlı Havalandırma Cihazları ile sağlıklı konforlu ortamlar
- Ek yatırım yapmadan bir tek merkezi kumanda ile internet üzerinden sisteme erişim imkanı
- Gelişmiş Klima Kontrol Sistemi MELANS ile çok yönlü klima yönetim seçenekleri ve Bina Yönetim Sistemine (BMS) bağlantı imkanı
- Ağır kış koşullarında da sorunsuz çalışma.



Mitsubishi Electric Klima Sistemleri
Türkiye Distribütörü

Genel Müdürlüğü

Ege Bölge Müdürlüğü

Akdeniz Bölge Müdürlüğü

KlimaPlus Enerji ve Klima Teknolojileri Pazarlama San. ve Tic. A.Ş.
Ferhatpaşa Mah. G99 Sokak No: 46 Kat: 2 Samandıra-Kartal/İSTANBUL
Tel: (0216) 66 100 66 Faks: (0216) 661 44 47 www.klimaplus.com.tr

Sair Esref Bulvarı No: 96/B-C Alsancak/İZMİR
Tel: (0232) 422 22 27 Faks: (0232) 422 24 35

Burhanettin Onat Cad. Osman Manavoğlu Apt. No: 92 Kat: 3 Daire: 4
ANTALYA Tel: (0242) 312 80 12 - 311 14 06 Faks: (0242) 312 12 83

ATAKO Grubu İştirakçı

Klima PLUS
360° konfor yaşatır

Kasım-Aralık 2007

Bir Klima Santralindeki Soğutma Sisteminin Termodinamik Tasarımı ve Testleri

Thermodynamic Design And Test Of An Air Handling Unit's Cooling System

Prof. Dr. Nuri Yücel

Mak. Yük. Müh. Murat Özer - TTMD Üyesi

Özet

Soğutma kapasitesi 24,9 kW olan ve R 407C gazıyla çalışan bir klima santralinin, soğutma sisteminin termodinamik tasarımı yapılmıştır. Soğutma sisteminde bulunan buharlaştırıcı, kompresör ve yoğunsturucu gibi ünitelerin kapasite hesaplamaları yapılmış ve uygun boru çapları belirlenmiştir. Bu hesaplamalardan sonra, değişik dış hava şartlarının soğutma kapasitesine olan etkisini ve teorik hesabın doğruluğunu görebilmek amacıyla bir deney düzeneği hazırlanmıştır. Hava tarafı soğutma kapasitesi ile akışkan tarafı soğutma kapasiteleri karşılaştırılmıştır. Sonuçlar her iki ölçümün de birbirileşirende ve teorik hesapla uygun olduğunu göstermiştir.

Anahtar Sözcükler: Klima santrali, buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimi, ısı değiştiricisi, gizli ısı, logaritmik sıcaklık farkı.

Abstract

Thermodynamic design of the cooling system of an air handling unit, which is working with R 407 gas and has cooling capacity of 24,9 kW, has done. The capacities of the units in cooling system such as evaporator, compressor and condenser, were calculated and suitable pipe diameters were determined. After that calculation, a test stand prepared to see the effects of various supply air conditions on the cooling capacity and check the theoretical calculations. The cooling capacity from air side measurements and refrigeration side measurements were compared. The results showed that the both measurements are consistent with each other and with the theoretical calculation.

1. Giriş

Klima santrali tasarımda dikkat edilmesi gereken ilk konu mahal şartlarının doğru tespit edilmesidir. Aksi halde, yatırımları maliyetleri yüksek olacaktr veya sistem yetersiz kalacaktır ve istenmeyen şartlar oluşacaktır. Bununla birlikte sistem değişimebilen dış hava şartlarına göre esnek davranışılmalıdır. Yani; havanın serin olduğu günlerde soğutma kapasitesinin tamamı kullanılmamalıdır. Bu nedenle otomatik kontrol cihazlarının önemi çok fazladır. Ancak, yanlış tasarlanmış bir

sisteme otomatik kontrol cihazları da müdahale edemez. Bu çalışmada, soğutma kapasitesi 24,9 kW olan bir klima santralinin soğutma sistemine ait termodinamik tasarımları yapılmıştır. Yapılan tasarım, değişik dış hava şartlarında kontrol edilmiştir. Testlerde kapasiteyi etkileyen unsurlar tespit edilmiş ve bunların nedenleri incelenmiştir. Sonuçlar ise gizli ısının ne kadar önemli olduğunu ortaya çıkarmıştır.

2. Yapılan Kabuller

Klima santralin termodinamik tasarımına mahal şartlarının belirlenmesiyle başlanır. Bunun yanında mahal şartlarından bağımsız olan, soğutucu akışkan, aşırı soğutma ve kızgınlık miktarları gibi özellikler de belirlenmelidir. Aşağıda yapılan kabuller listelenmiştir.

Rakım	: 895 m
Yaz şartları	: Kuru termometre 34, yaş 20 °C
Vantilatör maks. hava debisi:	3.300 m ³ /h
Soğutma kapasitesi	: 24,9 kW
Soğutucu akışkan	: R407 C
Buharlaşma sıcaklığı	: 7 °C
Yoğunlaşma sıcaklığı	: 49 °C
Aşırı soğutma	: 5 °C
Kızgınlık	: 10 °C

Birçok yüksek kapasiteli modern soğutma uygulamalarında, enerji harcamalarını minimum düzeyde tutmak için sistem çift kompresörlü olarak tasarlanır. Bu tasarımda da çift kompresör kullanılmıştır ve izantropik verimi %67,6 alınmıştır. Sistem hava şartlarına bağlı olarak ya tek ya da çift kompresörlü olarak çalışacaktır. Dolayısıyla, kompresör ile buharlaştırıcı arasındaki bağlantidan ve bağlantı elemanlarından ikişer tane kullanılacaktır. Kapasite hesaplamaları soğutma kapasitesinin yarısı dikkate alınarak yapılmıştır.

Soğutma sistemlerinde boru içerisindeki akış çift fazlı olduğu için ve akışın sürekliği sık sık değiştiği için, teorik analiz gerçek değerlerden bir miktar farklı olacaktır. Boru basınç kaybı yerine doyma sıcaklığındaki sıcaklık düşümü alınmıştır ve bu sıcaklık farkının korunmasını sağlayacak boru çapı seçilmiştir. Buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimlerindeki en kritik boru hattı emis hattıdır. Burada yüksek çaplı boru seçimi;

soğutma yağıının boru içersinde birikmesine ve boru maliyetlerinin artmasına neden olur. Çapın küçük seçilmesi; basınç ve sıcaklık kayıplarını, kompresördeki gürültüyü ve kompresörün harcadığı gücü arttırırken soğutma kapasitesini düşürecektr.

3. Kapasite Hesaplamları ve Sistem Tasarımı

Soğutma çevriminin P-h diyagramı Şekil 2'de verilmiştir. Bu diyagralarda yer alan noktaların ne anlama geldikleri ise aşağıda verilmiştir.

1–2: Kompresör giriş–çıkış bölgesi.

2–3: Basma hattı.

2s: İdeal çevirimde kompresör çıkışı,

3": Yoğunlaşma noktası (19,36 bar, 49 °C).

3"4'm: 3" ile 4' noktaları arasındaki orta nokta.

4'–4: Aşırı soğuma bölgesi.

3–4: Yoğunlatıcı giriş–çıkış bölgesi.

4–5: Genleşme valfi giriş–çıkış bölgesi.

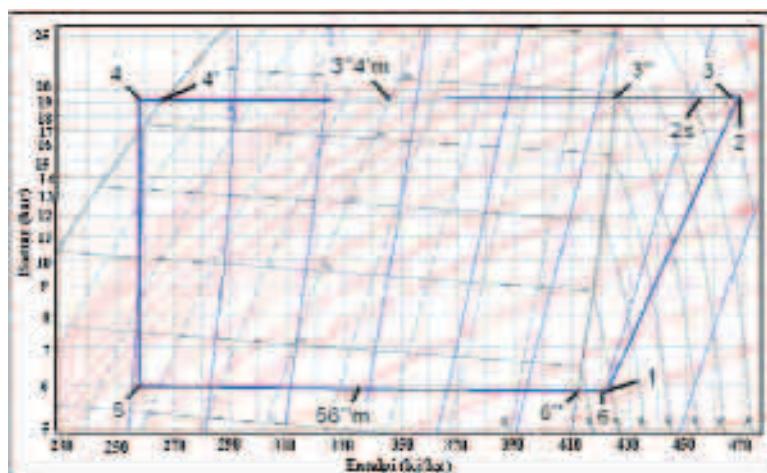
5"m: 5 ile 6" noktaları arasındaki orta nokta.

6": Buharlaşma noktası (5,85 bar, 7 °C).

6"–6: Kızgınlık bölgesi.

5–6: Buharlaştırıcı giriş–çıkış bölgesi.

6–1: Emiş hattı.



Şekil 2. Soğutma sistemi P-h diyagramı.

Şekillerde yer alan noktaların termodinamik değerleri ise Tablo 2'de verilmiştir.

Nokta	P [bar]	T [°C]	v [dm ³ /kg]	h [kJ/kg]	s [kJ/kg.K]
1	5,84	18,10	42,75	422,65	1,8032
2s	19,37	71,07	13,52	453,54	1,8032
2	19,37	83,74	14,58	468,34	1,8454
3	19,36	82,64	14,50	467,09	1,8419
3"	19,36	49,00	11,31	425,33	1,7184
4'	19,17	43,91	0,95	266,35	1,2216
4	19,17	38,91	0,93	258,22	1,1961
5	5,96	31,14	11,08	258,22	1,2096
6"	5,85	7,00	40,09	411,93	1,7655
6	5,85	17,00	42,42	421,58	1,7993

Tablo 2. Çevrimlere ait noktaların termodinamik özellikleri.

Buharlaştırıcı (\dot{Q}_L), yoğunlatıcı (\dot{Q}_H) ve kompresör (\dot{W}_g) kapasiteleri "Eş. (1)" yardımıyla hesaplanabilir.

$$\dot{Q}_{AS} \cdot 100 = 4,97$$

$$\dot{Q}_L$$

Aşırı soğutma, soğutma kapasitesinin %4,97'lik bir kısmını oluşturmaktadır.

$$\dot{Q}_{KIZ} = \dot{m}_{gaz} \cdot (h_6 - h_{6''}) \\ = 0,07621 \cdot (421,58 - 411,93) = 0,7354$$

$$\dot{Q}_{KIZ} \cdot 100 = 5,9$$

$$\dot{Q}_L$$

Kızgınlık ise soğutma kapasitesinin %5,9'luk bir kısmını oluşturmaktadır.

$$COP = \frac{\dot{Q}_L}{\dot{W}_g} = \frac{12,45}{3,48} = 3,577 \text{ bulunur.}$$

$$Q = \dot{m}_{gaz} \cdot \Delta h \quad (1)$$

$$\dot{m}_{gaz} = \frac{\dot{Q}_L}{(h_6 - h_5)} = \frac{12,45}{(421,58 - 258,22)} = 0,07621 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

$$\dot{W}_g = \dot{m}_{gaz} \cdot (h_2 - h_1) \\ = 0,07621 \cdot (468,34 - 422,65) = 3,48 \text{[kW]}$$

$$\dot{Q}_H = \dot{m}_{gaz} \cdot (h_3 - h_4) \text{ veya; } \dot{Q}_H = \dot{Q}_L + \dot{W}_g$$

$$\dot{Q}_H = 0,07621 \cdot (467,09 - 258,22) = 15,92 \text{[kW]} \text{ veya,}$$

$$\dot{Q}_H = 12,45 + 3,48 = 15,93 \text{[kW]}$$

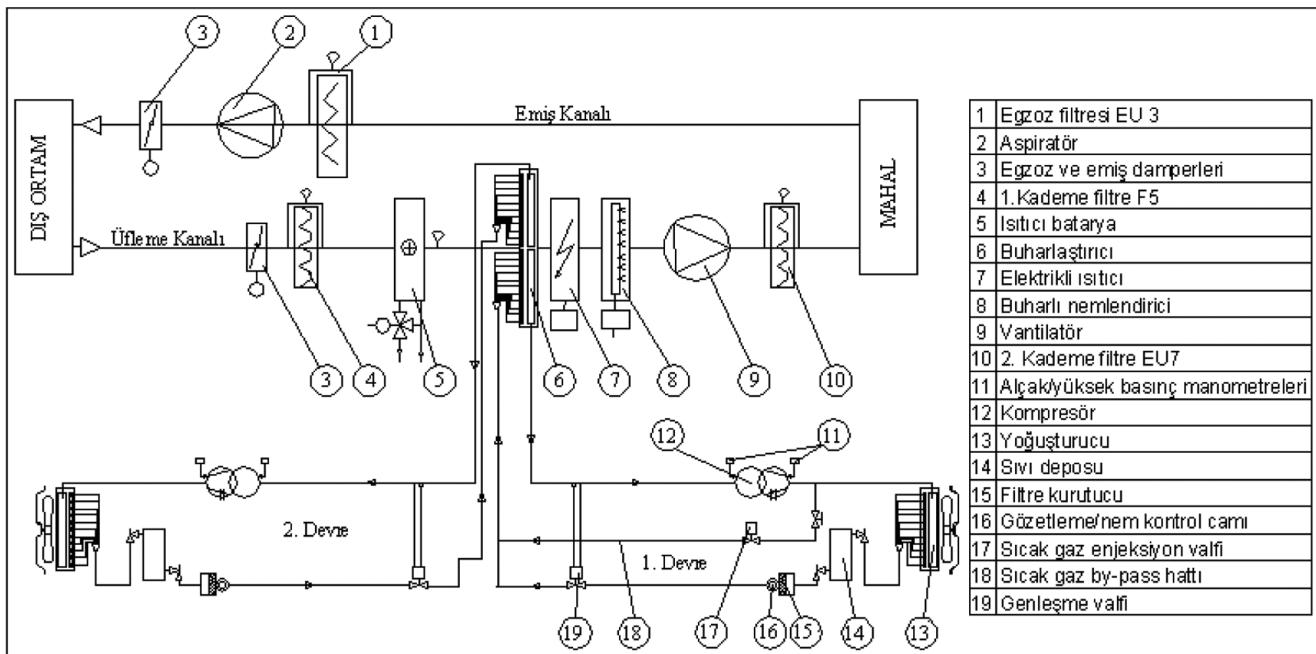
$$\dot{Q}_{AS} = \dot{m}_{gaz} \cdot (h_{4'} - h_4) \\ = 0,07621 \cdot (266,35 - 258,22) = 0,6195 \text{[kW]}$$

Boru çaplarının belirlenmesi için uygulanması gereken ilk adım, eşdeğer boru uzunlıklarının belirlenmesidir. Ancak bunun yapılabilmesi için ilk olarak tahmini boru çapları ve düz boru uzunlukları belirlenir. Bu tahmini çaplara göre de eşdeğer boru uzunlukları çıkartılır. Tüm bakır borular için soğutma uygulamalarında en çok tercih edilen L tipi bakır boru kullanılmıştır. Daha sonra her bir boru hattındaki akışkan hızları tespit edilir ve o hat için belirlenen kriteri sağlayıp sağlamadığını bakılır. Daha sonra da ASHRAE Tablolarından yararlanılarak kapasite kontrolleri yapılır. Kapasite sağlanmıyorsa tekrar yeni bir tahmini boru çapı belirlenir. Tablo 1'de tahmini boru çapına göre elde edilen eşdeğer boru uzunlukları ve akış hızları verilmiştir. ASHRAE Tablolarından da yaralanılarak kapasite kontrolleri yapılmış ve tahmini çapların uygun olduğu görülmüştür.

Boru Hatti	Tahmini Boru Çapı	Boru Elemanı	Eşdeğer Boru Uzunluğu (m)	Adet	Düz Boru Boyu (m)	Toplam Eşdeğer Boru Uzunluğu (m)	Ortalama Özgül Hacim (m ³ /kg)	Akışkan Hızı (m/s)
EMİS	7/8"	90° standart dirsek	0,8	6	2,5	10,2	0,04258	10,33
		Tee yan çıkış	1,6	1				
		180° standart "U" dönüşü	1,3	1				
BASMA	5/8"	90° standart dirsek	0,6	4	3,2	7,5	0,01454	5,51
		Tee yan çıkış	1,3	1				
		Kompresör çıkış valfi	0,6	1				
SIVI	1/2"	90° standart dirsek	0,5	10	4	19,75	0,000937	0,9
		Gözetleme camı	0,3	1				
		Selenoid valf	5,5	1				
		Kondenser kollektöründen anı genişleme	0,55	1				
		Dirsek kapama valfi	2,2	2				

Tablo 1. Boru hatlarındaki toplam eşdeğer boru uzunluğu ve akışkan hızı.

Şekil 1'de klima santraline ait sistem akış şeması ve gaz devresi görülmektedir. Burada havanın ve soğutucu akışkanın izlediği yollar şematik olarak verilmiştir. Hava için iki ayrı yol haritası görülmektedir. Bunlardan birisi mahaldeki havanın emisyonune ait, diğeri ise taze havanın mahale üflenmesine aittir. Soğutucu akışkan için iki ayrı gaz devresi görülmektedir. Buradaki amaç, düşük soğutma kapasitelerinde kompresörün harcadığı yükü azaltmak ve COP değerini yükseltmektedir. Tasarım ve testler sistemin tek devresi için yapılmış ve soğutma kapasitesi olarak toplam soğutma kapasitesinin yarısı yani, 12,45 kW, alınmıştır.



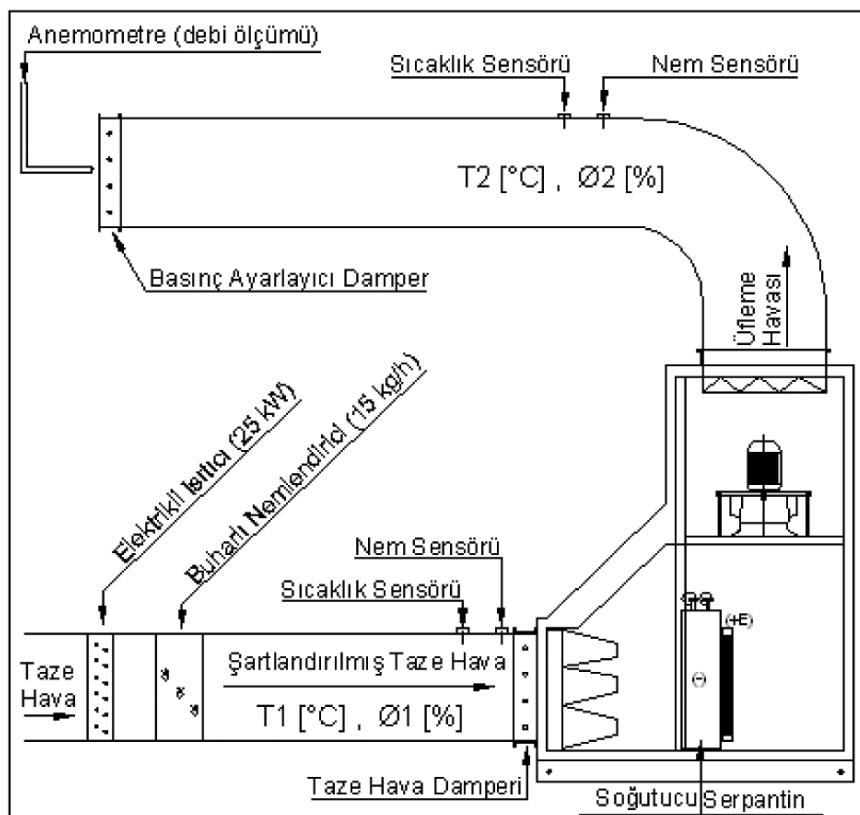
Şekil 1. Sistem akış şeması ve gaz devresi.

Problem:

Montaj kolaylığı
sağlamayan, montajı zor
banyo süzgeçleri

4. Termodinamik Test ve Analizler

Tasarımı yapılan klima santrali için hazırlanan deney düzeneği Şekil 3 ve Şekil 4'de verilmiştir. Kapasite kontrolleri için soğutma sistemi, buharlı nemlendirici ve vantilatör üniteleri çalıştırılmıştır.



Şekil 3. Deney düzeneği - 1.

Şekil 3'de görüldüğü gibi klima santralinin taze hava emiş damperine ve üfleme ağızına kanallar bağlanmıştır. Soğutma sisteminin çalıştırılabilmesi ve farklı taze hava şartları oluşturabilmek için, emiş kanalına 25 kW'lık elektrikli ısıtıcı ve 50 kg/h'lık buharlı nemlendirici konulmuştur. Şartlandırılmış olan taze havanın sıcaklığını ve bağıl nemini ölçebilmek için de sıcaklık ve nem sensörleri yine emiş kanalında mevcuttur. Üfleme kanalına ise hava debisi ve basınç ölçümü için anemometre, yine sıcaklık ve bağıl nem değerleri için de sıcaklık ve nem sensörleri konulmuştur.

4.1. Hava Tarafında Yapılan Ölçümler

Hava debisi üzerinden soğutma kapasitesi kontrolü "Eş 2" ile yapılacaktır. Bu eşitlikte yer alan entalpi ve yoğunluklar ise psikometrik diyagramdan okunacaktır.

$$Q = V \cdot \rho \cdot (h_1 - h_2) \quad (2)$$

Burada;

$$V = \text{hava debisi } [\frac{\text{m}^3}{\text{s}}], \rho = \text{havanın yoğunluğu } [\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}], h = \text{entalpi } [\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}]$$

Çözüm:

ERTEM "Pureflow"
serisi banyo süzgeçleri



"Pureflow" banyo süzgeçlerinin
Özellikleri

- Yüksekliği ayarlanabilen teleskopik üst gövdesi ile seviye ayar imkanı sağlar.
- Her iki eksende üst gövdenin eğimi ayarlanabilir.
- Dösemeye uygunluk gösterebilmesi için üst gövde kendi ekseni etrafında rahatça döndürülebilir.
- Sökülebilir koku fermetürü ile rahatça temizlik ve bakım yapılabilir.

Ertem Pureflow serisi banyo
süzgeçleri EN 1253 Avrupa
Standardına uygundur.

Sıhhi Tesisattaki özel sorunlarınızın çözümü
için ERTEM'in ürün ve hizmetlerinden faydalanan.
Çözüm ERTEM'de başlar!

ertem

Ertem Hijyen Teknolojisi A.Ş.

Genel Merkez: Çetin Emeç Bulvarı
6.Cadde No:65/1 06460 Öveçler/Ankara
Tel:0312. 472 12 72 -74 • Faks: 0312. 472 12 73
info@ertem-sanitary.com

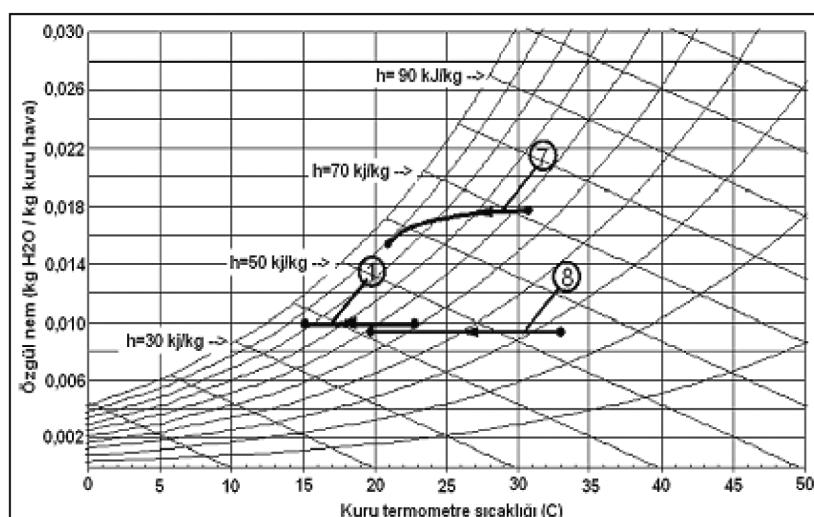
www.ertem-sanitary.com

Hava tarafı için yapılan ölçümler Tablo 3'de verilmiştir. Burada yapılan tüm ölçümlerde hava debisi $0,861 \text{ m}^3/\text{s}$ olarak okunmuştur. Şekil 3'de de gösterildiği üzere, Tablo 3'de yer alan T_1 , \varnothing_1 ve h_1 değerleri sırasıyla; giriş havası kuru termometre sıcaklığını, bağıl nemini ve entalpisini gösterirken; T_2 , \varnothing_2 ve h_2 değerleri yine sırasıyla; çıkış havası kuru termometre sıcaklığını, bağıl nemini ve entalpisini ifade etmektedir. g ve Q değerleri ise sırasıyla, havanın giriş şartlarındaki yoğunluğunu ve sistemin soğutma kapasitesini göstermektedir.

Ölçüm sonuçlarından teorik hesaba en yakın olan, 8 no'lu ölçümüdür. Soğutma kapasitesi Eş. 2'den de anlaşılacağı gibi $\bar{\varnothing}_h$ ile doğru orantılı olarak değişmektedir. En büyük kapasite 7 no'lu ölçümde, en küçük kapasite ise 1 no'lu ölçümde

Ölçüm	$T_1 [{}^\circ\text{C}]$	$\varnothing_1 [\%]$	$h_1 [\text{kJ/kg}]$	$T_2 [{}^\circ\text{C}]$	$\varnothing_2 [\%]$	$h_2 [\text{kJ/kg}]$	$\rho [\text{kg/m}^3]$	$Q [\text{kW}]$
1	22,7	52	47,5	15	85	39,6	1,08	7,34
2	24,2	48	49,1	15,7	81	40,4	1,07	8,01
3	26,4	70	68,5	19,4	93	55,5	1,06	11,86
4	27,2	40	52,2	17,2	73	41,9	1,06	9,4
5	28,6	48	61,2	18,1	89	50,1	1,05	10,03
6	29,7	50	65,8	19,8	85	53,5	1,05	11,12
7	30,4	55	71,9	20,8	87	57,8	1,05	12,74
8	32,9	27	57,2	19,8	58	43,5	1,04	12,26
9	32,3	24	52,4	19,6	51	39,5	1,04	11,55
10	33,5	24	55	20,1	53	41,4	1,02	12,17

Tablo 3. Hava tarafında yapılan ölçümler



Şekil 4. 1, 7 ve 8 nolu ölçümlerin psikometrik diyagramda gösterimi.

Şekil 4'e göre; 1 ve 8 nolu ölçümlerde duyular soğuma gerçekleşmiştir. Yani; soğuma süresince özgül nem değişmemiştir. 7 nolu ölçümde ise havanın giriş bağıl nemi yüksek olmasından dolayı duyular soğumanın yanında gizli ısından dolayı ayrıca bir soğuma gerçekleşmiş ve havanın giriş şartlarındaki özgül nemi azalmıştır. 7 nolu ölçüm için bahsedilen ve gizli ısından gelen soğuma kapasitesi "Eş 3" yardımıyla bulunabilir.

giriş sıcaklığı olan $30,4 {}^\circ\text{C}$ 'ye denk gelen entalpi değeri 2429 kJ/kg olarak okunmuştur.

Buna göre;

Şekil 4'e göre; 1 ve 8 nolu ölçümlerde duyular soğuma gerçekleşmiştir. Yani; soğuma süresince özgül nem değişmemiştir. 7 nolu ölçümde ise havanın giriş bağıl nemi yüksek olmasından dolayı duyular soğumanın yanında gizli ısından dolayı ayrıca bir soğuma gerçekleşmiş ve havanın giriş şartlarındaki özgül nemi azalmıştır. 7 nolu ölçüm için bahsedilen ve gizli ısından gelen soğuma kapasitesi "Eş 3" yardımıyla bulunabilir.

$$Q_g = V \times \rho \times (W_1 - W_2) \times h_{fg} \quad (3)$$

Burada;

$W_{1,2}$ =giriş ve çıkış özgül nemi [$\frac{\text{kg nem}}{\text{kg kuru hava}}$],

h_{fg} =döymüş su buharının entalpisi [$\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$]

Burada yer alan döymüş su buharının entalpisi değeri, havanın fiziksel özelliklerini gösteren tablolardan okunur. Tablodan

$$Q_g = 0,861 \cdot 1,05 \cdot (0,0163 - 0,0147) \cdot 2429 = 3,51 \text{ kW}$$
 olarak bulunur.

Yani; 7 no'lu ölçümdeki kapasitenin %27,5'i gizli ısından kaynaklanmaktadır.

Genel olarak, soğutma olayında giriş havası bağıl nem arttıkça, soğutma kapasitesi de artar. Tabii bunun yanında, kuru termometre sıcaklığının da etkisi çok önemlidir. Kuru termometre sıcaklığı da arttıkça, logaritmik sıcaklık farkının artmasından dolayı yine kapasite artışı beklenir. Ancak, buradaki artış bağıl nemin kapasiteye olan etkisi kadar değildir. Bunu görebilmek için 8, 9 ve 10 no'lu ölçümlere baktamız yeterli olacaktır. 9 ve 10 no'lu ölçümlerde bağıl nem oranları aynı iken, 10 no'lu ölçümde kuru termometre sıcaklığı, 9 no'lu ölçümüne göre 1,2 °C daha yüksektir ve kapasitesi de 0,62 kW daha fazla çıkmıştır. Ancak, 8 ve 10 no'lu ölçümleri karşılaştırıldığımızda ise; 8 no'lu ölçümün kuru termometre sıcaklığı, 10 no'lu ölçümüne göre 0,6 °C daha düşük olmasına rağmen, bağıl neminin daha yüksek olmasından dolayı kapasitesi 0,09 kW daha fazla çıkmıştır. Bunun nedeni ise gizli ısidır. Bağıl nem oranı arttıkça soğuma sırasında havada bulunan su buharı yoğunlaşır ve içindeki ısıyı dışarı atar. Hava tarafında yapılan ölçümlerde de yoğunlaşma olayının gerçekleştiği gözlenmiştir.

Teorik kapasite ile deneyel yolla elde edilen kapasitenin birbirile uyusması için, giriş havası şartlarının dizayn şartlarıyla aynı olması gereklidir. Yani; giriş havası kuru termometre sıcaklığının 34 °C, bağıl neminin ise %28,3 olması gereklidir. Kapasitelerin her ölçümde farklı çıkması logaritmik sıcaklık farkı ve toplam ısı transfer katsayısı ile açıklanabilir.

Bir ısı değiştiricisinin kapasitesi "Eş. 4" yardımıyla da bulunabilir [2].

$$Q = K \cdot A \cdot \Delta t_m \quad (4)$$

Burada;

K = toplam ısı transfer katsayısi [$\text{W}/\text{m}^2 \cdot {}^\circ\text{C}$],

A = toplam ısı transfer yüzey alanı [m^2],

Δt_m = ortalama logaritmik sıcaklık farkıdır.

Kapasiteyi doğrudan etkileyen toplam ısı transfer katsayısı, ısı değiştiricisinin geometrisine ve üzerinden geçen akışkanın özelliklerine bağlı olarak değişir. Isı değiştiricisinin geometrisi her ölçümde aynı olduğu için, geometrinin ısı transfer katsayısına olan etkisi göz ardı edilebilir. Üzerinden geçen havanın debisi her ölçümde yine aynı olduğu için bunun da etkisi göz ardı edilebilir. Bunun dışında gizli ısı oranı her ölçümde değişimleceği için, toplam ısı transfer katsayıısı da buna bağlı olarak artar veya azalır. Gizli ısı oranındaki artış, toplam ısı transfer katsayıısını da artırcı yönde etkiler. Toplam ısı transfer yüzey alanı, yine ısı değiştiricisinin geometrisine bağlı olduğu için sabittir. Dolayısıyla, kapasitenin değişmesindeki etkisi göz ardı edilebilir. Ortalama logaritmik sıcaklık farkı ise, ters akımlı ısı değiştiricileri için "Eş. 5" ile bulunabilir. Bu denklemden Δt_m manlaşılaçığı üzere Δt_m havanın giriş ve çıkış şartlarına göre değişimdir.



Akışkanların gücüne hükmüyoruz.



DMF - Series



KMU / V - Series



DS / DB / DM - Series



HP - Series



DM 65 - Series



T / TM / TR - Series



Mas Grup

MAS POMPA SAN. A.Ş.

Ataşehir Bulvarı Ata Çarşı No.: 56 34758 Ataşehir - İstanbul / TURKEY

Tel: +90 216 456 47 00 Fax: +90 216 455 14 24

www.masgrup.com • e-mail: masgrup@masgrup.com



$$\Delta t_m = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln(\frac{\Delta t_1}{\Delta t_2})} \quad (5)$$

$$\Delta t_1 = (t_{1c} - t_{2g}), \Delta t_2 = (t_{1g} - t_{2c})$$

Burada; t_{1c} ve t_{1g} havanın çıkış ve giriş sıcaklıklarını gösterirken, t_{2c} ve t_{2g} soğutucu akışkanın çıkış ve giriş sıcaklıklarını göstermektedir. Soğutucu akışkan giriş ve çıkış sıcaklıklarını için teorik hesapta kullanılan kızgınlık miktarını katmadan buharlaşma sıcaklığı olan 7°C sabit olarak alınabilir. Bu yaklaşım doğrultusunda ve "Eş. 5" yardımıyla 1, 7 ve 8 no'lu ölçümler için Δt_m değerleri hesaplanırsa;

$$\Delta t_{m,1} = \frac{(15 - 7) - (22,7 - 7)}{\ln(\frac{8}{15,7})} = 11,42^{\circ}\text{C}$$

$$\Delta t_{m,7} = \frac{(20,8 - 7) - (30,4 - 7)}{\ln(\frac{13,8}{23,4})} = 18,18^{\circ}\text{C}$$

$$\Delta t_{m,8} = \frac{(19,8 - 7) - (32,9 - 7)}{\ln(\frac{12,8}{25,9})} = 18,58^{\circ}\text{C}$$

değerleri bulunur. $\Delta t_{m,8}$ in değeri, $\Delta t_{m,7}$ nin değerinden büyük olmasına rağmen 7 no'lu ölçümde daha yüksek kapasite elde edilmiştir. Bunun nedeni ise; 7 no'lu ölçümdeki gizli ısı oranının yüksek olması ve dolayısıyla, toplam ısı transfer katsayısunun 8 no'lu ölçüme göre daha fazla olmasıdır.

4.2. Akışkan Tarafı İçin Yapılan Ölçüm

Kapasite kontrolü için yapılacak olan ikinci aşamada ise Şekil 5'de görüldüğü gibi buharlaştırıcı, kompresör ve yoğunşutucu giriş ve çıkışlarına sıcaklık hissedicileri bağlanmıştır. Sıcaklık hissedicileri sayesinde o noktadaki soğutucu akışkanın sıcaklıkları okunacaktır. Kapalı sistemde akışkan basıncının tespit edilmesi oldukça zor olduğundan basınç için o sıcaklığa denk gelen basınç alınacaktır. R407 C gazına ait tablolar yardımıyla da o noktadaki entalpiler tespit edilecektir [3]. Gaz debisi için teorik olarak hesaplanan değer baz alınmıştır. Hava tarafı için yapılan ölçümleler teorik hesaba en yakın sonucu veren 8. ölçüm için, akışkan tarafında yapılan ölçümler Tablo 3 ve Şekil 5'de verilmiştir.

$$P = U \cdot I \cdot \cos \varphi \cdot \sqrt{3} \cdot 10^{-3} \quad (6)$$

Burada;

P = kompresör motor gücü [kW],

U = hat gerilimi [volt], I = akım [A],

$\cos \varphi$ = güç faktörü $\approx 0,9$

Sistemdeki hat gerilimi ise 391 Volt olarak ölçülmüştür.

Şekil 5. Deney düzeneği – 2

Şekil 5'de gösterilen numaralı bölgelerdeki sıcaklıklar ve entalpiler Tablo 3'de aynı numarayla ifade edilmiştir.

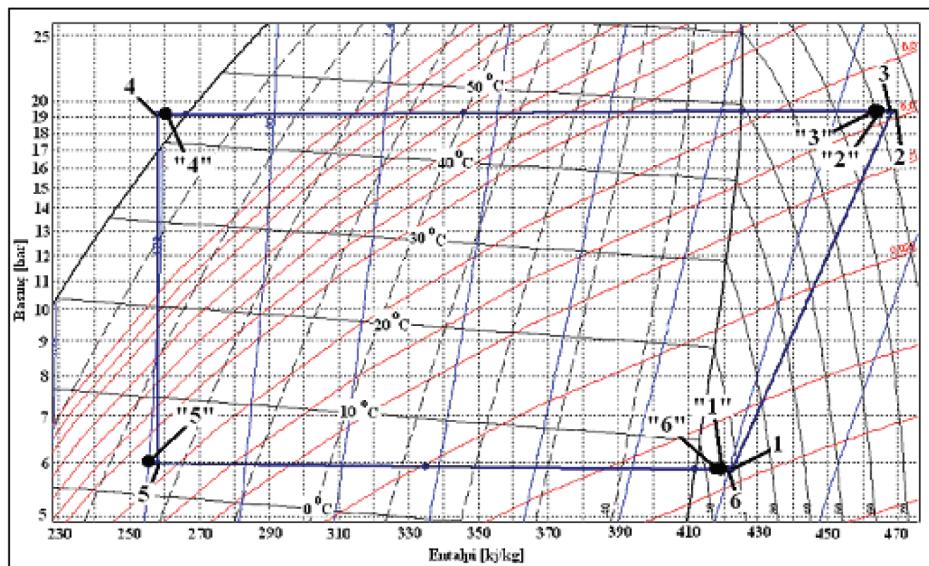
Kompresör üzerinde geçen akım da bir ampermetre vasıtasyyla ölçülmüş ve harcanan güç "Eş 6" yardımıyla hesaplanmıştır.

Ölçüm Noktası	Deneysel	Teorik
$T_1 [^{\circ}\text{C}]$	17,5	18,1
$h_1 [\text{kJ/kg}]$	418	422,65
$T_2 [^{\circ}\text{C}]$	80,6	83,74
$h_2 [\text{kJ/kg}]$	460	468,3
Komp. Kap. [kW]	3,2	3,48
Komp. Motor akımı [A]	4,8	5,13
Komp. Harcadığı güç [kW]	3,25	3,48
$T_3 [^{\circ}\text{C}]$	80,2	82,64
$h_3 [\text{kJ/kg}]$	466	467,1
$T_4 [^{\circ}\text{C}]$	39	38,91
$h_4 [\text{kJ/kg}]$	263	258,2
Yoğ. Kap. [kW]	15,47	15,92
$T_5 [^{\circ}\text{C}]$	2,2	3,14
$h_5 [\text{kJ/kg}]$	255	258,2
$T_6 [^{\circ}\text{C}]$	8	17
$h_6 [\text{kJ/kg}]$	415	421,6
Buhar. Kap. [kW]	12,19	12,45
COP	3,75	3,58

Tablo 3. Akışkan tarafından yapılan ölçümler ve teorik değerler.

Hava tarafında yapılan ölçümde soğutma kapasitesi $12,26 \text{ kW}$ olarak bulunmuştur. Akışkan tarafında da yapılan ölçümde de bu değere oldukça yakın olan $12,19 \text{ kW}$ değeri elde edilmiştir. Bu değerler teorik hesapla da oldukça uygundur. Soğutma kapasitesinin teorik hesaba göre küçük bir miktar düşük çıkışmasına rağmen COP değeri kompresör gücünün düşük çıkışından dolayı bir miktar yüksek çıkmıştır. Akışkan tarafında yapılan ölçümlede akışkan sıcaklığı bakır boru üzerinden okunduğu için belli bir miktar ölçüm hatası olduğu düşünülmektedir. P-h diyagramından da anlaşılabileceği üzere sıcaklıklı $0,5^{\circ}\text{C}$ lik okuma hatası, entalpide $20-30 \text{ kJ/kg}$ 'lık farka neden olabilir. Hava tarafı soğutma kapasitesiyle akışkan tarafı soğutma kapasitesinin farklı çıkışının en büyük nedeni de budur.

Kapasiteye olan etkisi göz ardı edilmemesi gereken diğer bir husus da bakır borulardaki basınç kayiplarıdır. Mutlaka teorik hesaptan bir miktar farklı basınç kayipları oluşmuştur. Bu kayıpların artması; akışkan debisini azaltıcı yönde etkileyeceğinin, kapasiteleri de düşürecektir.



Şekil 5. Deneysel ve teorik p-h diyagramı.

5. Sonuçlar

Hem hava tarafında, hem de akışkan tarafında yapılan ölçümlerde teorik hesaba yakın sonuçlar elde edilmiştir. Soğutma sisteminde tek devre için 12,45 kW olarak belirlenen soğutma kapasitesi hava tarafı için 12,26 kW olarak bulunmuştur. Aynı değer akışkan tarafı için yapılan ölçümde 12,19 kW çıkmıştır. Özellikle akışkan tarafında yapılan ölçümlerde küçük miktarlarda ölçüm hatası olduğu tahmin edilmektedir. Çünkü; kompresör, buharlaştıracı ve yoğunlaştırıcı giriş ve çıkış sıcaklıklarını bakır boru üzerinden okumuştur. Bunun yanında teorik hesaptan farklı kapasitelerin elde edilmesi; giriş havası şartları, gizli ısı oranı, teorik sıcaklık farkı, toplam ısı iletim katsayısı ve bakır boru basınç kayipları gibi birçok nedene bağlıdır. Bu özelliklerin her birinin kapasiteye olan etkileri irdelemiştir. Her iki ölçümde de kapasiteye olan etkileri inceleyen özellikler (giriş havası şartları, teorik sıcaklık farkı, gizli ısı oranı, bakır boru basınç kayipları, v.b.) komple bir sistemi oluşturmaktadır. Bunlardan herhangi birinin kapasiteye olan etkisi göz ardı edilerek, diğer özelliklerin etkinliğini incelemek doğru sonuçu vermeyecektir.

Kaynaklar

- [1.] Özkol N., "Uygulamalı soğutma tekniği", TMMOB, Ankara, 49-87 (2004).
- [2.] Prof. Dr. Genceli F. O., "İşı değiştiricileri", Birsen, İstanbul, 90-105 (2005).
- [3.] ASHRAE, "System practices for halocarbon refrigerants", 2002 ASHRAE Refrigeration handbook (SI), ASHRAE, Atlanta, 2.1-2.24 (2002).

Yazarlar:

Mak. Yük. Müh. Murat Özer

1981 Gaziantep doğumludur. Lisans eğitimini 2004 yılında İTÜ Makina Mühendisliği Bölümünde tamamlamıştır. Yüksek lisans eğitimini ise, 2007 yılında Gazi Üniversitesi'nde ısı ve enerji bölümünde tamamlamıştır. İş hayatına 2004 yılında Üntes Isıtma Klima Soğutma A.Ş. de başlamıştır. Halen, aynı firmada kalite güvence müdürü ve iş hazırlama sorumlusu olarak çalışmaktadır.

Prof. Dr. Nuri YÜCEL

1957 Adıyaman doğumludur. Lisans eğitimini 1979 yılında İTÜ Makina Mühendisliği Bölümünde tamamlamıştır. 1979-1982 yılları arasında TPAO'da atölye mühendisi olarak çalışmıştır. 1984 yılında yüksek lisans, 1988 yılında doktora çalışmalarını Polytechnic University of New York'da tamamlamıştır. G.U. Makina Müh. Bölümünde Prof. Dr. olarak görev yapmaktadır. Çok sayıda yurt içi ve yurt dışı makale ve bildirisi bulunmaktadır.

Dimplex

Isı Depolu Radyatör



Elektrikle ucuza isının...

Neden Elektrikli Isıtıcı?

- Tesisat gerektirmeden kolayca monte edilir.
- Sisteme ısıtıcı eklemek veya çıkarmak çok basittir.
- İnce ve sık tasarıma sahiptir.
- Her ısıtıcı ayrı çalıştığından odalar arası tam istenilen sıcaklık dağılımı elde edilir. Konfor ve tasarruf sağlanır.
- Elektrikli ısıtıcılar yakıtlı ısıtıcılarla göre satın alduğumuz enerjinin çok daha fazlasını enerjiye çevirirler, verimlidirler.
- Sürekli hareketli parça bulunmadığından bakım masrafı azdır.



HAVAK ENDÜSTRİ TESİSLERİ TİC. LTD. ŞTİ.

Cayıçilar Sokak No. 42 Topçular 34050 İSTANBUL
Tel : (0212) 612 27 74 - 501 20 08
Faks : (0212) 501 35 25
E-posta : info@havak.com Web : www.havak.com

Havak



EN ISO 9001:2000

Üyesidir.